

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y
Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica,
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica



“DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA”

Tesis presentada por el bachiller:

Cáceres Cuentas, Carlos Andrés

Para optar el Título Profesional de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Asesor:

Castro Valdivia, Jorge Luis

AREQUIPA – PERÚ

2019



Universidad Católica de Santa María

☎ (51 54) 382038 Fax: (51 54) 251213 ✉ ucsm@ucsm.edu.pe 🌐 http://www.ucsm.edu.pe Apartado: 1350

AREQUIPA - PERÚ

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

**“DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS
WHEEL EN AREQUIPA”**

Presentado por el Bachiller:

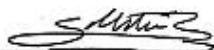
CACERES CUENTAS CARLOS ANDRES

Nuestro **DICTAMEN** es:

Apto para sustentar.

OBSERVACIONES: Ninguna.

Arequipa, 25 de octubre 2019.



ING. SERGIO MESTAS RAMOS



ING. JORGE CASTRO VALDIVIA

DEDICATORIA

Dedico esta investigación en especial a mi compañera de la vida Andrea, a mi gran inspiración mi hija Cayetana, a mis hermanos Daniel y Cecilia, a mis padres que me bendicen desde el cielo Daniel y Roxana, a mis abuelos mis 2dos padres Carlos y Alicia, Norka y Florencio, así como a todos mis tíos/as y primos/as, familia en general y mis amigos de toda la vida; esperando que algún día logren leerla y sientan el gran orgullo y la inspiración que generaron en mí.

GRACIAS TOTALES!

LOS QUIERO MUCHO!



AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi sincero agradecimiento a todas las personas que fueron partícipes de esta investigación en especial: Ing. Jorge Castro, quien desde la universidad creyó e incentivo la culminación de este proyecto; Ing. Jonathan Menis, mi colega que fue participe de esta investigación hibrida, quien ejecuto una 2da parte ligada al sistema de control de un Ferris Wheel; Ing. Felipe Cuadros, mi otro colega con quien iniciamos esta larga investigación con Jonathan a partir del curso de Estructuras y Cimentación en 5to año de la carrera; Ing. Luigee Calle, quien fue un gran soporte en la ejecución gráfica del presente proyecto, acompañado de un impecable equipo de trabajo.

A la Universidad Católica de Santa María y a mi escuela profesional Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica, así mismo a todos sus docentes, quienes cultivaron en mi los valores de la enseñanza y la base ingenieril para enfrentar este mundo super competitivo.

A toda mi familia quien estuvo conmigo en las buenas y en las malas, acompañándome a seguir adelante y nunca dejar atrás la culminación de esta investigación.

Y a todas las personas en general quienes tuvieron mucha paciencia y brindaron varias ideas específicas, ya que se abarco horas y años de estudio, sobre todas las cosas el mejor de los aprendizajes.

Así mismo me enseñó algo único en la vida “Debes finalizar lo que inicias, y más aún si haces una tesis única que te fascina”.

Espero en un futuro cercano la presente investigación pueda servir de base a mis próximos colegas, llegando a profundizarla al límite para su ejecución final.

MUCHISIMAS GRACIAS A CADA UNO DE USTEDES Y VIVA EL ROCK N´ROLL!

RESUMEN

El presente proyecto de investigación “*diseño electromecánico de un **Ferris Wheel** en Arequipa*”. Tiene como objetivo presentar la información y elaboración de ingeniería de detalle para la implementación de una rueda de observación dinámica. Con el fin de desarrollar una nueva obra de ingeniería de clase mundial y beneficie admirando gran parte de la ciudad de Arequipa; tal como lo tienen varias metrópolis alrededor del mundo. El procedimiento del trabajo de investigación fue el siguiente:

Primero: Se justificó el proyecto y se plantearon los principales problemas de la presente investigación; también se definió el objetivo general del proyecto.

Segundo: Este proyecto fue desarrollado con el método de diseño estructural **LRFD** (low resistance factor design); de igual modo se seleccionaron los principales equipos mecánicos, eléctricos, de control e instrumentos considerados dentro del diseño.

Tercero: Se realizaron los cálculos, selecciones de equipos y materiales justificados en base a las exigencias del proyecto; inicialmente se detalla la parte estructural y mecánica, posteriormente la parte eléctrica y finalmente la parte de control, automatización e instrumentación. Así como las consideraciones de seguridad relacionadas al diseño.

Cuarto: Se analizó indicadores de costos relacionados al desarrollo del proyecto.

Quinto: Se presentaron los resultados, conclusiones y recomendaciones obtenidas del diseño del proyecto.

PALABRAS CLAVES: Ferris Wheel, LRFD.

ABSTRACT

The present research project "*electro mechanic design of a **Ferris Wheel** in Arequipa*". It has the objective to present the information and elaboration of detailed engineering for the implementation of a dynamic observation wheel. In order to develop a new world-class engineering project and benefit by admiring much of the city of Arequipa; as have several metropolises around the world.

The procedure of the research project as follows:

First: The project was justified and main problems of the present investigation were raised; the general objective of the project was also defined.

Second: This project was developed with the structural design method **LRFD** (low resistance factor design); in the same way, the main mechanical, electrical, control and instrument equipment considered within the design were selected.

Third: Calculations, equipment selections and justified materials were made based on the requirements of the project; initially, the structural and mechanical part are detailed, then the electrical part and finally the control, automation and instrumentation part. As well as security considerations related to design.

Fourth: Cost indicators related to the development of the project were analyzed.

Fifth: The results, conclusions and recommendations obtained from the design of the project were presented.

KEY WORDS: Ferris Wheel, LRFD.

INTRODUCCIÓN

A través de los años viendo el crecimiento de la ciudad de Arequipa en los sectores de minería, construcción, pesca, transporte, comercio, entre otros; y especialmente en el turismo donde se tiene un gran potencial. Actualmente después de la capital Lima, la ciudad de Arequipa se proyecta a seguir creciendo como metrópolis, ya que impacta de gran manera en la economía nacional, sobre todo por la inversión generada en la minería. Teniendo estos antecedentes y la base ingenieril de por medio, es que nace esta investigación. Desarrollando e innovando en un nuevo proyecto de clase mundial, con el fin de generar un valor agregado y admiración turística por la variedad arquitectónica que cuenta la ciudad de Arequipa. Muchas ciudades importantes alrededor del mundo, vienen desarrollando observadores dinámicos, poniendo así en boga el desafío de implementar dichas estructuras, en cualquier situación atmosférica y geográfica.

Desde que George Washington Gale Ferris en 1893 comenzara a construir la primera gran rueda de la fortuna o también llamada “Ferris Wheel” en un parque de diversiones, hasta el día de hoy en donde la ingeniería a través de sus avances en sistemas de control y equipos electro mecánicos en general, las desarrollo como un atractivo turístico para grandes centros de esparcimiento. Considerando que en tal época el gran eje central que contenía dicha rueda de la fortuna, fuera catalogado como la pieza de acero forjado más grande de la historia. En la actualidad se observan estructuras que alcanzan los 200 metros de altura y pueden controlar el transporte de más de 1000 personas por giro; tomando como ejemplo el London Eye el cual rompió esquemas, ya que fue diseñado con solo 02 columnas soporte, tensores dirigidos hacia su eje y al costado del río Támesis; u la reciente construcción de la Ain Dubai alcanzando los 210 metros de altura y 48 cabinas, con más de 9000 toneladas de acero para su construcción, colocándola como la más grande del mundo en la actualidad.

Gracias al desarrollo del método estructural LRFD y los avances de softwares para simulación FEA, otros campos como la automatización y control de procesos, es posible la implementación de estos proyectos ingenieriles y de auge mundial, tal como se observa en Dubai, Shanghai, Tokio, Nueva York, Paris, Londres, Vegas, entre otras grandes metrópolis.

INDICE

RESUMEN	v
ABSTRACT	vi
INTRODUCCIÓN	vii
INDICE.....	viii
INDICE DE FIGURAS	xiv
INDICE DE TABLAS	xxi
CAPITULO I	1
1. MARCO METODOLÓGICO.....	2
1.1. Estado del arte.....	2
1.2. Cuadro Comparativo entre ruedas de observación dinámica en el mundo ..	12
1.3. Encuesta.....	13
1.3.1. Formato de Encuesta	13
1.3.2. Datos de Entrada de Encuesta	14
1.3.2.1. Cálculo de Tamaño de Población (N)	14
1.3.2.2. Cálculo de Tamaño de Muestra.....	14
1.3.3. Resultados de Encuesta	15
1.4. Justificación.....	22
1.5. Planteamiento del problema	22
1.6. Problema de la Investigación	22
1.6.1. Posibilidad de realización.....	22
1.6.2. Impedimentos técnicos y económicos	22
1.7. Objetivos	23
1.7.1. Objetivo general	23
1.7.2. Objetivos específicos	23
CAPITULO II.....	24
2. MARCO TEORICO	25
2.1. Diseño Mecánico	25
2.1.1. Enfoque del Diseño	25
2.1.2. Método LRFD	25
2.1.2.1. Combinaciones de cargas	25
2.1.2.2. Requisitos del Método LRFD	26
2.1.3. Tipos de Cargas	28
2.1.3.1. Carga Muerta.....	28

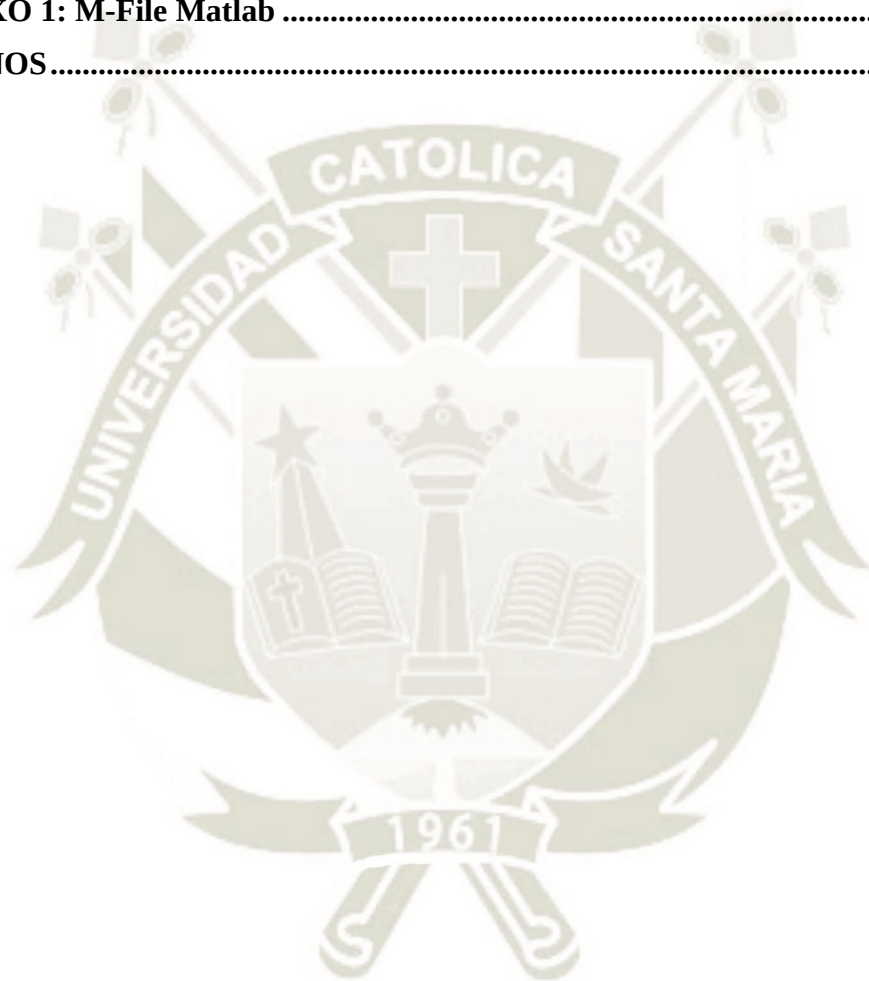
2.1.3.2.	Carga Viva.....	28
2.1.3.3.	Carga del Viento.....	28
2.1.3.4.	Carga Sísmica.....	32
2.1.4.	Uniones soldadas	34
2.1.4.1.	Tipos de Soldaduras	34
2.1.4.2.	Clasificación de Soldadura.....	35
2.1.4.3.	Grados de Acero más utilizados.....	36
2.1.5.	Características del Acero Estructural	36
CAPITULO III		38
3. DISEÑO E INGENIERIA		39
3.1. Lista de Exigencias y Deseos		39
3.1.1.	Exigencias.....	39
3.1.2.	Deseos.....	39
3.2. Consideraciones Generales de Diseño.....		40
3.3. Ubicación Geográfica del Proyecto		40
3.4. Diseño Mecánico Estructural.....		42
3.4.1.	Generalidades iniciales del diseño.....	42
3.4.1.1.	Rueda.....	42
3.4.1.2.	Cabinas	42
3.4.2.	Procedimiento del diseño	43
3.4.3.	Simulaciones preliminares FEA y Estructurales	44
3.4.3.1.	Simulación de esfuerzos y deformación FEA 2D con “Algor Multiphysics”	44
3.4.3.2.	Simulación estructural con “SAP 2000”:.....	46
3.4.4.	Carga de Viento preliminar	46
3.4.5.	Primera Aproximación	49
3.4.5.1.	Diseño preliminar de Cabina N°1.....	49
3.4.5.2.	Esquema de armadura N°1	50
3.4.5.3.	Sistema de ecuaciones N°1	51
3.4.5.4.	Solución matricial N°1	57
3.4.5.5.	Selección de vigas N°1	58
3.4.6.	Segunda Aproximación	60
3.4.6.1.	Diseño de preliminar de cabinas N°2	60
3.4.6.2.	Combinaciones de Cargas	61
3.4.6.3.	Esquema de armadura N°2	62

3.4.6.4.	Sistema de ecuaciones N°2.....	62
3.1.6.1	Solución matricial N°2.....	63
3.4.6.5.	Selección de vigas N°2.....	64
3.4.7.	Tercera Aproximación.....	65
3.4.7.1.	Reformulación de combinaciones de carga.....	65
3.4.7.2.	Esquema de armadura N°3.....	66
3.4.7.3.	Sistemas de ecuaciones N°3.....	67
3.4.7.4.	Solución matricial N°3.....	68
3.4.7.5.	Análisis de Aproximaciones 1-2-3.....	69
3.4.8.	Cuarta Aproximación.....	70
3.4.8.1.	Cálculo de momento de inercia.....	70
3.4.8.2.	Cálculo de fuerza total para girar la rueda.....	70
3.4.8.3.	Esquema de armadura N°4.....	73
3.4.8.4.	Sistemas de ecuaciones N°4.....	73
3.4.8.5.	Solución matricial N°4.....	74
3.4.8.6.	Análisis de esbeltez.....	75
3.4.8.7.	Análisis de Aproximaciones 1-2-3-4.....	76
3.4.9.	Quinta Aproximación.....	77
3.4.9.1.	Selección de vigas N°5.....	77
3.4.9.2.	Reformulación de combinaciones de carga.....	79
3.4.9.3.	Esquema de armadura N°5.....	82
3.4.9.4.	Sistemas de ecuaciones N°5.....	83
3.4.9.5.	Solución matricial N°5.....	89
3.4.9.6.	Validación de perfiles por fluencia.....	90
3.4.9.7.	Validación de perfiles por fractura.....	90
3.4.9.8.	Validación de esbeltez.....	90
3.4.9.9.	Cálculo de momento de inercia.....	91
3.4.9.10.	Cálculo de fuerza para girar la rueda.....	92
3.4.9.11.	Análisis de Aproximaciones.....	95
3.4.10.	Sexta Aproximación – Memoria de Cálculo de Perfiles.....	96
3.4.10.1.	Geometría.....	96
3.4.10.2.	Cálculo de Cargas.....	97
3.4.10.3.	Autoselección de Perfiles.....	101
3.4.10.4.	Diagrama de momentos y fuerza cortante:.....	105
3.4.10.5.	Resultados de Selección.....	109

3.4.11. Memoria de Calculo Uniones de Estructura principal.....	110
3.4.11.1. Especificaciones Técnicas y Normas	110
3.4.11.2. Cálculos.....	110
3.4.11.2.1. Cálculo de la Unión 1	111
3.4.11.2.2. Cálculo de la Unión 2:.....	119
3.4.11.2.3. Cálculo de la Unión 3	129
3.4.11.2.4. Cálculo de la Unión 4.....	135
3.4.11.2.5. Cálculo de la Unión 5	143
3.4.11.2.6. Cálculo de la Unión 6.....	157
3.4.11.2.7. Resumen	167
3.4.12. Diseño de Ejes	168
3.4.12.1. Eje central sobre el cual girara la rueda del Ferri.....	168
3.4.12.1.1. Calculo Mecánico.....	168
3.4.12.1.2. Análisis FEA	173
3.4.12.2. Eje de Cabinas.....	181
3.4.12.2.1. Calculo mecánico	181
3.4.12.2.2. Análisis FEA	184
3.4.12.3. Eje de Salida de Reductor	191
3.4.13. Diseño de Columnas.....	196
3.4.13.1. Calculo Mecánico.....	196
3.4.13.1.1. Diseño de Columnas Base	196
3.4.13.1.2. Diseño de Columnas Compuestas	200
3.4.13.2. Análisis con SAP.....	203
3.4.14. Diseño de ensamble acople central.....	210
3.4.14.1. Requerimientos de diseño	210
3.4.14.2. Diseño de semi disco sin alojamiento	210
3.4.14.2.1. Primer Análisis	210
3.4.14.2.2. Segundo Análisis.....	212
3.4.14.2.3. Tercer Análisis	213
3.4.14.3. Diseño de semi disco con alojamiento	214
3.4.14.4. Diseño placa lateral	214
3.4.14.5. Diseño de placa central (Uniones radios W8X31).....	215
3.4.14.6. Selección de Rodamiento para Acople Central.....	215
3.4.14.7. Ensamble Acople Central.....	218
3.4.14.7.1. Diseño CAD	218

3.4.14.7.2. Análisis FEA	220
3.4.14.7.3. Diseño optimizado FEM	223
3.4.15. Selección de Transmisión Mecánica	228
3.4.15.1. Cálculo de Inercia de Ferris Wheel	228
3.4.15.1.1. Inercia de carga muerta	228
3.4.15.1.2. Inercia de carga viva.....	229
3.4.15.1.3. Inercia Total	229
3.4.15.2. Cálculo de Potencia requerida.....	229
3.4.15.3. Selección de Motor Eléctrico – Siemens.....	231
3.4.15.4. Selección de Reductor - BONFIGLIOLI	232
3.4.15.5. Selección de Acoples	234
3.4.15.5.1. Selección de acoplamiento de alta entre motor y reductor.....	234
3.4.15.5.2. Selección de acoplamiento entre reductor y eje de transmisión.....	236
3.4.15.6. Selección de Frenos Electrohidráulicos	237
3.4.15.6.1. Selección Freno Electrohidráulico de Alta.....	238
3.4.15.6.2. Selección Freno Electrohidráulico de Baja	240
3.4.15.7. Diseño de engranaje helicoidal	242
3.4.15.8. Selección de Rodamientos y Chumaceras SKF	249
3.4.15.8.1. Apoyos de Eje Central.....	249
3.4.15.8.2. Apoyos de Eje Salida de Reductor	251
3.4.15.9. Diseño de Tambor Central	258
3.4.16. Diseño Optimizado de Cabinas	267
3.4.16.1. Análisis FEA de Ensamble de Cabinas	267
3.4.16.2. Selección de rodamientos de pared para ejes de cabinas	277
3.4.17. Diseño de Plataforma Central.....	278
3.4.17.1. Diseño de Soportes de Transmisión	278
3.4.17.1.1. Soporte de Motor Eléctrico	278
3.4.17.1.2. Soporte de Chumacera SNL3144	284
3.4.17.1.3. Soporte de Chumacera SNL3160	287
3.4.17.2. Diseño de Plataforma Lateral 1	292
3.4.17.3. Diseño de Plataforma Lateral 2	299
3.4.18. Análisis de fuerzas por gravedad (Fuerzas G).....	306
4. RESULTADOS DEL DISEÑO	309
4.1. Diseño Mecánico Estructural.....	309
4.2. Costos de Proyecto	315

4.3. Estudio Previo de Factibilidad de Proyecto	320
4.3.1. Cálculo de Ingresos por Venta de Tickets	320
4.3.2. Simulación de Estados de Resultados para el Año 1	320
CONCLUSIONES	321
RECOMENDACIONES	322
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	323
ANEXOS Y TABLAS.....	326
ANEXO 1: M-File Matlab	326
PLANOS.....	327



INDICE DE FIGURAS

Fig. 1 - Fig. 2 Primera Rueda de la Fortuna construida por George Washington Ferris.....	3
Fig. 3 - Fig. 4 Proceso de montaje del London Eye & Vista lateral del London Eye	5
Fig. 5 - Fig. 6 Cabinas & Eje Central del London Eye.....	5
Fig. 7 - Fig. 8 Sistema de transmisión hidráulica del London Eye	6
Fig. 9 Esquema General del London Eye	6
Fig. 10 Comparación de Ferris Wheel alrededor del mundo.....	7
Fig. 11 Área utilizada para el London Eye, aproximadamente 30,000 m ²	7
Fig. 12 Vista aérea considerando un radio de 1500 metros.....	8
Fig. 13 El London Eye tiene 70 metros distancia ocupada dentro del rio Támesis.....	8
Fig. 14 Vista General del Ain Dubai, y detalles de montaje del spindle & hub central.	10
Fig. 15 Detalles del ensamble spindle & hub central.	10
Fig. 16 Generalidades del Ain Dubai.	11
Fig. 17 Vista de Planta del Resort.	11
Fig. 18 Resultados por % de Genero	16
Fig. 19 Resultados por Escala de Edad	16
Fig. 20 Resultados por Grado de Instrucción	17
Fig. 21 Resultados 1era pregunta, Identificación de un Ferris Wheel.....	17
Fig. 22 Resultados 2da pregunta, Ferris Wheel en el Mundo	18
Fig. 23 Resultados 3era pregunta, Instalación de un FW en Arequipa	18
Fig. 24 Resultados 4ta pregunta, Ubicación de un FW en Arequipa	19
Fig. 25 Resultados 5ta pregunta, Impacto Visual en Arequipa	20
Fig. 26 Resultados 6ta pregunta, Precio Ticket de Ingreso a un FW	20
Fig. 27 Resultados 7ma pregunta, Inversión del Proyecto	21
Fig. 28 Mapa Eólico de Arequipa 2008, viento medio a 80 metros (m/seg).....	30
Fig. 29 Mapa Eólico de Perú 2016, velocidad media anual de viento 75 metros (m/seg). .	31
Fig. 30 Simulación de acción de un sismo	32
Fig. 31 Comportamiento elástico de una edificación.	34
Fig. 32 Gráfica de esfuerzo vs. Deformación para un A36 común	37
Fig. 33 Mapa de Arequipa	40
Fig. 34 Locación del Proyecto área de 12,000m ² aprox a orillas del rio Chili.	40
Fig. 35 Área proyectada se encuentra a casi 620 metros lineales de la plaza de armas.	41
Fig. 36 Área proyectada se encuentra a un radio de 1500 metros del puente Chilina.....	41
Fig. 37 Estructura de Rueda.	42
Fig. 38 - Fig. 39 Estructura de Cabinas.	42
Fig. 40 - Fig. 41 Ensamble de Estructura de Rueda y Cabinas.	43
Fig. 42 Fuerzas verticales y horizontal consideradas en el FEA.	44
Fig. 43 Análisis FEA de Deformación de la Rueda.	45
Fig. 44 Análisis FEA de Esfuerzos Axiales de la Rueda.....	45
Fig. 45 Análisis de Fuerzas internas de tracción y compresión en la Rueda.....	46
Fig. 46 Análisis FEA de Fuerza Reacción en superficie de perfil.....	48
Fig. 47 Análisis FEA de Presión de fluido en superficie de perfil.	48
Fig. 48 Largo, ancho y altura estimada de Cabina	49
Fig. 49 Esquema de fuerzas en armadura de Rueda	50
Fig. 50 Dimensiones estimadas para Cabinas	60
Fig. 51 Esquema de armadura de Rueda N°2	62

Fig. 52 Esquema de armadura de Rueda N°3	66
Fig. 53 Esquema de fuerzas distribuidas en la Rueda	69
Fig. 54 Esquema de fuerzas distribuidas en desbalance en la Rueda	73
Fig. 55 Propiedades para una viga M8x6.5 - AISC.....	75
Fig. 56 Distribución de cargas en la Rueda, con una fuerza horizontal hallada.....	76
Fig. 57 Perfil tipo M - AISC.....	80
Fig. 58 Esquema de fuerzas distribuidas en desbalance en la Rueda	82
Fig. 59 Esquema de fuerzas distribuidas en desbalance en la Rueda	94
Fig. 60 Vista Frontal y Lateral de la geometría de la rueda de la fortuna	96
Fig. 61 Vista Isométrica de la geometría de la rueda de la fortuna	96
Fig. 62 Aplicación de Carga Viva en la estructura.....	97
Fig. 63 Tabla de Viento del Peru (Extracción NTP E20).....	98
Fig. 64 Aplicación de Cargas de Viento en la estructura	99
Fig. 65 Factores Sismo-Resistentes	100
Fig. 66 Designación de nombre para las estructuras – Parte 1	101
Fig. 67 Designación de nombre para las estructuras – Parte 2	102
Fig. 68 Ratios de cumplimiento de la estructura	102
Fig. 69 Características del perfil “Anillo Exterior”	103
Fig. 70 Características del perfil "Anillo Interior"	104
Fig. 71 Características del perfil "Estructura Radial"	104
Fig. 72 Características del perfil "Conector de anillos"	105
Fig. 73 Diagrama de momentos de la estructura en todos sus ejes.	105
Fig. 74 Fuerzas cortantes de la estructura en todos sus ejes.....	106
Fig. 75 Fuerza Axial de las Estructuras.....	106
Fig. 76 - Fig. 77 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Anillo Exterior	107
Fig. 78 - Fig. 79 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Anillo Interior”	107
Fig. 80 - Fig. 81 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Estructura”	108
Fig. 82 - Fig. 83 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Conector de anillos” ..	108
Fig. 84 Diagrama de Fuerzas Axiales.....	109
Fig. 85 Simulación 3d CAD de uniones para estructuras.....	110
Fig. 86 Ejemplo de unión para Unión#1.....	111
Fig. 87 Diagrama de fuerzas que intervienen en la unión 1 de la estructura radial.....	112
Fig. 88 Disposición de las fuerzas en la viga W de la unión 1	112
Fig. 89 Distancia tentativa de pernos al borde.....	113
Fig. 90 Fuerzas Cortantes en la plancha del ala de la unión 1.....	113
Fig. 91 Distancia A, B, C para pernos	114
Fig. 92 Mínima distancia al borde interior del perfil W	117
Fig. 93 Unión tipo 1.....	118
Fig. 94 Ejemplo de unión para unión N°2	119
Fig. 95 Fuerzas en la unión 2.....	119
Fig. 96 Disposición de las fuerzas en la viga W de la unión 2	120
Fig. 97 Fuerzas que intervienen en el ala del perfil.....	121
Fig. 98 Fuerzas cortantes en la plancha del ala de la unión.....	121
Fig. 99 Fuerzas que intervienen en el alma del perfil.....	124
Fig. 100 Ancho máximo de plancha de alma de la unión 2	126
Fig. 101 Unión tipo 2.....	128
Fig. 102 Ejemplo de unión 3	129

Fig. 103 Fuerzas que intervienen en la unión 3.....	129
Fig. 104 Disposición de las fuerzas en la estructura radial	130
Fig. 105 Fuerzas que intervienen en el ala del perfil.....	130
Fig. 106 Unión tipo 3.....	134
Fig. 107 Distancia mínima de pernos de la unión 3	134
Fig. 108 Ejemplo de unión para unión 4	135
Fig. 109 Fuerzas que intervienen unión 4	135
Fig. 110 Distribución de fuerzas en perfiles.....	136
Fig. 111 Disposición de las fuerzas en la viga W de la unión	136
Fig. 112 Distribución de fuerzas cortantes de la unión 4	137
Fig. 113 Fuerzas que intervienen en el perfil W14x282.....	137
Fig. 114 Distancia mínima al borde, para la unión 4.....	141
Fig. 115 Unión tipo 4.....	142
Fig. 116 Ejemplo de unión 5.	143
Fig. 117 Fuerzas que intervienen en la unión 5.....	143
Fig. 118 Distribución de fuerzas en perfiles.....	144
Fig. 119 Geometría esquemática para inicio de cálculos de la unión 5.....	145
Fig. 120 Fuerzas que intervienen en el ala de la unión 5.	145
Fig. 121 Fuerzas cortantes en la plancha del ala de la unión 5.....	146
Fig. 122 Distancia entre alma perfil W y perno del ala de la unión 5 con PL 3/8”.....	149
Fig. 123 Distancia entre alma perfil W y perno del ala de la unión 5 con PL 1/2”.....	150
Fig. 124 Fuerzas que intervienen en el alma de la unión 5.	151
Fig. 125 Selección del perfil L para el alma de la unión 5.....	152
Fig. 126 Distancia del agujero al borde de la unión 5 con L3x3x5/16.....	154
Fig. 127 Perfiles L 4x4 para seleccionar	154
Fig. 128 Distancia del agujero al borde de la unión 5 con L4x4x5/16.....	154
Fig. 129 Área de la sección crítica del perfil 14x283 en la unión 5.....	155
Fig. 130 Unión tipo 5.....	156
Fig. 131 Ejemplo de unión 6	157
Fig. 132 Fuerzas aplicadas en la unión 6.....	157
Fig. 133 Distribución de fuerzas en perfiles.....	158
Fig. 134 Geometría esquemática para inicio de cálculos de la unión 6.....	158
Fig. 135 Fuerzas que intervienen en el ala de la unión 6	159
Fig. 136 Fuerzas cortantes en la plancha del ala de la unión 6.....	160
Fig. 137 Fuerzas que intervienen en el alma de la unión 6	162
Fig. 138 Perfiles L 4x4 para seleccionar	164
Fig. 139 Área de la sección crítica del perfil 14x82 de la unión 6	165
Fig. 140 Unión tipo 6.....	166
Fig. 141 Cargas y distancias referenciales para cálculo de eje central.....	168
Fig. 142 Cargas en el eje plano XY	169
Fig. 143 Diagramas para plano XY	170
Fig. 144 Cargas en el eje plano ZX	170
Fig. 145 Diagramas para plano ZX	171
Fig. 146 Reacciones de la estructura principal	173
Fig. 147 Distribución de fuerzas del eje central	175
Fig. 148 Ecuaciones para el cálculo de desplazamiento permisible.....	176
Fig. 149 Fuerzas y apoyos aplicadas en el eje central	177

Fig. 150 Características del mallado.....	177
Fig. 151 Resultados de deformación FEA.....	178
Fig. 152 Resultados de factor de seguridad FEA	178
Fig. 153 Fuerzas sometidas al eje central	179
Fig. 154 Fuerzas sometidas al eje central	180
Fig. 155 Fuerzas sometidas al eje central	180
Fig. 156 Diagrama de cargas y medidas referenciales para diseño de eje cabinas.....	181
Fig. 157 Cargas sometidas al eje en el plano XY	182
Fig. 158 Diagramas en el plano XY	182
Fig. 159 Ecuaciones para el cálculo de desplazamiento permisible.....	184
Fig. 160 Simulación FEA Deformación, máximo 14.59 mm.....	185
Fig. 161 Simulación FEA Coeficiente de Seguridad máximo 15 mm	185
Fig. 162 Simulación FEA Coeficiente de Seguridad máximo 15 mm	186
Fig. 163 Simulación FEA Tensión de Von Mises máximo 671.5 MPa	186
Fig. 164 Simulación FEA 1era Tensión Principal máximo 1017 MPa	187
Fig. 165 Simulación FEA 3era Tensión Principal máximo 318.90 MPa	187
Fig. 166 Ecuaciones para el cálculo de desplazamiento permisible.....	188
Fig. 167 Simulación FEA Deformación, máximo 6.67 mm.....	189
Fig. 168 Simulación FEA Coeficiente de Seguridad, máximo 15 mm	189
Fig. 169 Simulación FEA Tensión Von Mises, máximo 304.8 MPa	190
Fig. 170 Simulación FEA 1era Tensión Principal, máximo 444.4 MPa	190
Fig. 171 Simulación FEA 3era Tensión Principal, máximo 138 MPa	191
Fig. 172 Introducción de cargas en el plano XZ.....	191
Fig. 173 Introducción de cargas en el plano ZY.....	192
Fig. 174 Imagen 3d de transmisión mecánica	193
Fig. 175 Imagen 3d de transmisión mecánica	193
Fig. 176 Resultados con medidas de eje.....	194
Fig. 177 Gráfica Desplazamiento vs Eje Longitudinal Y.....	195
Fig. 178 Gráfica Tensión vs Eje Longitudinal Y.....	195
Fig. 179 Vista frontal de Ferris Wheel	196
Fig. 180 Vista lateral de Ferris Wheel	196
Fig. 181 Medidas estimadas para Columnas	197
Fig. 182 Diagrama de cuerpo libre de Columnas	198
Fig. 183 Medidas Columna C8x11.5.....	200
Fig. 184 Medidas Columna C8x18.75.....	201
Fig. 185 Configuración y perfiles de Columnas.....	203
Fig. 186 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos	204
Fig. 187 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos	204
Fig. 188 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos	205
Fig. 189 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos	205
Fig. 190 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos	206
Fig. 191 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos	206
Fig. 192 Diagramas Fuerza Cortante y Momento Flector	207
Fig. 193 - Fig. 194 Vista 3d lateral y de perfil de Columnas	207
Fig. 195 Resultados dados por SAP	208
Fig. 196 Resultados dados por SAP	209
Fig. 197 Vista isométrica CAD de ubicación de semidisco	211

Fig. 198 Simulación FEA de configuración de malla y cargas aplicadas	211
Fig. 199 Simulación FEA de deformación	212
Fig. 200 Simulación FEA de configuración de malla y cargas aplicadas	212
Fig. 201 Simulación FEA de deformación	213
Fig. 202 Simulación FEA de deformación	213
Fig. 203 Diseño de semidisco con alojamiento	214
Fig. 204 Diseño de placa lateral	214
Fig. 205 Diseño de placa central	215
Fig. 206 Características de Rodamiento 24088 ECA/W33 Explorer	216
Fig. 207 Ensamble de Acople Central	218
Fig. 208 - Fig. 209 Vistas de ensamble de Acople Central	218
Fig. 210 Ensamble de Acople Central	219
Fig. 211 - Fig. 212 Vistas de ensamble de Acople Central	219
Fig. 213 - Fig. 214 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad	220
Fig. 215 - Fig. 216 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad	220
Fig. 217 - Fig. 218 Análisis FEA Deformación, máximo valor 7.905 mm	221
Fig. 219 Análisis FEA Tensión Von Mises, máximo valor 941 MPa	221
Fig. 220 - Fig. 221 Análisis FEA Deformación, máximo valor 992.7 MPa.....	222
Fig. 222 - Fig. 223 Análisis FEA Deformación, máximo valor 118 MPa.....	222
Fig. 224 Reacciones de la Estructura Principal	223
Fig. 225 - Fig. 226 Fuerzas y apoyos aplicados en el disco central	224
Fig. 227 Características del Mallado	224
Fig. 228 Análisis FEA Tensión Von Mises, máximo valor 131 MPa	225
Fig. 229 Análisis FEA Primera Tensión Principal, máximo valor 149.5 MPa	225
Fig. 230 Análisis FEA Tercera Tensión Principal, máximo valor 27.6 MPa.....	226
Fig. 231 - Fig. 232 Análisis FEA Deformación, valores entre 0.16 a 0.19 mm	226
Fig. 233 Análisis FEA Deformación equivalente, máximo valor 5.81×10^{-4} ul.....	227
Fig. 234 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad, máximo valor 1.9 ul	227
Fig. 235 Ensamble 3d CAD de la Rueda ensamblada	228
Fig. 236 Rueda con Inercia de Carga Viva.....	229
Fig. 237 Distribución propuesta de frenos electrohidráulicos en acoples	237
Fig. 238 Cálculo de torque frenado Ringspann	238
Fig. 239 Freno Electrohidráulico de Alta seleccionado, marca Ringspann.....	239
Fig. 240 Cálculo de torque de frenado Ringspann	240
Fig. 241 Freno Electrohidráulico de Baja seleccionado, marca Ringspann	241
Fig. 242 Arreglo Final con Frenos Electrohidráulicos DT200 y DT500.....	241
Fig. 243 Condiciones Iniciales diseño de engranajes helicoidales, Software KissSoft.....	243
Fig. 244 Representación de Engranajes según DIN ISO 2203.....	246
Fig. 245 Detalles de Contacto entre Piñón y Engranaje	246
Fig. 246 Detalles de Contacto entre Piñón y Engranaje	247
Fig. 247 - Fig. 248 Ensamble de Transmisión Mecánica con Piñón Engranaje.....	248
Fig. 249 - Fig. 250 Ensamble de Transmisión Mecánica con Piñón Engranaje.....	248
Fig. 251 Rueda con Inercia de Carga Viva.....	256
Fig. 252 Carga y Momento Flector ejercido en tambor central.....	258
Fig. 253 Fuerzas y apoyos aplicados en el tambor	259
Fig. 254 Características del Mallado	259
Fig. 255 Análisis FEA Deformación de Tambor.....	260

Fig. 256 Análisis FEA Deformación de Tambor.....	260
Fig. 257 Análisis FEA Tensión Von Mises de Tambor	261
Fig. 258 Análisis FEA Primera Tensión Principal de Tambor.....	261
Fig. 259 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Tambor	262
Fig. 260 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Tambor	262
Fig. 261 Análisis FEA Deformación Equivalente de Tambor.....	263
Fig. 262 Análisis FEA Presión de Contacto de Tambor.....	263
Fig. 263 Análisis FEA Deformación de Tambor.....	264
Fig. 264 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Tambor	264
Fig. 265 Análisis FEA Deformación Equivalente de Tambor.....	265
Fig. 266 Ensamble 3D CAD de Tambor con Transmisión	265
Fig. 267 Ensamble en corte 3D CAD de Tambor – Vista A	266
Fig. 268 Ensamble en corte 3D CAD de Tambor – Vista B	266
Fig. 269 Análisis FEA Deformación de Cabinas 7.08mm	268
Fig. 270 Análisis FEA Deformación de Cabinas 7.08mm	268
Fig. 271 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Cabinas 2.88 ul	269
Fig. 272 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Cabinas 2.88 ul	269
Fig. 273 Análisis FEA Tensión Von Mises de Cabinas 86.14 MPa.....	270
Fig. 274 Análisis FEA Tensión Von Mises de Cabinas 86.14 MPa.....	270
Fig. 275 Análisis FEA Primera Tensión Principal de Cabinas 19.4 MPa	271
Fig. 276 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Cabinas 74.29 MPa	271
Fig. 277 Ensamble 3d CAD de Rueda de Cabinas	272
Fig. 278 Ensamble 3d de Cabinas	272
Fig. 279 Detalle de motor de ventilador en la parte superior de la Cabina	273
Fig. 280 Detalle de perfil de cabina, techo falso con motores eléctricos	273
Fig. 281 Detalle de ingreso a Cabinas	274
Fig. 282 Detalle interior de Cabinas.....	274
Fig. 283 Detalle de personas dentro de Cabina	275
Fig. 284 Ubicación de tableros eléctricos dentro de Cabina	275
Fig. 285 Sujeción de tableros eléctricos dentro de Cabina.....	276
Fig. 286 Detalle de puerta de acceso a Cabina	276
Fig. 287 Características de Rodamiento de Pared C2215K.....	277
Fig. 288 Vista lateral de Ensamble 3d CAD de transmisión	278
Fig. 289 Análisis FEA Deformación de Soporte de Motor Eléctrico 0.07mm	278
Fig. 290 Análisis FEA Deformación de Soporte de Motor Eléctrico 0.07mm	279
Fig. 291 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Motor Eléctrico 15ul	279
Fig. 292 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Motor Eléctrico 15ul	280
Fig. 293 Análisis FEA Tensión de Von Mises de Soporte de Motor Eléctrico 118MPa ..	280
Fig. 294 Análisis FEA Tensión de Von Mises de Soporte de Motor Eléctrico 118MPa ..	281
Fig. 295 Análisis FEA 1era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 28.02MPa	281
Fig. 296 Análisis FEA 1era Tensión Principal Soporte de Motor Eléctrico 28.02 MPa...	282
Fig. 297 Análisis FEA 3era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 2.7MPa ...	282
Fig. 298 Análisis FEA 3era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 2.7MPa ...	283
Fig. 299 Análisis FEA 3era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 2.7MPa ...	283
Fig. 300 Análisis FEA Deformación de Soporte de Chumacera SNL3144 0.086mm	284
Fig. 301 Análisis FEA Deformación de Soporte de Chumacera SNL3144 0.086mm	284
Fig. 302 Análisis FEA Coeficiente Seguridad de Soporte de Chumacera SNL3144 15ul	285

Fig. 303 Análisis FEA Tensión Von Mises Soporte de Chumacera SNL3144	118.6MPa	285
Fig. 304 Análisis FEA Primera Tensión Principal Sop Chumacera SNL3144	13MPa.....	286
Fig. 305 Análisis FEA Tercera Tensión Principal Sop Chumacera SNL3144	4.7MPa	286
Fig. 306 Análisis FEA Tercera Tensión Principal Sop de Chumacera SNL3144	4.7MPa	287
Fig. 307 Análisis FEA Deformación de Soporte de Chumacera SNL3160	0.20mm	287
Fig. 308 Análisis FEA Coeficiente Seguridad de Soporte de Chumacera SNL3160	15ul	288
Fig. 309 Análisis FEA Coeficiente Seguridad de Soporte de Chumacera SNL3160	15ul	288
Fig. 310 Análisis FEA Tensión Von Mises Soporte de Chumacera SNL3160	114.7MPa	289
Fig. 311 Análisis FEA Tensión Von Mises Soporte de Chumacera SNL3160	114.7MPa	289
Fig. 312 Análisis FEA Primera Tensión Principal Sop Chumacera SNL3160	51.69MPa	290
Fig. 313 Análisis FEA Primera Tensión Principal Sop Chumacera SNL3160	51.69MPa	290
Fig. 314 Análisis FEA Tercera Tensión Principal Sop Chumacera SNL3160	13.5MPa ..	291
Fig. 315 Análisis FEA Tercera Tensión Principal Sop Chumacera SNL3160	13.5MPa ..	291
Fig. 316 Modelo Elementos Finitos SAP		292
Fig. 317 Modelo Elementos Finitos Deformación de Plataforma SAP		292
Fig. 318 Función Spectrum de la Carga Sísmica		296
Fig. 319 Distribución de perfiles calculados en la plataforma		296
Fig. 320 - Fig. 321 - Fig. 322 - Fig. 323 Simulación de fuerzas y esfuerzos en toda la plataforma		297
Fig. 324 Diagramas de fuerza cortante, momento flector, deflexión de plataforma		298
Fig. 325 Dibujo 3D CAD final de plataforma con barandas		298
Fig. 326 Modelo Elementos Finitos SAP		299
Fig. 327 Modelo Elementos Finitos Deformación de Plataforma SAP		299
Fig. 328 Función Spectrum de la Carga Sísmica		302
Fig. 329 Distribución de perfiles calculados en la plataforma		303
Fig. 330 - Fig. 331 - Fig. 332 - Fig. 333 Simulación de fuerzas y esfuerzos en toda la plataforma		304
Fig. 334 Diagramas de fuerza cortante, momento flector, deflexión de plataforma		304
Fig. 335 Diagramas de fuerza cortante, momento flector, deflexión de plataforma		305
Fig. 336 - Fig. 337 Dibujo 3D CAD final de plataforma con barandas		305
Fig. 338 Distribución de Aceleraciones respecto al Estado 1-2-3.....		306
Fig. 339 DCL para estados 1 y 2		306
Fig. 340 - Fig. 341 Vista General 3d de Estructura Assembly		309
Fig. 342 - Fig. 343 - Fig. 344 Vistas Generales de todas las uniones estructurales		310
Fig. 345 - Fig. 346 - Fig. 347 Vistas Generales de transmisión mecanica assembly		312
Fig. 348 - Fig. 349 - Fig. 350 Vistas Generales Cabinas assembly		313
Fig. 351 - Fig. 352 Vistas Generales de Ferris Wheel Assembly		313
Fig. 353 Vista Superior de Ferris Wheel Assembly		314
Fig. 354 Vista Lateral de Ferris Wheel Assembly		314

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Cuadro Comparativo entre ruedas observación dinámica alrededor del mundo...	12
Tabla 2: Características Técnica de Soldadura por el Método LRFD.....	27
Tabla 3: Características del Viento por ciudad a nivel nacional	29
Tabla 4: Solución matricial N°1	57
Tabla 5: Solución matricial N°2	63
Tabla 6: Solución matricial N°3	68
Tabla 7: Análisis de aproximaciones 1-2-3	69
Tabla 8: Solución matricial N°4	74
Tabla 9: Análisis de aproximaciones 1-2-3-4.....	76
Tabla 10: Resultados por tipos de cargas	81
Tabla 11: Solución matricial N°5	89
Tabla 12: Análisis de aproximaciones 1-2-3-4-5	95
Tabla 13: Factores de forma “C” (Extracción de la tabla 4 de la NTP E20).....	98
Tabla 14: Definición del sistema por tipo de carga aplicada.....	101
Tabla 15: Perfiles seleccionados y ratios críticos respectivos.....	103
Tabla 16: Corroboración de deflexión de los perfiles.	109
Tabla 17: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 2	114
Tabla 18: Distancia entre pernos	115
Tabla 19: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 1	115
Tabla 20: Características de la unión 1.....	118
Tabla 21: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 2	122
Tabla 22: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 2 del ala	123
Tabla 23: Posibles cantidades y diámetros de pernos del alma para la unión 2	125
Tabla 24: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 2 del alma	125
Tabla 25: Características de la unión 2.....	128
Tabla 26: Posibles cantidades y diámetros para la unión 3	131
Tabla 27: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 3.....	132
Tabla 28: Características de la unión 3.....	134
Tabla 29: Posibles cantidades y diámetros para la unión 4	138
Tabla 30: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 4.....	139
Tabla 31: Características de la unión 4.....	142
Tabla 32: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 5	147
Tabla 33: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 5 del ala	147
Tabla 34: Posibles cantidades y diámetros de pernos del alma para la unión 5.....	152
Tabla 35: Características de la unión 5.....	156
Tabla 36: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 6	160
Tabla 37: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 6 del ala	161
Tabla 38: Posibles cantidades y diámetros de pernos del alma para la unión 6.....	163
Tabla 39: Características de la unión 6.....	166
Tabla 40: Cuadro Resumen de las Características de las uniones.....	167
Tabla 41: Cuadro resumen cargas estáticas y dinámicas de rodamiento acople central ...	217
Tabla 42: Cuadro factor reducción kHT para variación m.s.n.m. y temp ambiente.....	231
Tabla 43: Tabla de datos eléctricos motores Serie1LE0141 IE2 6 Polos 1200 RPM	232
Tabla 44: Tabla de reductores modelos 318L421059NPC a 1450 RPM	233
Tabla 45: Tabla Acoples elásticos de alta rotación tipo A.	235

Tabla 46: Tabla toleraciones máximas permisibles para acoples tipo A.....	235
Tabla 47: Tabla Acoples elásticos de baja rotación tipo BR.....	236
Tabla 48: Tabla toleraciones máximas permisibles para acoples tipo A.....	237
Tabla 49: Datos de Fabricación de Piñón helicoidal	244
Tabla 50: Datos de Fabricación de Engranaje helicoidal	245
Tabla 51: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN – 23196 CAK/W33.....	251
Tabla 52: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN – 22256 CCK/W33.....	253
Tabla 53: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN – 23144 CCK/W33.....	256
Tabla 54: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN - 23092 CAK/W33.	258
Tabla 55: Perfiles simulados en SAP.	293
Tabla 56: Combinación de cargas.	293
Tabla 57: Resumen de Diseño.....	294
Tabla 58: Perfiles simulados en SAP.	300
Tabla 59: Combinación de cargas.	300
Tabla 60: Materiales Parte Mecánica – Eléctrica - Instrumental.....	315
Tabla 61: Resumen Materiales	317
Tabla 62: Equipos.....	317
Tabla 63: Mano de Obra.....	318
Tabla 64: Resumen Mano de Obra	319
Tabla 65: Resumen Mano de Obra	319
Tabla 66: Simulación de Estado de Resultados para el Año 1	320



CAPITULO I

1. MARCO METODOLÓGICO

1.1. Estado del arte

Los primeros diseños de los Ferris Wheel fueron inspirados en ruedas grandes y circulares utilizadas para elevar el agua para riego. El viajero inglés Peter Mundy describió lo que llamó una "rueda de placer" con columpios luego de visitar una feria callejera en Turquía en 1620. En Inglaterra las pequeñas ruedas handturned fueron llamados "altas y bajas" ya en 1728, lo que posteriormente se les llamaría "ruedas de atracciones". Una de las primeras ruedas en los Estados Unidos fue construida en 1848 por Antonio Maguiño, que lo utilizó para atraer multitudes a su parque rural y picnic en Walton Spring - Georgia. A medida que el concepto de juegos mecánicos tuviera éxito, varias empresas empezaron fabricación ruedas con distintos diseños. En 1870, Charles W. P. de Brooklyn hizo varias ruedas de madera de 20 y 30 pies diámetros, que vendió como el Swing Dare aérea. Los Hermanos Conderman de Indiana hicieron una rueda aún mayor con 35-pies (10,7 m) de diámetro en los años 1880 (Dumlija M. 2019).

La carrera por las ruedas más grandes culminó a principios de 1893 cuando el estadounidense y el ingeniero constructor de puentes, George Washington Gale Ferris, comenzó a construir una de 250 pies (76,2 m) de diámetro para la Exposición de 1893 de Colombia en Chicago, Illinois, EE. UU el 21 de junio de 1893. Diseñado como una rueda de bicicleta, con un acero rígido borde exterior colgaba del centro del eje por radios de acero bajo tensión, la rueda puede transportar hasta 1.440 pasajeros a la vez en 36 vehículos cerrados. Este primer modelo pesaba 2.000 toneladas en más de 76 metros (o 250 pies, 26 pisos de altura a solo un cuarto de la Torre Eiffel) de alto y accionada por dos motores a vapor de 1000 HP. Contaba con 36 cabinas del tamaño de un autobús escolar con una capacidad para 60 personas (20 sentadas, 40 de pie) (Observation Wheel Directory, 2014). El eje central tenía 84 cm de diámetro y 13.9 m de longitud, el cual pesaba 46.5 toneladas (42.2 toneladas métricas) y fue la pieza de acero forjado más grande del mundo producido en ese momento. La rueda tardaba 20 minutos en dar 02 giros. El primer giro hacía 06 paradas para permitir que los pasajeros subieran y bajaran; el segundo era un giro sin paradas por el cual la persona pagaba un boleto de 50 centavos. Atrajo a más de 1,4 millones de clientes durante las 19 semanas que estuvo en funcionamiento. El éxito abrumador del Ferris Wheel aseguró que su nombre estaría siempre ligado con tales

ruedas. La rueda fue trasladada en 02 ocasiones tras la exposición de 1893 y finalmente fue destruida (mediante una demolición controlada) en 1904 después de utilizarla en la exposición de St. Louis ese mismo año (Anderson N., 1992).



Fig. 1 - Fig. 2 Primera Rueda de la Fortuna construida por George Washington Gale Ferris

Fuente: <https://visitarchicago.com/archive/la-rueda-de-chicago/>

Autor: Visitar Chicago

Una de las personas que montaron la rueda de la fortuna en la Exposición Columbianana era estadounidense, inventor y constructor de puentes William E. Sullivan. Sullivan, tenía la idea de construir una rueda más pequeña que podría ser desmontada y trasladada de un parque o recinto a otro. Basándose en su experiencia con puentes, diseñó una de 45-pies (13,7 m) de diámetro con 1203 asientos de pasajeros en 1900. En 1906 se formó la Eli Bridge Company y comenzó a fabricar su rueda en Roodhouse, Illinois. Más tarde se trasladó a la empresa a Jacksonville, Illinois, donde permanece en la actualidad. La mayoría de las ruedas de la fortuna que se encuentran en los carnavales y ferias en los Estados Unidos son hechas por el Eli Bridge Company (Visitar Chicago, 2006).

Ruedas de observación dinámica en el mundo

- London Eye

Construida en un periodo de 02 años aproximadamente (desde el año 1998 hasta el 2000) en la capital inglesa Londres, donde dentro de sus atractivos se puede apreciar desde la zona más alta de la estructura unos 40 km a la redonda de la

ciudad. El London Eye puede llevar 800 pasajeros por vuelta, distribuidos en 32 cabinas. Cada cabina pesa aproximadamente 10 Ton para 25 personas, fabricadas en cristal, acero y aluminio por Leitner Poma - Francia, interior climatizado, unidas a la circunferencia exterior de la rueda y son giradas mediante motores eléctricos. Cada vuelta toma aproximadamente 30 minutos, con 0.9 km/hr. La velocidad de rotación es suficientemente lenta para permitir que los pasajeros caminen dentro. El London Eye gira 7668 vueltas/año o 2300 millas.

Tiene una circunferencia de 424m o 1392ft, la más grande en Europa y una altura de 135m o 443ft, una de las estructuras más grandes de Londres. Su diseño y construcción tomo cerca de 7 años y personal de más de 5 países, Contiene un eje central giratorio con una longitud de 23m y pesa 335 Ton, fabricado en Rep. Checa, y cables tensionados hacia el perímetro de la circunferencia, 200 veces más grande que una bicicleta convencional. Contiene 80 cables tensionados, en total casi 6 km de longitud. Su mecanismo de tracción hidráulico lleva 32 rodillos guía de acero revestidos de poliuretano, 64 amortiguadores especiales, 28 muelles de acero y caucho. Las columnas en forma de A, tienen un peso de 310 ton, se fabricó en Holanda. Se utilizaron 1700 toneladas de acero para su construcción (The London Eye, 2014). El peso total del London Eye incluyendo sus accesorios y cabinas es 2100 Ton.

El London Eye recibe cantidades de visitantes similares a otras maravillas del mundo entre 1 a 3 millones/año (Wiki Arquitectura, 2001). Su nuevo sistema led para iluminación ahorra 69% de energía respecto al anterior.



Fig. 3 - Fig. 4 Proceso de montaje del London Eye & Vista lateral del London Eye

Fuente: <http://vetustideces.blogspot.com/2017/10/norias-de-record-1-parte-de-ain-dubai.html>

Autor: Vetustideces Blogspot



Fig. 5 - Fig. 6 Cabinas & Eje Central del London Eye

Fuente: <https://www.londres.es/london-eye>

Autor: Civitatis Londres



Fig. 7 - Fig. 8 Sistema de transmisión hidráulica del London Eye

Fuente: <https://www.garmendale.co.uk/blog/case-studies/london-eye-entry-gate-system/>

Autor: Garmendale World Class Theme Park

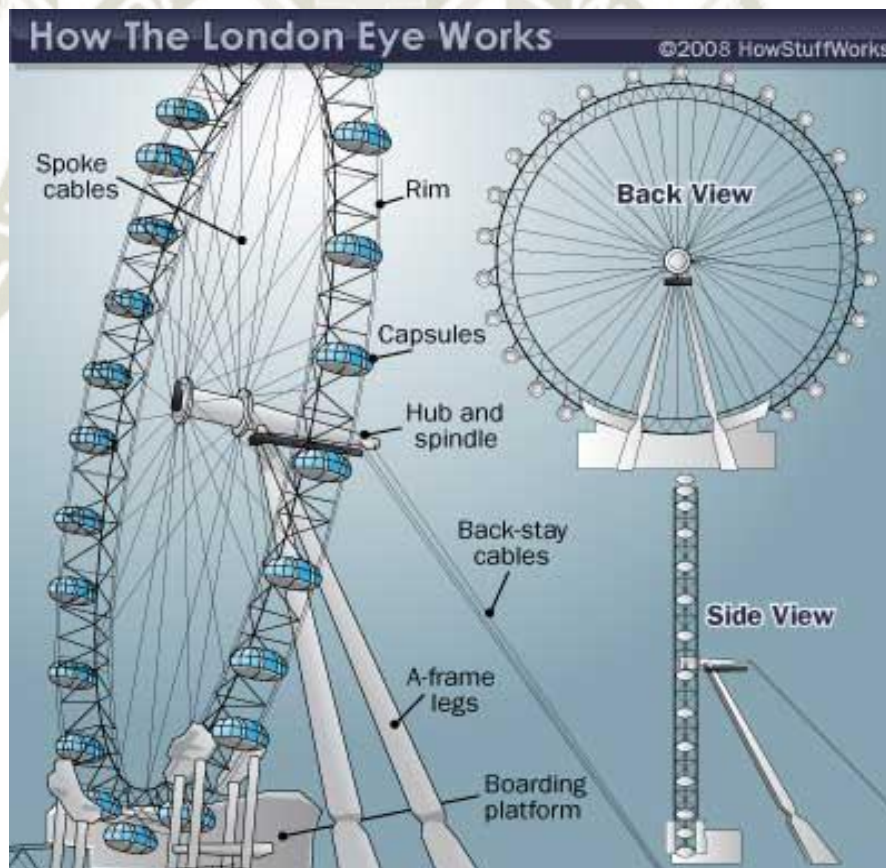


Fig. 9 Esquema General del London Eye

Fuente: <https://www.pinterest.com/pin/27303141471412774/>

Autor: Pinterest

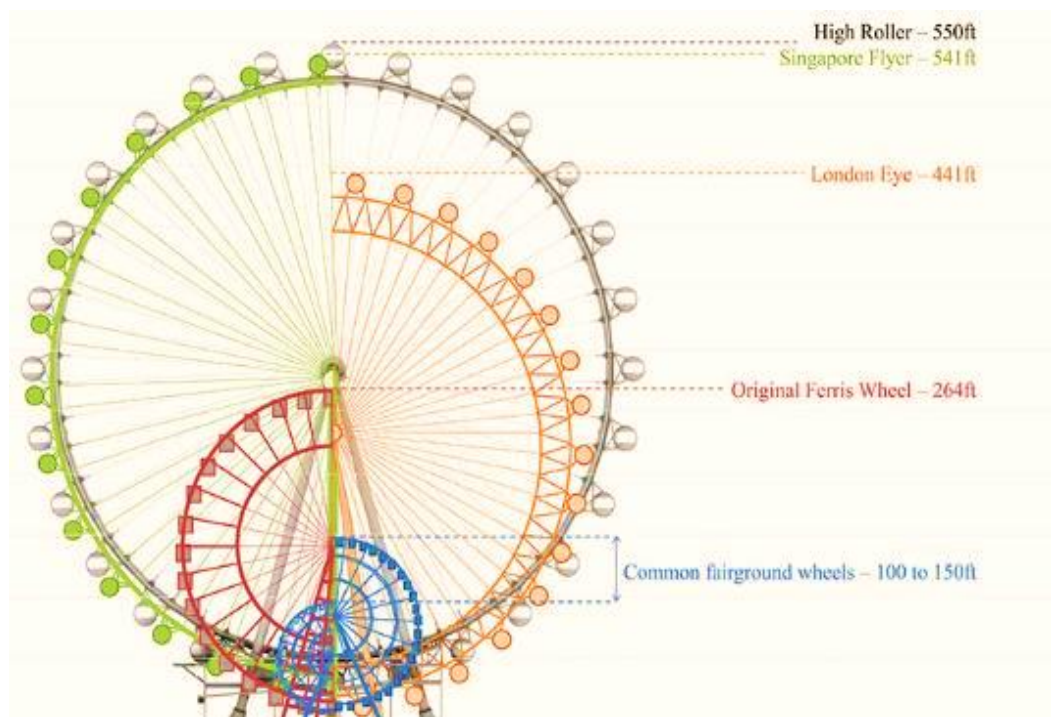


Fig. 10 Comparación de Ferris Wheel alrededor del mundo

Fuente: <https://cseengineermag.com/article/arup-extends-observation-wheel-design-expertise/>

Autor: CSEngineermag



Fig. 11 Área utilizada para el London Eye, aproximadamente 30,000 m2

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth

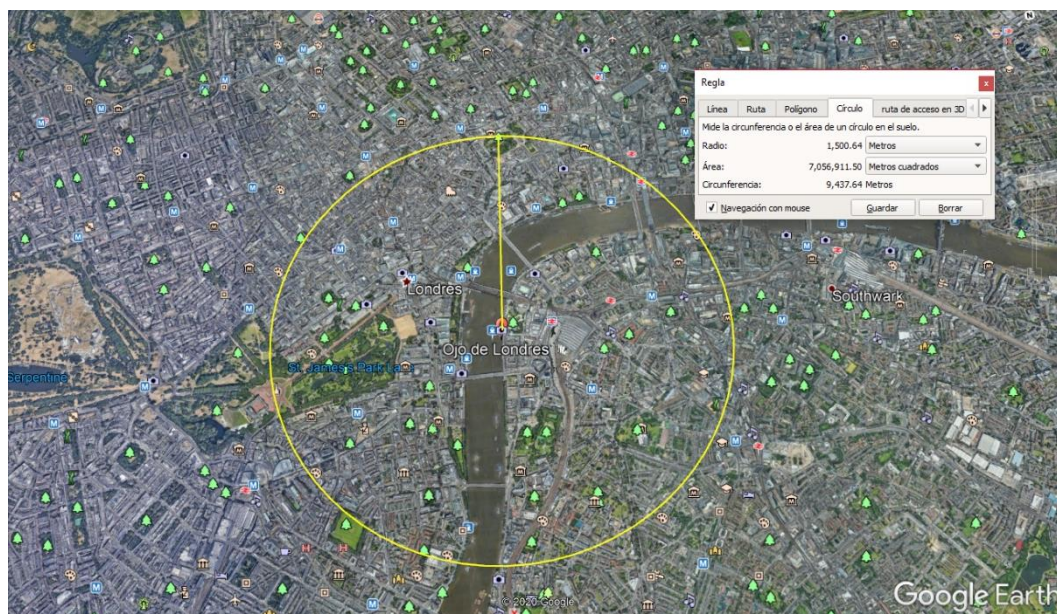


Fig. 12 Vista aérea considerando un radio de 1500 metros.

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth



Fig. 13 El London Eye tiene 70 metros distancia ocupada dentro del río Támesis.

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth

- **The Dubai Eye**

Actualmente en construcción desde el año 2015, ubicada en una de las ciudades más importantes y ricas del medio oriente en el país de EAU, flota sobre la isla artificial Bluewater's, se proyecta su finalización para el Expo Dubai en octubre 2020. El diseño y construcción está siendo liderado por la empresa transnacional Hyundai Contracting and Starneth Engineering.

Dentro de sus características técnicas esta cuenta con una altura es de 210 metros, con 27000 metros de cablería led alrededor de la rueda. Tiene 08 unidades de transmisión hidráulica, con 64 rodillos guía. Es tensionada mediante 192 cables desde su eje central, 2400 km de longitud cable, casi 450 toneladas de peso. Cuenta con 48 cabinas donde ingresan 40 pasajeros en cada una, 6 de ellas son cabinas vip dedicadas para eventos especiales. El ensamble del eje central o spindle tiene 6.25 metros de diámetro. El ensamble total (hub & spindle) tiene 40 metros de largo y 20 metros de alto aproximadamente. Pesa 1805 toneladas equivalentes a 04 Airbus A380 (Time Out Dubai, 2016). Sus columnas tienen una longitud de 126 metros y 6.5 metros de diámetro.

Para su montaje se viene utilizando una grúa torre con 180 metros de pluma y capacidad de izaje de aproximadamente 3000 toneladas. La estructura final incluirá alrededor de 9,000 toneladas de acero, casi un 25% más hierro utilizado para la Torre Eiffel. Las 08 secciones de la rueda se han fabricado con acero de alta calidad alemana y coreana, se han enviado individualmente a Ain Dubai en barcaza (I'm on holidays, 2017).

Se proyecta 60 años de vida para esta estructura recibiendo el mínimo mantenimiento requerido, estos después de considerar los nuevos mega rodamientos de rodillos D-Glide del hub central diseñados por KCI.



Fig. 14 Vista General del Ain Dubai, y detalles de montaje del spindle & hub central.

Fuente: <http://blog.imonholidays.com/ain-dubai-worlds-largest-ferris-wheel/>

Autor: Imon Holidays



Fig. 15 Detalles del ensamble spindle & hub central.

Fuente: <http://designmena.com>

Autor: Desingn Mena



Fig. 16 Generalidades del Ain Dubai.

Fuente: <https://www.pressreader.com/uae/khaleej-times/20170713/281479276456119>

Autor: Pressreader



Fig. 17 Vista de Planta del Resort.

Fuente: <http://meraas-bluewaters.drehomes.ae/masterplan.php>

Autor: Meraas Bluewaters

1.2. Cuadro Comparativo entre ruedas de observación dinámica en el mundo

Tabla 1: Cuadro Comparativo entre ruedas de observación dinámica alrededor del mundo.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

N°	Características	George Ferris	London Eye	Sky Wheel	High Roller	The Dubai Eye	Propuesta
1	Ciudad	Chicago	Londres	Singapur	Las Vegas	Dubai	Arequipa
2	País	EEUU	Inglaterra	Singapur	EEUU	EAU	Perú
3	Año Fabricación	1892 - 1893	1998 - 2000	2005 - 2008	2011 - 2014	2015 - 2020	2020 – 2025
4	Dueño Actual	-	Merlin Entertainments	Straco Leisure	Caesars Entertainment	Bluewaters Island / Meraas	-
5	Diámetro (m/ft)	75 / 264	135	165	167.6	210	30
6	N° Cabinas (EA)	36	32	28	28	48	12
7	N° Pasajeros (EA)	2160	800	784	1120	1400	144
8	N° Columnas (EA)	8	2	2	4	4	4
9	Tipos Conexiones	Vigas	Cables	Cables	Cables	Vigas & Cables	Vigas
10	Sistema de Transmisión	Mecánico a Vapor	Hidráulica	Hidráulica	Hidráulica	Hidráulica	Electro Mecánico
11	Potencia de Transmisión (HP)		200				20
12	RPM (rpm/min)	1/20	1/30	1/32	1/30	1/48	½
13	Velocidad (km/hr)	-	0.9	0.76	-	-	0.9
14	Toneladas Acero (Ton)	2,200	1,700	1,800	3,300	9,000	TBD
15	Inversión Total (\$)	1.5M	90M	240M	550M	1,600M	TBD
16	Costo Ingreso (\$)	0.50	33.50	40.00	25.00	-	10.00

1.3. Encuesta

1.3.1. Formato de Encuesta

ENCUESTA PARA PROYECTO FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	
	
<i>Llene los espacios en blanco o marque con una X la alternativa que considere afirmativa</i>	
NOMBRE: _____	FECHA: _____
SEXO: M () F ()	EDAD: 20 A 29 () 30 A 39 () 40 A 64 () 65 A MÁS ()
GRADO INSTRUCCIÓN: SIN NIVEL () SECUN () SUP NO UNIV O TÉC () SUP UNIV () MAESTRÍA/DOCTORADO ()	
1.- De acuerdo a la imagen referencial. ¿Puede usted identificar que es un "Ferris Wheel" turístico? (SI) (NO)	
2.- Respecto a los "Ferris Wheels" actualmente operando alrededor del mundo, ¿conoce usted de alguno según el listado? (Puede marcar más de una alternativa).	
() London Eye/Londres-Inglatera () Ain Dubai/Dubai-EAU () Skywheel/Singapur-Singapur	
() High Roller/Las Vegas-EEUU () Ferris Wheel/Chicago-EEUU () Ninguno	
3. ¿Estaria usted de acuerdo con la instalación de un "Ferris Wheel" turístico en Arequipa? (SI) (NO)	
<i>Responder las siguientes preguntas solo si la respuesta anterior es afirmativa</i>	
4. ¿Dónde usted considera una posible ubicación de un "Ferris Wheel" en Arequipa? Justifique su respuesta	
() A lado del rio Chili () A lado del puente Chilina () Campiña aladaña a la ciudad	
() Otro	¿Por qué?
5. ¿Cree usted que un "Ferris Wheel" turístico afectaria visualmente la campiña en la ciudad de Arequipa? (SI) (NO)	
6. ¿Cuánto estaria dispuesto a pagar por un ticket de ingreso a un "Ferris Wheel" turístico en Arequipa? S/. soles	
7. ¿Cuánto cree usted que se requiere de inversión para el proyecto "Ferris Wheel" en Arequipa?	
() \$1.0M A \$2.0M dólares () \$2.0M A \$5.0M dólares () \$5.0M A \$10.0M dólares	
() Otro monto	

1.3.2. Datos de Entrada de Encuesta

1.3.2.1. Cálculo de Tamaño de Población (N)

- Según el último informe de resultados del censo 2017, el departamento de Arequipa cuenta con una población de 1,382,730 personas en el área urbana y rural. El departamento de Arequipa cuenta con 49% hombres, y 51% mujeres. La población de 15 a 64 años constituye la fuerza potencial de trabajo en un 67.5%, y el grupo de 65 a más un 8.8%. Donde 1,268,941 personas o el 91.8% representa al área urbana, el restante 8.2% al área rural.
- La provincia de Arequipa cuenta con una población de 1,080,635 personas en el área urbana y rural. Por lo tanto de la población censada de 15 y más años de edad por nivel educativo alcanzado, se observa que la provincia de Arequipa cuenta con 830,700 personas. Así mismo los niveles educativos alcanzados Superior y Maestría/Doctorado suman el 47.2% y 2.3% respectivamente.
- Finalmente la población a analizar será el 49.5% de la provincia de Arequipa, resultando **411,196 personas**.¹

1.3.2.2. Cálculo de Tamaño de Muestra

Según lo descrito anteriormente la población censada de 15 y más años de edad por nivel educativo Superior y Maestría/Doctorado en la provincia de Arequipa alcanzado suman 411,196 personas.

Hallamos el tamaño de muestra por la siguiente formula:

$$\text{Tamaño de la muestra} = \frac{\frac{z^2 \times p(1-p)}{e^2}}{1 + \left(\frac{z^2 \times p(1-p)}{e^2 N} \right)}$$

Donde:

N = Tamaño de la población, consideramos 411,196.

e = Margen de error (porcentaje expresado con decimales), 12.2%.

¹ <http://censo2017.inei.gob.pe/resultados-definitivos-de-los-censos-nacionales-2017/>

z = Puntuación z , es la cantidad de desviaciones estándar que una proporción determinada se aleja de la media. Para encontrar la puntuación z adecuada, consulta la tabla a continuación:

Nivel de confianza deseado	Puntuación z
80 %	1.28
85 %	1.44
90 %	1.65
95 %	1.96
99 %	2.58

Finalmente insertamos los valores en la calculadora hallada en la web, resultando el siguiente tamaño de muestra:

Calcula el tamaño de la muestra

Tamaño de la población ⓘ

411196

Nivel de confianza (%) ⓘ

95

Margen de error (%) ⓘ

12.2

Tamaño de la muestra

65

2

1.3.3. Resultados de Encuesta

La presente encuesta fue realizada a un focus group selecto, de acuerdo a su grado de instrucción, edad y sexo en la ciudad de Arequipa. El objetivo principal fue demostrar el punto de vista de los ciudadanos acerca de la posible implementación de este proyecto de investigación Ferris Wheel en dicha ciudad. Como bien fue calculado anteriormente, se consideró lo siguiente:

Numero de participantes – Tamaño de Muestra o Media: **65**

A continuación se describen y analizan los resultados obtenidos a las 07 preguntas realizadas en dicha encuesta:

² <https://es.surveymonkey.com/mp/sample-size-calculator/>

- **Sexo:** Media 65

Sexo	Frecuencia	%
Masculino	44	67.69
Femenino	21	32.31

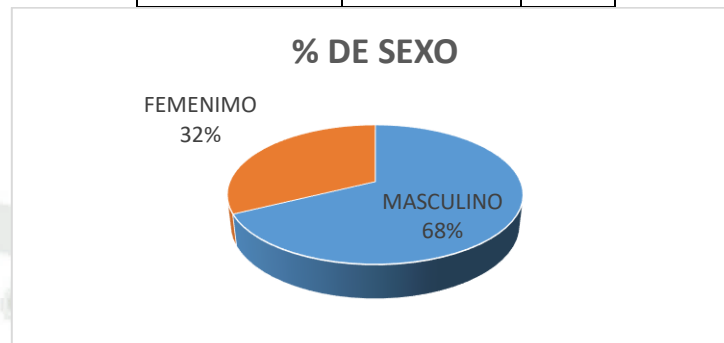


Fig. 18 Resultados por % de Genero

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La mayoría de personas encuestadas corresponden al 67.69% de sexo masculino, considerando que según el INEI en Arequipa el 49% corresponde a dicho sexo.

- **Edad:** Media 65

Edad	Frecuencia	%
20 a 29 años	15	23.08
30 a 39 años	32	49.23
40 a 64 años	18	27.69
65 a más	0	0.00

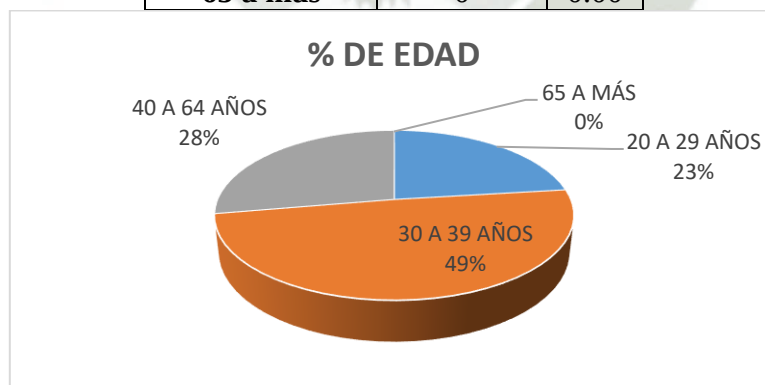


Fig. 19 Resultados por Escala de Edad

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La mayoría de personas encuestadas se encuentra entre 30 a 39 años, corresponden a un 49.23%, el 2do grupo 27.69% corresponden a personas que oscilan entre 40 a 64 años, así mismo un 3er grupo 23.08% que corresponden a personas que oscilan entre 20 a 29 años.

- **Grado de Instrucción:** Media 65

Grado de Instrucción	Frecuencia	%
Sin Nivel	0	0.00
Secundaria	1	1.54
Superior No Universitaria o Técnica	4	6.15
Superior Universitaria	43	66.15
Maestría/Doctorado	17	26.15

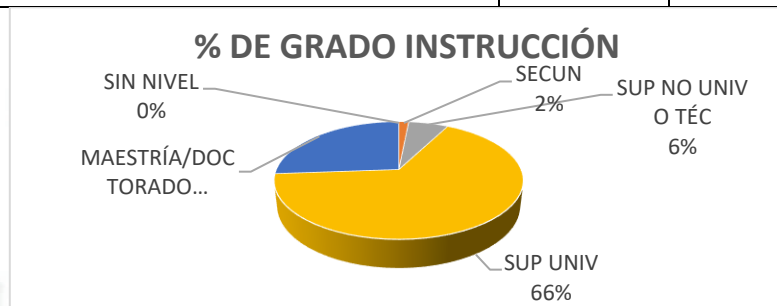


Fig. 20 Resultados por Grado de Instrucción

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El grado de instrucción mayoritario fue el superior universitario expresado en 43 personas y 66.15%, el siguiente grupo fue con maestrias/doctorados en un 26.15%.

1) De acuerdo a la imagen referencial. ¿Puede usted identificar que es un "Ferris Wheel" turístico? Media 64

Respuesta	Frecuencia	%
Sí	59	92.19
No	5	7.81

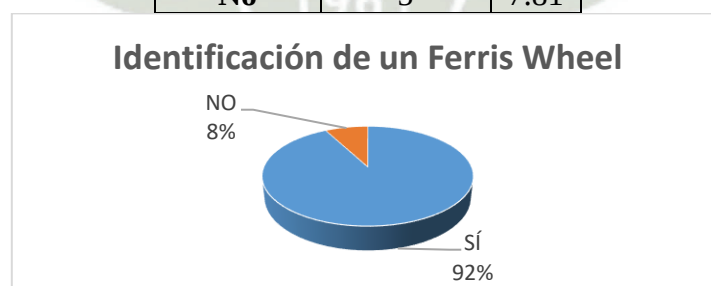


Fig. 21 Resultados 1era pregunta, Identificación de un Ferris Wheel

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La gran mayoría de encuestados 92.19% puede identificar que es un Ferris Wheel, el cual lo comparan con el juego mecánico llamado "Rueda de Chicago".

- 2) Respecto a los "Ferris Wheels" actualmente operando alrededor del mundo, ¿tiene usted conocimiento de alguno según el listado? (Puede marcar más de una alternativa). Media 61

Nombre y Lugar	Frecuencia	%
London Eye (Londres - Inglaterra)	31	50.82
Ain Dubai (Dubai - EAU)	5	8.20
Skywheel (Singapur - Singapur)	6	9.84
High Roller (Las Vegas - EEUU)	17	27.87
Ferris Wheel (Chicago - EEUU)	26	42.62
Ninguno	13	21.31

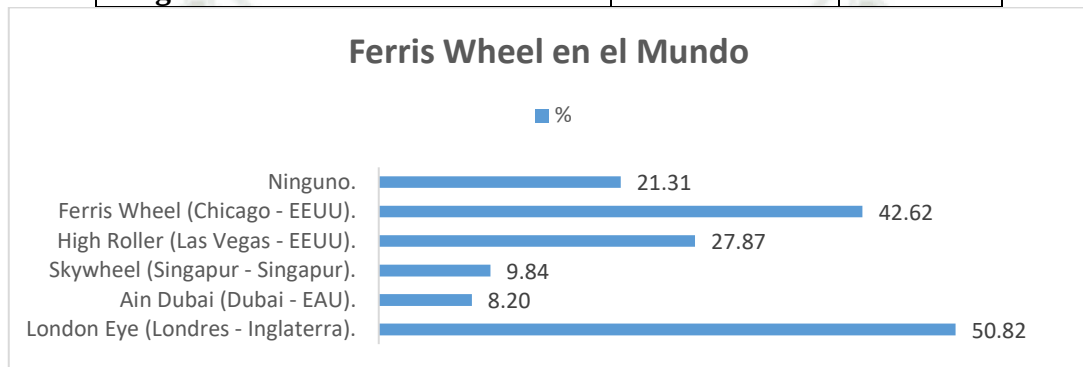


Fig. 22 Resultados 2da pregunta, Ferris Wheel en el Mundo

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Aproximadamente la mitad de encuestados o el 50.82% tiene conocimiento del London Eye en Inglaterra, la cual sera parte fundamental de la presente investigación; la 2da es el Ferris Wheel en Chicago-EEUU el cual fue el primero en construirse en la historia.

- 3) ¿Estaria usted de acuerdo con la instalación de un "Ferris Wheel" turístico en Arequipa? Media 63

Respuesta	Frecuencia	%
Sí	57	90.48
No	6	9.52

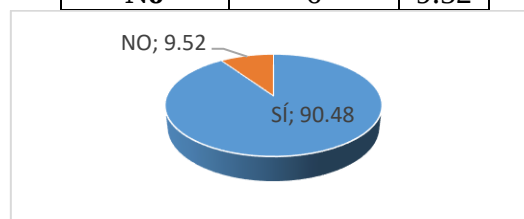


Fig. 23 Resultados 3era pregunta, Instalación de un FW en Arequipa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La mayoría de los encuestados el 90.48% o 57 personas están de acuerdo con la instalación de este proyecto en la ciudad de Arequipa, el restante 9.52% no está de acuerdo principalmente por la desadaptación de su arquitectura y el daño a áreas verdes.

4) ¿Dónde usted considera una posible ubicación de un Ferris Wheel en Arequipa? Media 57

Ubicación	Frecuencia	%
Aledaño al río Chili	25	43.86
Aledaño al puente Chilina	11	19.30
Campiña aledaña a la ciudad	19	33.33
Otro	2	3.51



Fig. 24 Resultados 4ta pregunta, Ubicación de un FW en Arequipa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El 43.83% o 25 personas opinan que la mejor ubicación para un Ferris Wheel en Arequipa sería aledaño al río Chili, con el fin de resaltar el medio fluvial y asemejar a grandes metrópolis en el mundo. El 2do grupo con un 33.33% o 19 personas opinan colocarla en campiña aledaña a la ciudad, cerca a la plaza central.

5) ¿Cree usted que un "Ferris Wheel" turístico afectaría visualmente la campiña en la ciudad de Arequipa? Media 57

Respuesta	Frecuencia	%
SÍ	6	10.53
NO	51	89.47

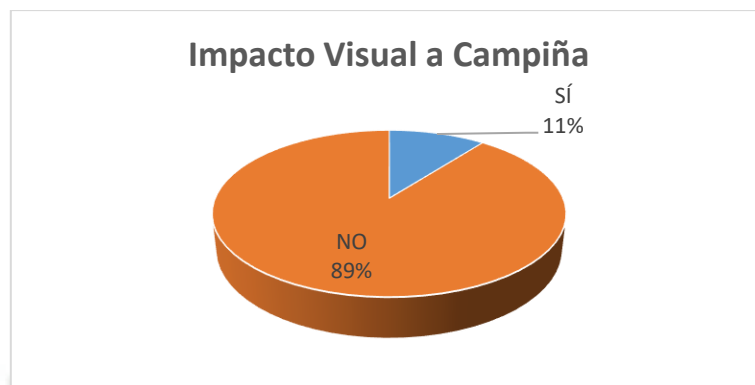


Fig. 25 Resultados 5ta pregunta, Impacto Visual en Arequipa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El 89.47% o 51 personas están de acuerdo en que un Ferris Wheel no afectaría visualmente a la campaña en la ciudad de Arequipa ante su posible instalación.

6) ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por un ticket de ingreso a un "Ferris Wheel" turístico en Arequipa? Media 57

Intervalo	Frecuencia	Total	Promedio
Entre S/15 a S/50 soles	57	S/1,910.00	S/33.51

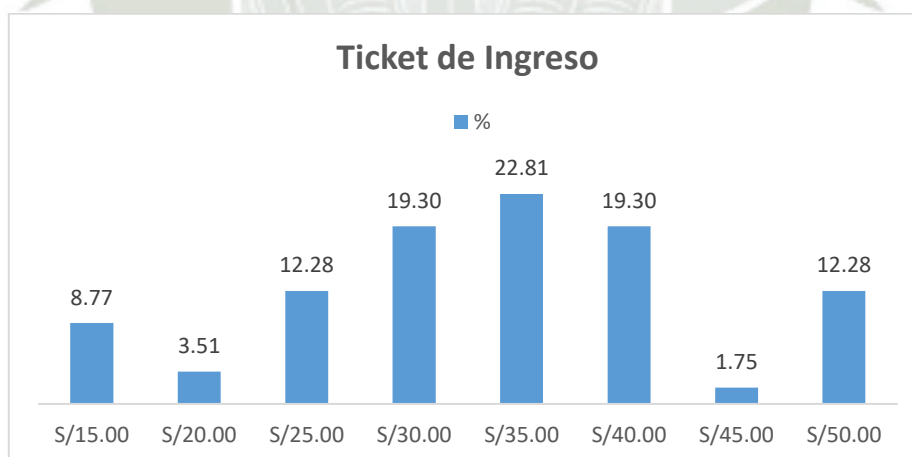


Fig. 26 Resultados 6ta pregunta, Precio Ticket de Ingreso a un FW

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El 22.81% indican que el precio sugerido por ticket debería ser 35 soles, el 2do y 3er grupo cercanos a este monto. El promedio obtenido fue 33.51 soles o 10 dólares.

7) ¿Cuánto cree usted que se requiere de inversión para el proyecto "Ferris Wheel" en Arequipa? Media 57

Inversión	Frecuencia	%
\$1.0M A \$2.0M dólares	29	50.88
\$2.0M A \$5.0M dólares	12	21.05
\$5.0M A \$10.0M dólares	12	21.05
Otro monto	4	7.02

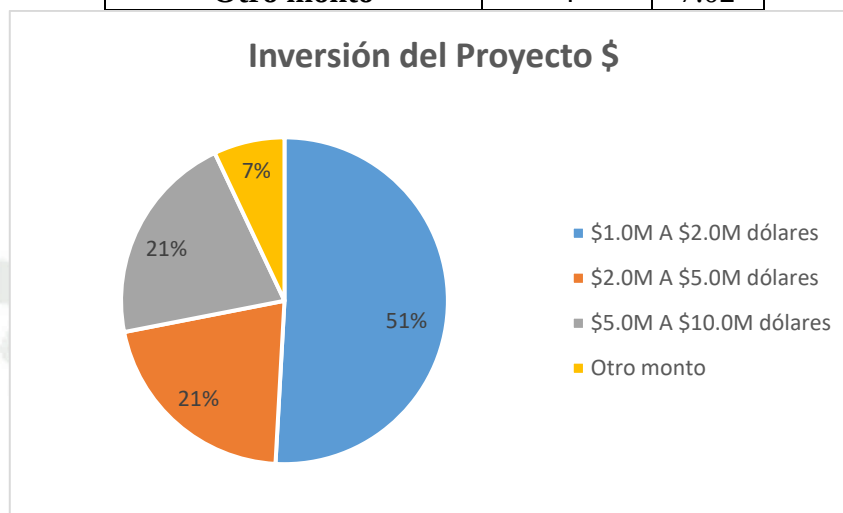


Fig. 27 Resultados 7ma pregunta, Inversión del Proyecto

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Casi la mitad de los encuestados 50.88% indicaron que el proyecto tendria una inversión entre \$1M a \$2M dólares, hubo un 7.02% que indicaron un monto superior a estos.

1.4. Justificación

Debido a que la ciudad de Arequipa es un centro importante en la región sur del Perú, es lamentable que esta no cuente con un atractivo turístico de índole tecnológico que resalte el centro histórico de la ciudad, asemejando a grandes metrópolis que vienen adoptando estas ruedas de observación dinámica a nivel mundial.

1.5. Planteamiento del problema

Uno de los problemas que hoy en día afronta la ciudad, es la salida de turistas nacionales e internacionales a las provincias del departamento de Arequipa. Provocando que un reducido porcentaje de su visita sea solo en la ciudad.

Este problema se origina por la falta de variedad de atractivos turísticos y tecnológicos en la ciudad, dado que la mayoría de los atractivos son geográficos o históricos.

1.6. Problema de la Investigación

1.6.1. Posibilidad de realización

- Permisos de construcción.
- Normas técnicas de fabricación.
- Condiciones geográficas.

1.6.2. Impedimentos técnicos y económicos

- Presupuesto de construcción.
- Manufactura especial de componentes y equipos.
- Limitaciones en el diseño.
- Necesidad de uso de maquinaria, herramientas e instrumentos especiales.
- Personal técnico calificado y capacitado para este tipo de proyectos.
- Inversión inicial del proyecto.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Diseñar el sistema mecánico y eléctrico de una rueda de observación dinámica como mirador turístico en la ciudad de Arequipa.

1.7.2. Objetivos específicos

- Aplicar el diseño mecánico estructural de la rueda de observación dinámica mediante el método LRFD, usando normas técnicas peruanas E. 020, E.030, E.050, E.090 y normas técnicas para juegos mecánicos INACAL NTP 924.001 – 2014, 924.002 – 2014, 924.003 – 2014, 924.004 – 2014, 924.005 – 2014, 924.006 – 2014, comprobando con simulaciones multifísicas y estructurales aplicadas a elementos finitos.
- Determinar los criterios técnicos que se utilizan en la selección de componentes estructurales, mecánicos y eléctricos, para garantizar el funcionamiento de la rueda de observación dinámica.
- Estimar costos totales de equipos, materiales y mano de obra requerida en base al diseño propuesto.
- Analizar la percepción del proyecto con los agentes relacionados más importantes de la ciudad.



CAPITULO II

2. MARCO TEORICO

2.1. Diseño Mecánico

2.1.1. Enfoque del Diseño

➤ Diseño por factores de carga y resistencia (LRFD)

Siendo el último enfoque, el que se va a considerar en el presente diseño; en este tipo de enfoque los factores de carga se aplican a las cargas de servicio y se selecciona un miembro que tenga suficiente resistencia frente a las cargas factorizadas, además la resistencia teórica del miembro es reducida por la aplicación de un factor de resistencia.

2.1.2. Método LRFD

2.1.2.1. Combinaciones de cargas

Las combinaciones de las cargas según las especificaciones “AISC” son:

- ✓ $1.4d$ (a)
- ✓ $1.2d + 1.6l + 0.5(lr \text{ o } s \text{ o } r)$ (b)
- ✓ $1.2d + 1.6(lr \text{ o } s \text{ o } r) + (0.5l \text{ o } 0.8w)$ (c)
- ✓ $1.2d + 1.3w + 0.5l + 0.5(lr \text{ o } s \text{ o } r)$ (d)
- ✓ $1.2d \pm 1.0e + 0.5l + 0.2s$ (e)
- ✓ $0.9d \pm (1.3w \text{ o } 1.0e)$ (f)

Donde:

d = carga muerta

l = carga viva debido al equipo y ocupación

lr = carga viva del techo

s = carga de la nieve

r = carga de la lluvia o hielo

w = carga del viento

e = carga del sismo

El factor de resistencia ϕ para cada tipo de resistencia está dado por la “AISC” en el capítulo de las especificaciones, esos factores varían en el valor de 0.75 a 1 (Segui W., 1999).

2.1.2.2. Requisitos del Método LRFD

La tabla 4.7 (que es la tabla J 2.5 de las especificaciones LRFD) proporciona las resistencias nominales de varios tipos de soldadura incluye las de filete, tapón, muesca y las de ranura con penetración completa y parcial.

La resistencia de diseño de una soldadura específica se toma como el menor de los valores ϕF_w (resistencia nominal de la soldadura) y ϕF_{bm} (resistencia nominal del metal base). La resistencia nominal para filetes es $0.60 F_{exx}$ (resistencia por clasificación del metal base) y ϕ es igual a 0.75. Si se tiene tensión o compresión paralela al eje de la soldadura, F_{bm} es F_y y ϕ es igual a 0.90.

Los electrodos para la soldadura por arco eléctrico se designan como E60 XX, E70XX, etc. E significa electrodo y los 2 primeros dígitos (como 60, 70, 80, 90, 100, o 110) indica la resistencia mínima a la tensión de la soldadura en ksi. Los dígitos restantes especifican el tipo de recubrimiento.

Existen otras recomendaciones del LRFD aplicables a la soldadura:

- 1.- La longitud mínima de una soldadura de filete no debe ser menor a 4 veces la dimensión nominal del lado de la soldadura. Si es menor se reduce a $\frac{1}{4}$ de la longitud.
- 2.- El tamaño máximo de una soldadura de filete a lo largo de material menor de $\frac{1}{4}$ pulg de grueso debe ser igual al grueso del material.
- 3.- Los filetes permisibles mínimos según LRFD se dan en la tabla 14.2 (tabla J2.4 de las especificaciones LRFD).

La soldadura de $\frac{5}{16}$ " es aproximadamente la máxima que puede hacerse en una sola pasada con el proceso de arco protegido (SMAW) y la de $\frac{1}{2}$ " cuando se usa el proceso de arco sumergido (SAW). Para materiales gruesos tiene un efecto de enfriamiento rápido en las soldaduras pequeñas; se manifiesta una pérdida de ductibilidad. El acortamiento propio de la soldadura al enfriarse, aparecerán grietas en los cordones.

Tabla 2: Características Técnica de Soldadura por el Método LRFD.

Fuente: Diseño de Estructuras de acero con LRFD

Autor: William T. Segui.

Espesor del material de la parte unida con mayor espesor (pulg)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete (pulg)
Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Mayor de $\frac{1}{4}$ hasta $\frac{1}{2}$ inclusive	$\frac{3}{16}$
Mayor de $\frac{1}{2}$ hasta $\frac{3}{4}$ inclusive	$\frac{1}{4}$
Mayor de $\frac{3}{4}$	$\frac{5}{16}$

4.- Cuando deban usarse remates de extremo para las soldaduras de filete, como se muestran en la tabla 4.7 la especificación J2.2b del LRFD exige requisitos específicos. La longitud de un remate no debe ser menor que 2 veces el tamaño nominal de la soldadura. Si se usan remates de extremo para conexiones que dependen de la flexibilidad de las alas sus longitudes no deben exceder 4 veces el tamaño nominal.

5.- La especificación J2.2b del LRFD establece que las soldaduras de filete deberán terminarse en los extremos o lados de las partes de los miembros. Ellas deben doblarse continuamente alrededor de las esquinas en una distancia no menor que 2 veces el tamaño nominal de la soldadura. Cuando se usan soldaduras de filete sobre los lados opuestos de un plano común, ellas deben interrumpirse en las esquinas que son comunes a las soldaduras.

6.- Cuando se usan soldaduras de filete longitudinales para la conexión de placas o barras, sus longitudes no deben ser menores que la distancia perpendicular entre ellas. La distancia entre soldaduras de filete no debe ser mayor a 8 pulg en las conexiones de extremo.

7.- En juntas traslapadas, el traslape mínimo es igual a 5 veces el espesor de la parte más delgada conectada, pero no debe ser menor a 1 pulg (AISC, 1994).

2.1.3. Tipos de Cargas

2.1.3.1. Carga Muerta

Las cargas muertas son aquellas que son permanentes e incluyen el peso de la estructura misma, también incluyen los pesos de los componentes, todas estas cargas resultan de la gravitación por lo que también se les llama cargas de gravedad.

2.1.3.2. Carga Viva

Las cargas vivas también pueden ser cargas por gravedad, son aquellas que no son permanentes como las cargas muertas, ellas no pueden estar actuando sobre la estructura en todo el momento y su posición puede o no ser fija (Segui W., 1999).

2.1.3.3. Carga del Viento

La ocurrencia de presiones o succiones “p” debidas al viento en superficies verticales y horizontales o inclinadas de una edificación serán consideradas simultáneamente y se supondrán perpendiculares a la superficie sobre la cual actúan. La carga de viento depende de la forma, dicha carga “p” sobre la unidad de superficie es un múltiplo de la presión dinámica y se expresa de la siguiente manera.

$$P = C_p \times C_r \times q \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

Donde:

C_p: coeficiente de presión.

C_r: coeficiente de ráfaga.

q: intensidad de la acción dinámica del viento.

Donde tenemos que la fórmula de la intensidad dinámica del viento es:

$$q = 0.005v^2 \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

Donde:

v: velocidad del viento.

Esta velocidad del viento se basa en las cargas de diseño para edificios y otras estructuras, la climatología del área geográfica, rugosidad del terreno, aspectos

de la topografía local, altura del edificio a diseñarse y el nivel aceptable de riesgo a exceder la carga de diseño.

Para referencia del valor de la velocidad del viento tomamos el dato del mapa eólico cuya referencia la tenemos en la siguiente figura, estas son velocidades extremas del viento en km/hr a 10 metros sobre el nivel del suelo (Zapata Baglietto L., 1999).

Zonas óptimas de viento en el Perú

A continuación, se detalla los valores de velocidad promedio en los distintos departamentos. Donde Piura, Chiclayo, Ica, Arequipa, Puno y los valles del desierto de Lurín reúnen mayores condiciones de viento.

Tabla 3: Características del Viento por ciudad a nivel nacional

Fuente: <https://www.gob.pe/minem>

Autor: MINEM

UBICACIÓN DE LAS ESTACIONES DE MEDICIÓN DEL VIENTO DE SUPERFICIE, VELOCIDAD MEDIA Y ENERGÍA EÓLICA NACIONAL ESTIMADA EN EL PERÚ					
No.	NOMBRE	DEPTO.	ALTITUD (m.s.n.m.)	VELOCIDAD MEDIA V (m/s)	ENERGÍA PRODUCIBLE E (kWh/m ² -año)
1	Iquitos	Loreto	104	1	31
2	Tumbes	Tumbes	25	2.6	252
3	Talara	Piura	50	8.5	4993
4	Piura	Piura	46	4	642
5	Yurimaguas	Loreto	184	1.1	34
6	Chiclayo	Lambayeque	27	5.1	1281
7	Cajamarca	Cajamarca	2620	1.9	1157
8	Chachapoyas	Amazonas	1834	2.4	271
9	Tarapoto	San Martín	356	0.9	31
10	Chimbote	Ancash	11	5.5	1157
11	Trujillo	La Libertad	33	5	1243
12	Huánuco	Huánuco	1859	3.6	554
13	Pucallpa	Pucallpa	145	1.6	156
14	Anta	Ancash	2748	3.8	638
15	Aeropuerto	Lima	13	3.4	507
16	Marcapomacocha	Junín	4413	3.5	499
17	Cerro de Pasco	Pasco	4333	1.7	94
18	Pto. Maldonado	Madre de Dios	256	1.8	188
19	Cusco	Cusco	3399	3.8	692
20	Huancayo	Junín	3350	2.6	457
21	Huancavelica	Huancavelica	6670	1.8	105
22	Ayacucho	Ayacucho	2761	1.5	59
23	Curahuasi	Apurímac	2678	4.4	1052
24	San J. de Marcona	Ica	31	6.4	2329
25	Laguna Grande	Ica	10	6.5	2465
26	Julica	Puno	3824	1.9	113
27	Arequipa	Arequipa	2518	3.6	452
28	Punta Alco	Arequipa	20	6.7	2701
29	Punta de Coles	Moquegua	50	5	1223
30	Desaguadero	Puno	3809	4.5	935
31	Tacna	Tacna	452	2.5	363

Mapa Eólico de Arequipa

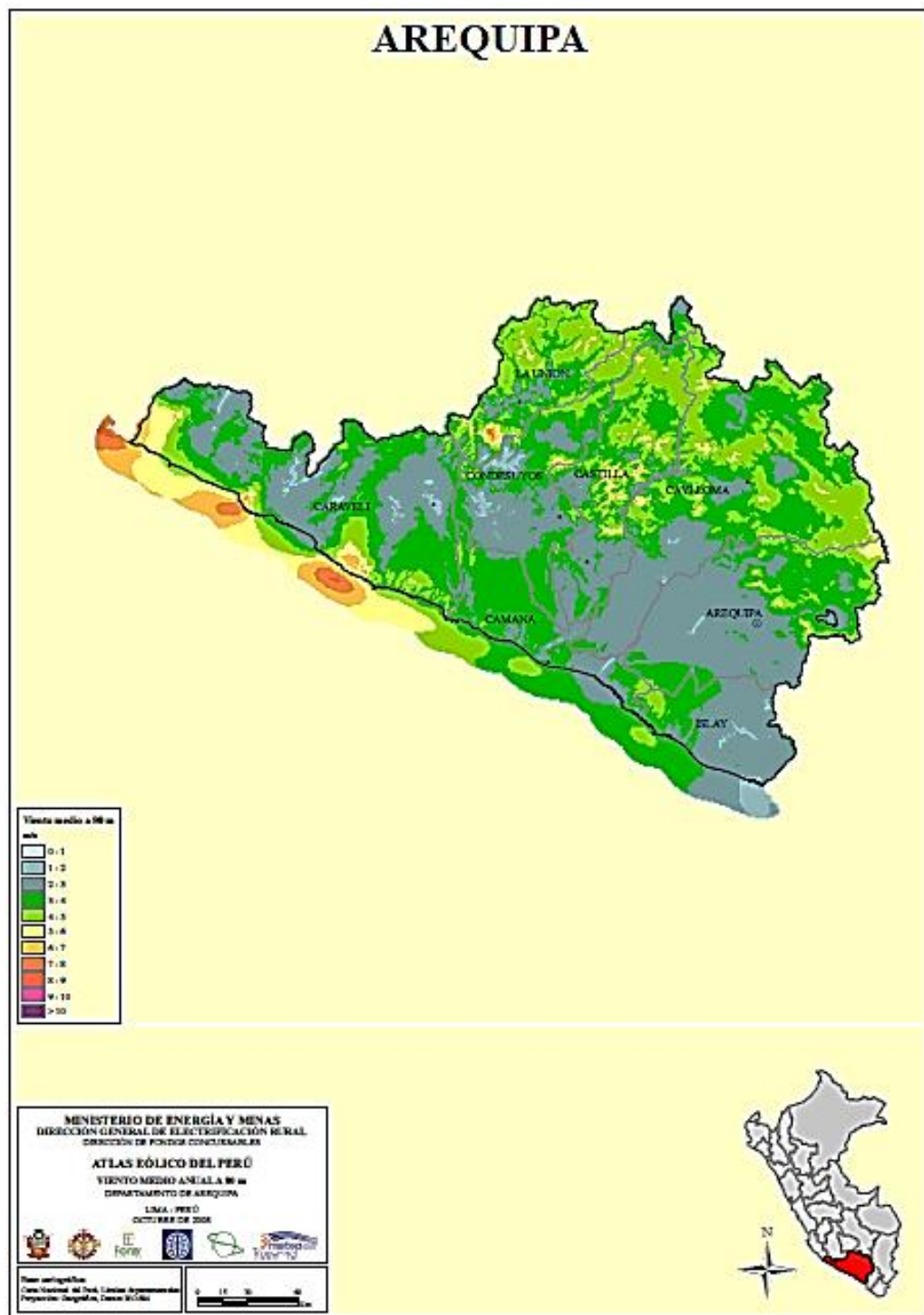


Fig. 28 Mapa Eólico de Arequipa 2008, viento medio a 80 metros (m/seg).

Fuente: <https://www.gob.pe/minem>

Autor: MINEM

Mapa Eólico del Perú

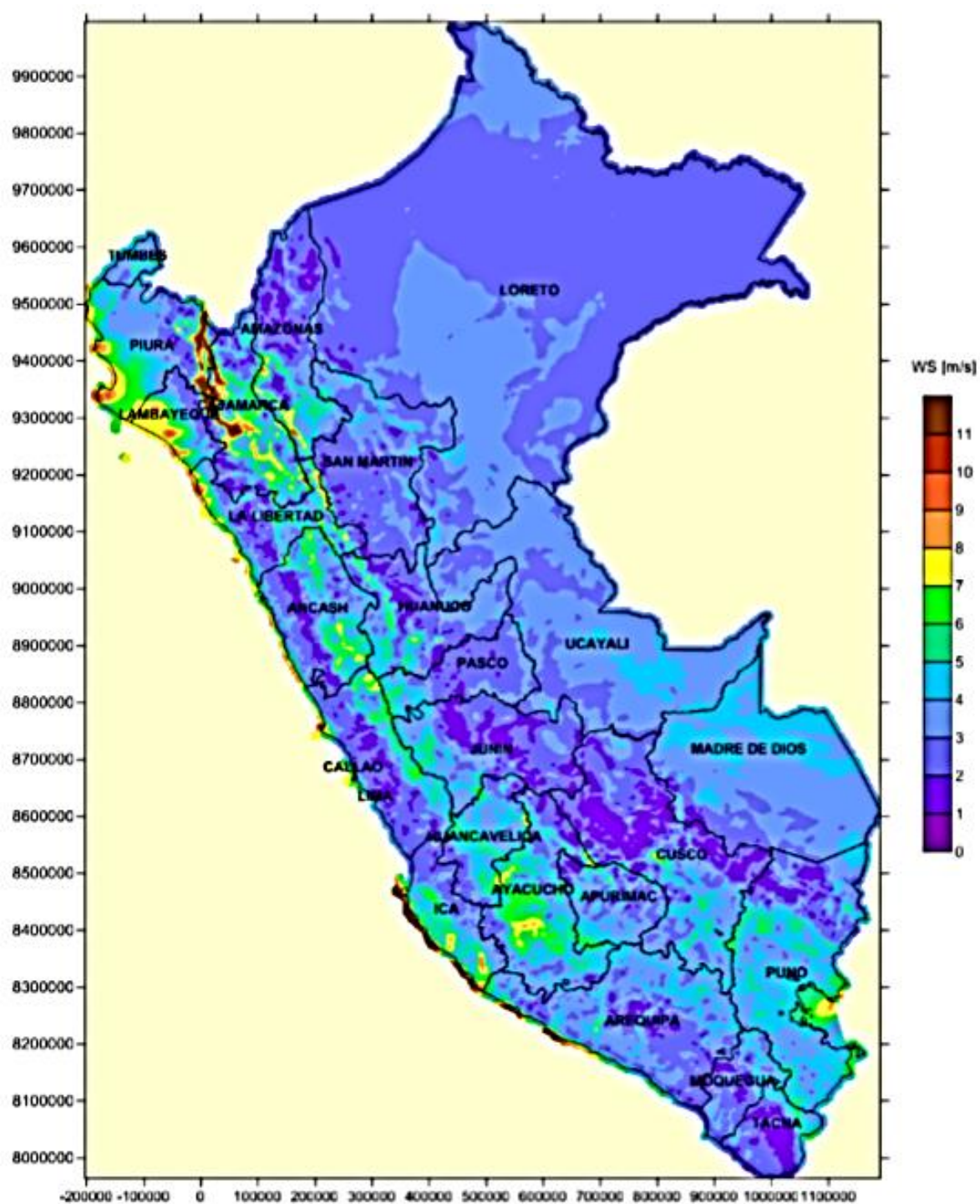


Fig. 29 Mapa Eólico de Perú 2016, velocidad media anual de viento a 75 metros (m/seg).

Fuente: <https://www.gob.pe/minem>

Autor: MINEM

2.1.3.4. Carga Sísmica

Los terremotos producen movimientos horizontales y verticales. Los movimientos horizontales son los que generan los efectos más significativos. Cuando el suelo se mueve, la inercia de la masa de la estructura tiende a resistir tal movimiento.

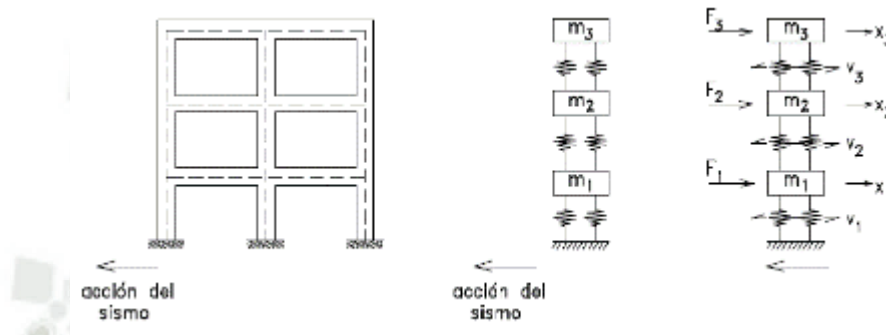


Fig. 30 Simulación de acción de un sismo

Fuente: Diseño Estructural en Acero

Autor: Zapata Baglieto L.

Es por ello que muchos reglamentos aceptan tomar en cuenta sólo la carga C.W, aplicada horizontalmente, prescrita en forma empírica.

Esta carga se representa con la expresión:

$$H = \frac{Z U S C}{R_d} W$$

Donde:

✓ **Z = Factor de zonificación sísmica**

Z = 1.0 (zona 1);

Z = 0.7 (zona 2);

Z = 0.3 (zona 3).

✓ **U = Factor de uso e importancia**

U = 1.0, Edificaciones Categoría C: Edificaciones de departamentos y oficinas, hoteles, casas habitación, comercio;

U = 1.3, Edificaciones Categoría B: Hospitales, centrales telefónicas, colegios, museos, etc.

✓ **S = Factor del tipo de suelo**

Suelo I, $S = 1.0$, suelo duro (roca, grava densa, grava arenosa dura);

Suelo II, $S = 1.2$, suelo intermedio (arena densa, suelo cohesivo duro o firme);

Suelo III, $S = 1.4$, suelo blando (suelos granulares sueltos, suelos cohesivos medianos o blandos).

✓ **C = Coeficiente Sísmico**

$C = 0.8 / (T / T_s + 1)$ donde $0.16 \leq C \leq 0.40$

T = Período fundamental de vibración de la estructura

T_s = Período predominante del suelo:

Suelo I, $T_s = 0.3$ seg;

Suelo II, $T_s = 0.6$ seg;

Suelo III, $T_s = 0.9$ seg

✓ **W = Carga permanente sobre la construcción;** que se calculará adicionando a la carga muerta un cierto porcentaje de la carga viva.

$$W = W (c.m.) + a W (c.v.)$$

Tipo de Edificación:

A => 1.0

B=> 0.5

C => 0.25

Depositos => 0.8

Azoteas => 0.25

Tanques y Silos => 1.0

✓ **Rd = Factor de reducción por ductilidad.** La respuesta inelástica de la edificación es ocasionada por movimientos sísmicos severos, disipando así energía a través de la formación sucesiva de rótulas. Debido a la complejidad del análisis inelástico se ha desarrollado el llamado Método del Factor de Ductilidad; se supone un comportamiento elástico de la edificación aún para movimientos severos y la respuesta obtenida es a partir de esa respuesta elástica,

pero dividida por un factor de ductilidad, como se ve en la figura siguiente:

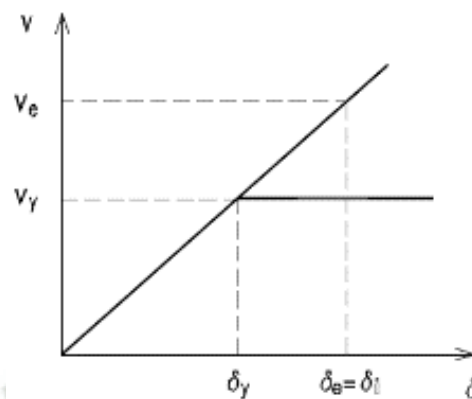


Fig. 31 Comportamiento elástico de una edificación.

Fuente: Diseño Estructural en Acero

Autor: Zapata Baglieto L.

El factor de ductilidad toma en cuenta las características de la rigidez propia de la estructura y su capacidad de disipar energía (Zapata Baglieto L., 1999).

2.1.4. Uniones soldadas

2.1.4.1. Tipos de Soldaduras

Casi toda la soldadura estructural es de arco, con la necesidad de proporcionar metal de aportación a las juntas que se sueldan. Esta soldadura forma un arco eléctrico entre las piezas que se sueldan y el electrodo lo sostiene el operador. El arco es una chispa continua, entre el electrodo y las piezas que se suelda, provocando la fusión.

El tipo de electrodo usado es muy importante, afecta a las propiedades de la soldadura tales como resistencia, ductilidad y resistencia a la corrosión. Los tipos de los electrodos dependen del tipo de trabajo, del tipo de metal que se suelda, la cantidad de material que se necesita depositar, la posición de trabajo, etc. Los electrodos se dividen en electrodos con recubrimiento ligero y los electrodos con recubrimiento pesado (se utilizan en la soldadura estructural, donde produce una protección de vapor o atmosfera muy satisfactoria alrededor del trabajo, así como escoria de protección).

La soldadura por arco sumergido (SAW) se hace rápida y eficientemente y son de alta calidad, exhibiendo alta resistencia al impacto, alta resistencia a la corrosión y buena ductilidad. La especificación 4.14 de la AWS proporciona tamaños límite para los diámetros de los electrodos y para los tamaños de las soldaduras (ASM International, 2003).

2.1.4.2. Clasificación de Soldadura

- a) **Soldaduras de filete:** Se realizan en la mayoría de conexiones estructurales (80%). Son más resistentes a la tensión y a la compresión que al corte, de manera que se establecen en las especificaciones para soldadura, esfuerzos de corte. Se prueban a la ruptura, parecen fallar por corte en ángulos aproximadamente 45° . Para el filete de 45° o de lados iguales, el grueso de la garganta es 0.707 veces al tamaño de la soldadura. Cuando un filete cóncavo se contrae, la tensión que lo tiende a agrietar no provoca tensión en la superficie exterior, como la cara se acorta se produce compresión. Otro detalle es el ángulo de la soldadura con las piezas que se sueldan. El LRFD permite que se use un área de garganta mayor en las soldaduras hechas mediante este proceso. Las especificaciones LRFD establecen que el espesor de la garganta efectiva para filetes hechos con el proceso SAW con las de $3/8$ pulg o menores, será igual al lado del filete. Para filetes mayores será igual a 0.11 pulg.
- b) **Soldadura de ranura:** Se utilizan cuando los miembros que se conectan están alineados en el mismo plano. Estas a su vez pueden ser: soldaduras de ranura de penetración completa y de penetración parcial. Las soldaduras de ranura son generalmente más caras que las soldaduras de filete debido a los costos de preparación, 50% a 100% más que las de filete (Hernández M., 2008).

2.1.4.3. Grados de Acero más utilizados

Electrodos 70XX con aceros que tengan un esfuerzo de fluencia menor que 60 ksi.

Electrodos 80XX con aceros que tengan un esfuerzo de fluencia de 60 ksi o 65 ksi.

La notación para designar a los electrodos y a todas las normas de las especificaciones AISC que tratan con soldaduras ha sido tomada del Structural Welding Code de la American Welding Society (AWS 1996). Los temas que no son tratados en las Especificaciones AISC pueden hallarse en el código AWS.

Las resistencias de diseño de las soldaduras están dadas en la tabla J2.5 del AISC. El esfuerzo cortante ultimo F_w en un filete de soldadura es 0.6 veces la resistencia por tensión del metal de aportación, denotado por F_{EXX} . Por tanto, el esfuerzo de diseño es ϕF_w , donde $\phi = 0.75$ y $F_w = 0.60 F_{EXX}$. Sus esfuerzos son los siguientes:

$$\mathbf{E70XX: \phi F_w = 0.75 (0.60 * 0.70) = 31.5 \text{ ksi}}$$

$$\mathbf{E80XX: \phi F_w = 0.75 (0.60 * 0.80) = 36.0 \text{ ksi (Noriega C., 1999).}}$$

2.1.5. Características del Acero Estructural

Las características del acero estructural se examinan usando la gráfica de esfuerzos vs deformación, la curva mostrada es la curva típica de una clase acero conocido como acero dúctil o dulce.

El acero estructural más comúnmente usado en la actualidad es el acero ASTM A36 cuyas propiedades son:

$$\text{Esfuerzo a la Fluencia} \Rightarrow F_y = 36000 \text{ psi}$$

$$\text{Resistencia a la Tensión} \Rightarrow F_u = 58000 \text{ psi}$$

Clasificado como acero simple al carbono con las siguientes componentes adicionales:

- ✓ Carbono 0.26% máximo.
- ✓ Fósforo 0.04% máximo.
- ✓ Azufre 0.05% máximo (Hernandez P., 2012).

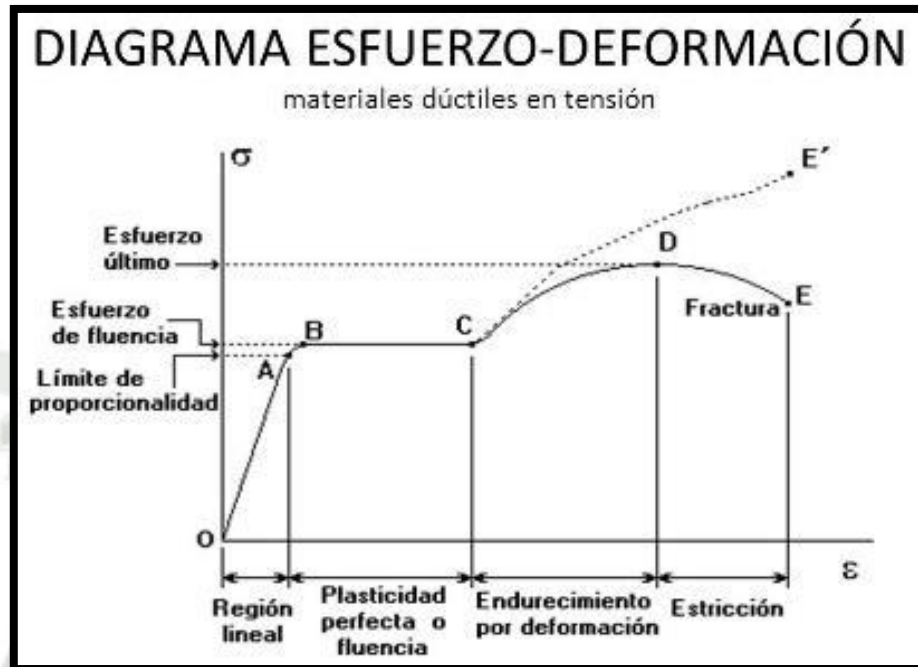


Fig. 32 Gráfica de esfuerzo vs. Deformación para un A36 común

Fuente: (Mayori A., 2016). <https://es.slideshare.net/DiegoIFV/mecnica-resistencia-de-materiales>

Autor: Slideshare



CAPITULO III

3. DISEÑO E INGENIERIA

3.1. Lista de Exigencias y Deseos

3.1.1. Exigencias

- La rueda de observación deberá tener un diámetro comprendido entre 20 a 40 metros en la ciudad de Arequipa.
- La cantidad de pasajeros mínima por ciclo de servicio deberá ser < 100 per.
- Se seguirá el método estructural “diseño por factores de carga y resistencia LRFD”, considerando características del Manual Steel of Construction AISC y la norma INACAL NTP 924.006 – 2014 basada en la norma ASTM F1159.
- Deberá ser segura para salvaguardar la integridad de los pasajeros, según norma INACAL NTP 924.002 – 2014 basada en norma ASTM F770 – 14.
- Deberá de brindar el confort suficiente a los pasajeros, según norma INACAL NTP 924.004 – 2014 basada en la normal ASTM 1193 – 06.
- El diseño involucrara la selección de componentes y materiales existentes por volumen en el mercado local en un 70% y del mercado internacional en un 30%, siguiendo criterios de calidad, manufactura y construcción según norma INACAL NTP 924.004 – 2014 basada en norma ASTM 1193 – 06.
- El servicio operacional será en turnos diurnos y nocturnos de 8 horas cada uno.
- Evitar el uso de más de un tipo de energía, adicional a la energía eléctrica de baja tensión.
- Deberá contar con un sistema eléctrico de seguridad ante cortes de energía.
- Se deberá contar con personal especializado para la supervisión y control de la rueda de observación, así como un staff dedicado al mantenimiento según normal INACAL NTP 924.002 – 2014 basada en la normal ASTM F770-14.

3.1.2. Deseos

- Diseño estético e innovador.
- Cabinas con capacidad semejantes a diseños existentes alrededor del mundo.
- Implementar un mantenimiento preventivo y predictivo.
- Contemplar una mínima vida útil en operación constante de 20 años.
- Simular bajo las condiciones aerodinámicas de la zona geográfica.
- Operar con un bajo consumo de energía.
- Optimizar costos y tiempo de fabricación.

3.2. Consideraciones Generales de Diseño

- ✓ Diámetro de la rueda = 30 m
- ✓ N° de personas por cabinas = 12
- ✓ N° de cabinas = 12
- ✓ N° de columnas = 4

3.3. Ubicación Geográfica del Proyecto

La rueda de observación dinámica estará ubicada en el distrito de Yanahuara de la ciudad Arequipa, cerca del centro de la ciudad y al costado del río Chili.



Fig. 33 Mapa de Arequipa

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth



Fig. 34 Locación del Proyecto en un área de 12,000m2 aproximadamente a orillas del río Chili.

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth



Fig. 35 Área proyectada se encuentra a casi 620 metros lineales de la plaza de armas.

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth

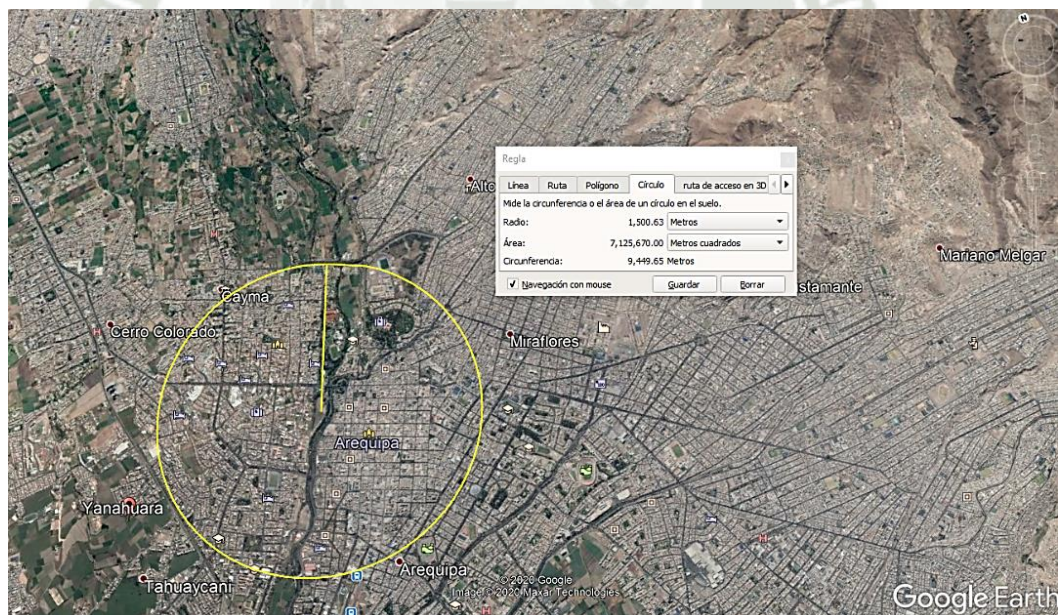


Fig. 36 Área proyectada se encuentra a un radio de 1500 metros del puente Chilina.

Fuente: <https://www.google.com/intl/es/earth/>

Autor: Google Earth

3.4. Diseño Mecánico Estructural

3.4.1. Generalidades iniciales del diseño

3.4.1.1. Rueda

- ✓ Diámetro de la rueda: 30.00 m (100.00 ft).
- ✓ Perímetro de la rueda: $2\pi \times 15 = 94.25$ m (310.00 ft).
- ✓ Cantidad de perfilería: 24 rayos, 24 cordones, 24 arcos.
- ✓ Distancia entre ruedas: 4.00 metros
- ✓ Velocidad de rueda = 1 rev/2 min o 0.5 rev/1 min
- ✓ $\rho_{acero} = 7800 \text{ Kg/m}^3$

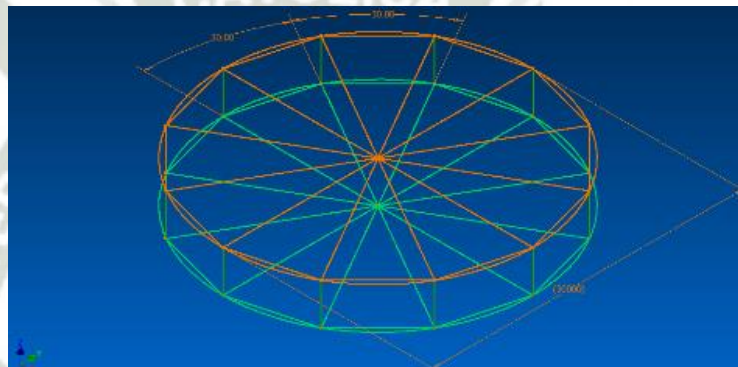


Fig. 37 Estructura de Rueda.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.1.2. Cabinas

- ✓ Cantidad de cabinas: 12 cabinas, cada una para 12 pasajeros.

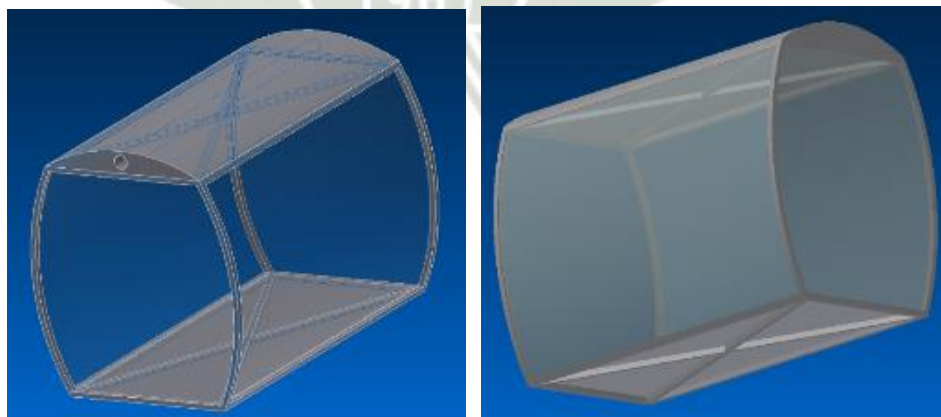


Fig. 38 - Fig. 39 Estructura de Cabinas.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.2. Procedimiento del diseño

Para un desarrollo óptimo del proyecto, se hallaron varias aproximaciones. Inicialmente se realizaron cálculos de estática, donde obtendremos fuerzas de tracción y compresión máximas (críticas). Luego procederemos a los cálculos estructurales para seleccionar los perfiles adecuados, mediante la combinación de cargas que estarán presentes en la estructura, siguiendo el método LRFD. También realizando el diseño de componentes estructurales presentes como: celosías, cartelas, columnas, placas, discos, uniones atornilladas y soldaduras.

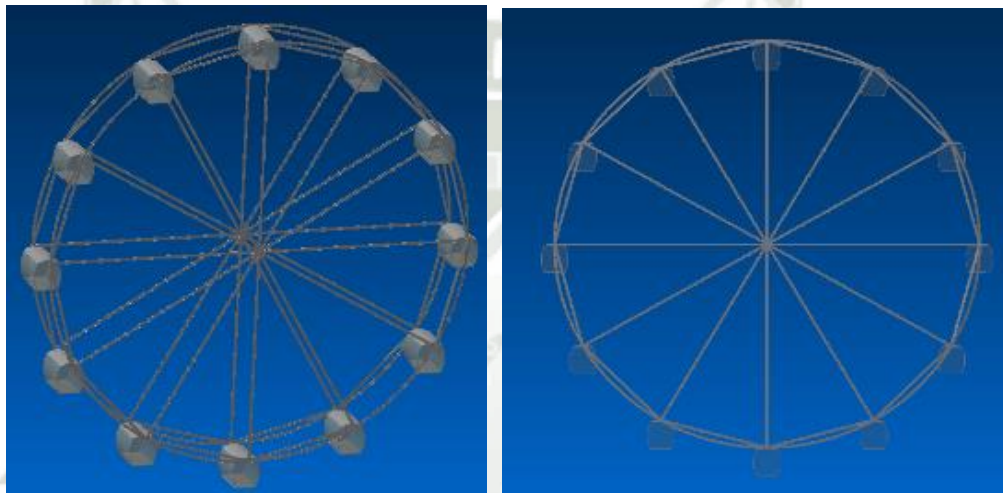


Fig. 40 - Fig. 41 Ensamble de Estructura de Rueda y Cabinas.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Siguiendo con los cálculos de elementos de máquinas, se diseñará el eje central y los ejes de las cabinas. Consecutivamente se procederá a la selección de todos los rodamientos y chumaceras presentes en el proyecto. Terminando la parte mecánica seleccionaremos los componentes que realicen una función específica en la rueda como: motor, reducción mecánica, ventiladores, entre otros.

Con el fin de tener un proyecto sustentable e ingenieril se desarrolló el diseño eléctrico, añadiendo selección de equipos involucrados en este proyecto. Añadiendo una parte fundamental para el funcionamiento: el diseño del control y automatización de la rueda mediante un SCADA. Finalmente se verán aspectos necesarios para este proyecto como lo son: parte civil, mantenibilidad, costos y viabilidad.

3.4.3. Simulaciones preliminares FEA y Estructurales

3.4.3.1. Simulación de esfuerzos y deformación FEA 2D con “Algor Multiphysics”

Se estimará una fuerza horizontal “ $x = 10000 \text{ kg}$ ”, necesaria para darle giro a la rueda. Así como fuerzas verticales “ y ” debido al peso de cada una de las 12 cabinas.

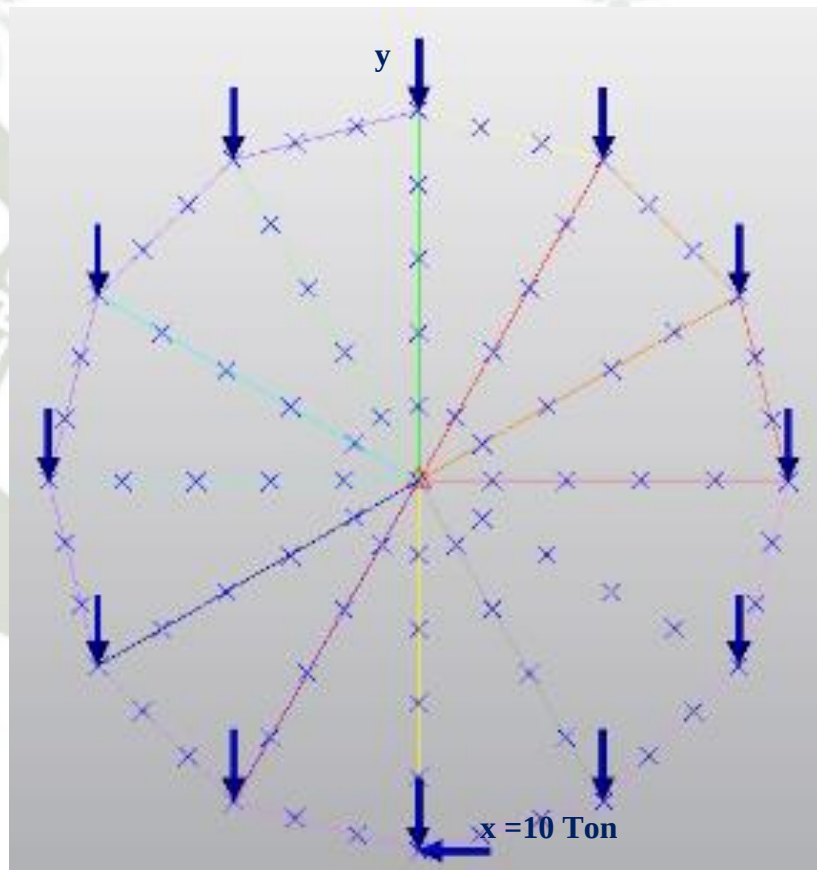


Fig. 42 Fuerzas verticales y horizontal consideradas en el FEA.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Deformación más crítica = 0.4335 m o 17 pulgadas aprox.

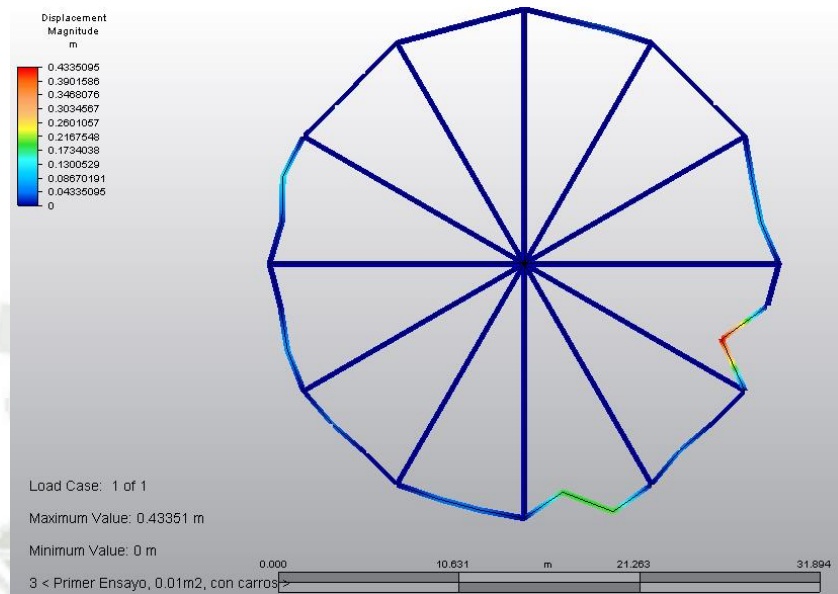


Fig. 43 Análisis FEA de Deformación de la Rueda.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Esfuerzo Axial más crítico = $8.8288 \times 10^7 \text{ N/m}^2$

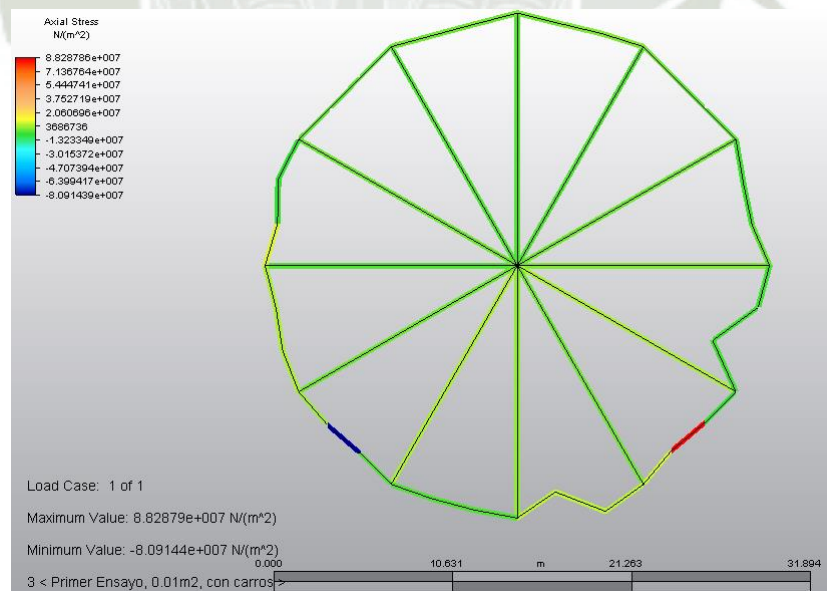


Fig. 44 Análisis FEA de Esfuerzos Axiales de la Rueda.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.3.2. Simulación estructural con “SAP 2000”:

Seguidamente calcularemos las fuerzas internas de tracción y compresión por estática en cada radio de la rueda, las cuales fueron calculadas tomando en cuenta la geometría establecida.

Fuerza de tracción más crítica = 4.1814 Ton

Fuerza compresión más crítica = -5.4611 Ton

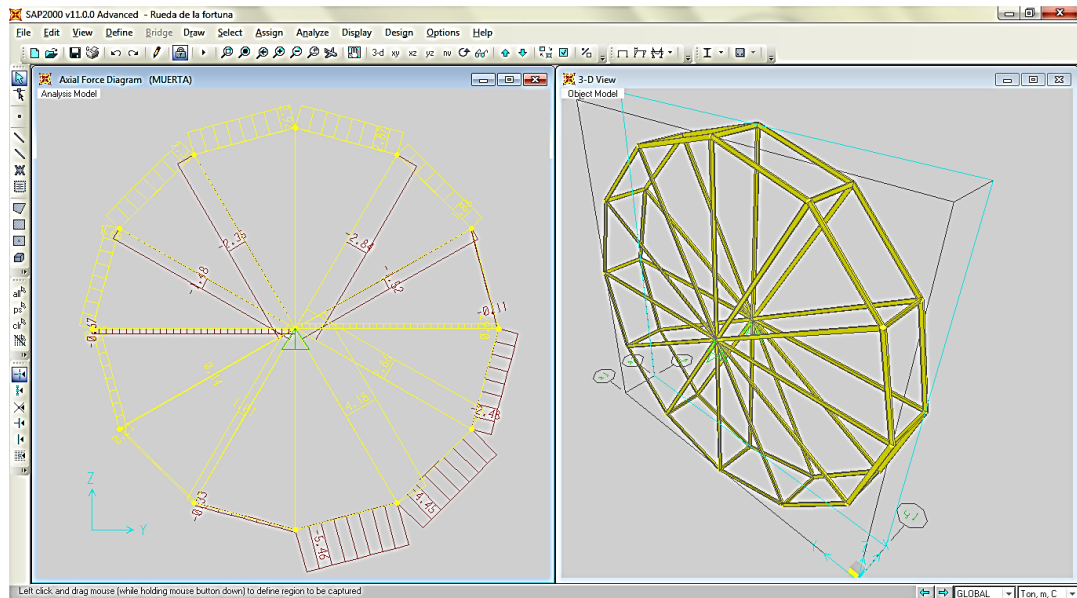


Fig. 45 Análisis de Fuerzas internas de tracción y compresión en la Rueda.

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.4. Carga de Viento preliminar

Basándonos en cálculos experimentales de la biografía “Diseño Estructura del Acero” de Zapata Baglieto, tenemos la siguiente aproximación:

Datos:

Velocidad promedio en Arequipa: 12 Km/h

Supondremos la máxima admisible: 25 Km/h.

Ecuación:

$$P = C_p * C_r * q$$

Donde:

$C_p = 0.7$ (tablas)

$C_r = 0.3$ (tablas)

$$q = 0.005 * v^2 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

$$q = 0.005 * 25^2$$

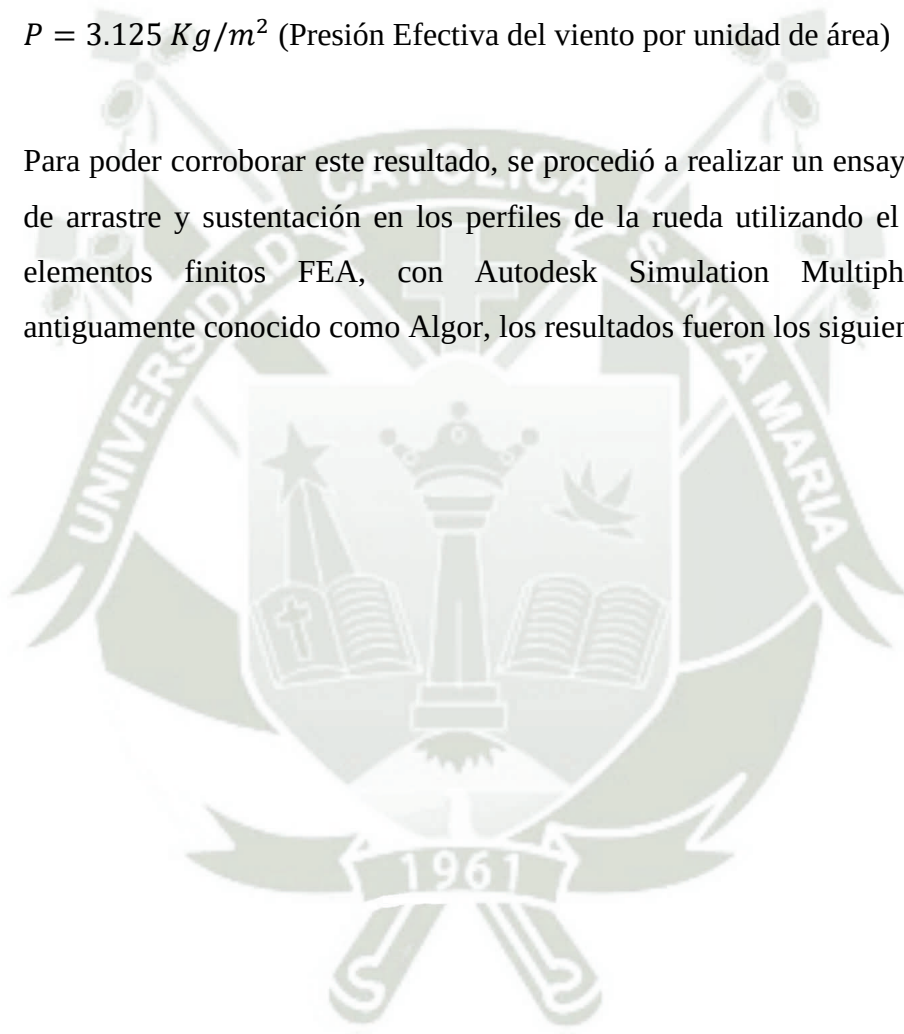
$$q = 3.125 Kg/m^2$$

Por lo tanto:

$$P = 0.7 * 0.3 * 3.125 = 0.6563$$

$$P = 3.125 Kg/m^2 \text{ (Presión Efectiva del viento por unidad de área)}$$

Para poder corroborar este resultado, se procedió a realizar un ensayo de fuerzas de arrastre y sustentación en los perfiles de la rueda utilizando el método por elementos finitos FEA, con Autodesk Simulation Multiphysics 2012 antiguamente conocido como Algor, los resultados fueron los siguientes:



Simulación de fluidos por elementos finitos 2D con “Algor Multiphysics”:

Fuerzas de reacción más crítica = 0.038051 N

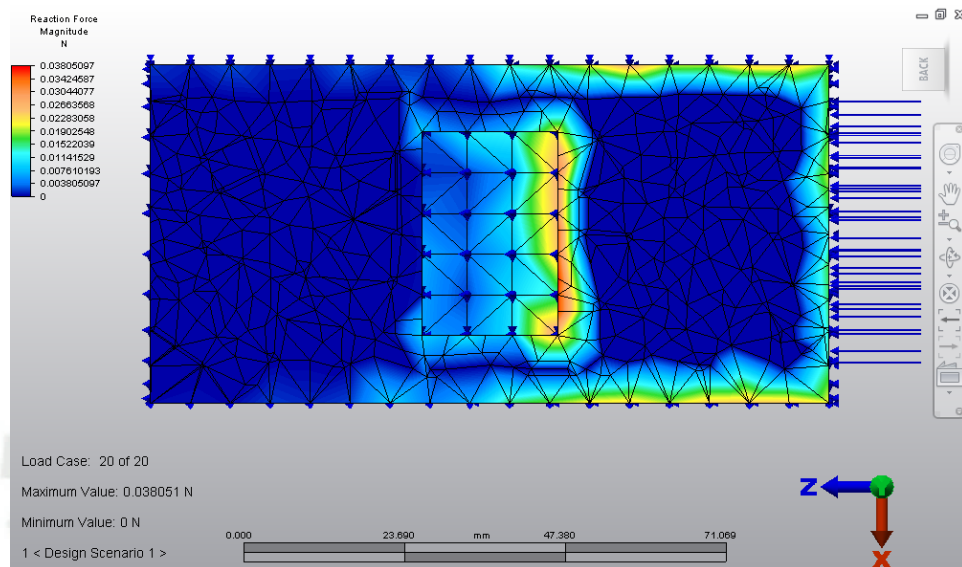


Fig. 46 *Análisis FEA de Fuerza Reacción en superficie de perfil.*

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Presión de fluido más crítica = $0.844335 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$

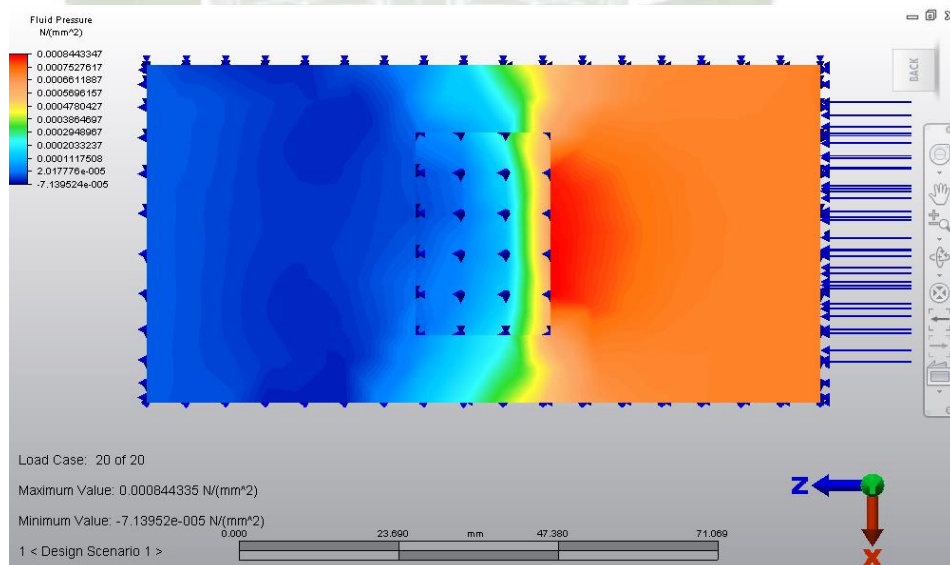


Fig. 47 *Análisis FEA de Presión de fluido en superficie de perfil.*

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.5. Primera Aproximación

3.4.5.1. Diseño preliminar de Cabina N°1

“Considerando inicialmente que las personas irían sentadas dentro de las cabinas”.

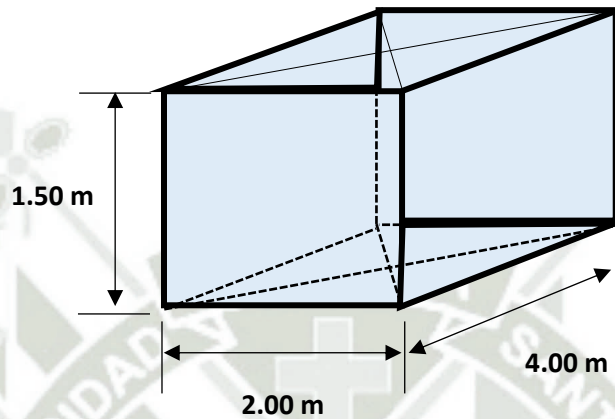


Fig. 48 Largo, ancho y altura estimada de Cabina

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

$$\text{Volumen de techo} = 2\text{m} * 4\text{m} * 0.01\text{m} * (2) = 0.16 \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen de lados} = 1.5\text{m} * 2\text{m} * 0.001\text{m} * (4) = 0.12 \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen de techo} + \text{Volumen de lados} = 0.28 \text{ m}^3$$

Por lo tanto:

$$\rho_{\text{acero}} = 7800 \text{ Kg/m}^3$$

$$W_{\text{cabina}} = \rho_{\text{acero}} * V_{\text{acero}} = \frac{7800\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.28\text{m}^3 = 2184.00 \text{ Kg}$$

Añadiendo un factor por el peso de perfilería tenemos:

$$W_{\text{total de cabina}} = W_{\text{cabina}} * \text{factor} = 2184.00 * (1.2)$$

$$W_{\text{total de cabina}} = 2620.80 \text{ kg}$$

Carga Viva

$$12 \text{ personas} * 80 \text{ kg} = 960.00 \text{ Kg}$$

Cabina Totalmente cargada

$$2620.80 + 960.00 = 3580.80 \text{ Kg} = 3600.00 \text{ kg}$$

3.4.5.2. Esquema de armadura N°1

Con estos datos ya podemos realizar una primera aproximación de las reacciones en nuestra estructura a diseñar, haciendo uso del siguiente esquema (figura N° 39):

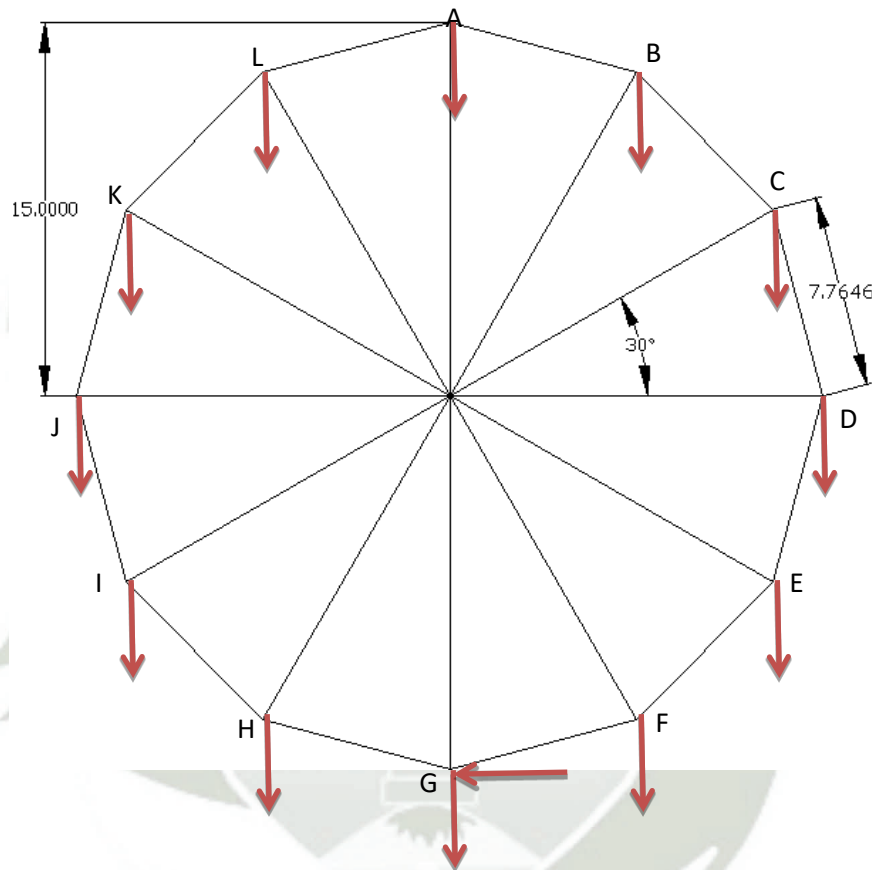


Fig. 49 Esquema de fuerzas en armadura de Rueda

Fuente: Proyecto de Investigación.

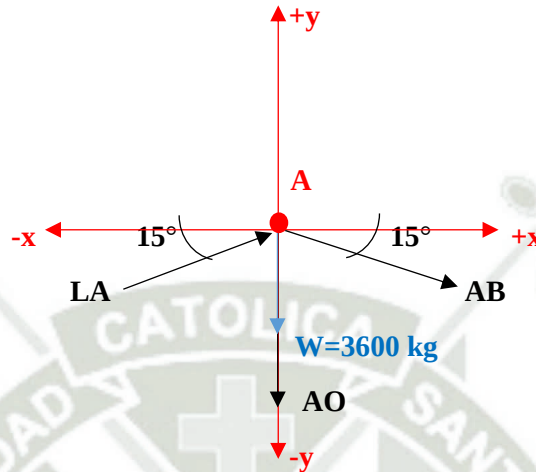
Autor: Carlos Cáceres C.

En el esquema se presentan las fuerzas verticales de las cabinas y una fuerza horizontal de 10 toneladas (**distribuyendo esta fuerza en los 02 aros, se tendría que generar 5 Ton o 11.0231 Klb**), la cual representa la fuerza necesaria aproximada para poder realizar el giro de la rueda, este valor fue extraído como valor comúnmente utilizado en este tipo de estructuras, posteriormente en los cálculos se presentará el valor mínimo necesario para poder realizar el giro para nuestro diseño. **Considerando 3600 kg por cabina con personas.**

3.4.5.3. Sistema de ecuaciones N°1

Hallando por el método de secciones de análisis estructural estático:

NODO A

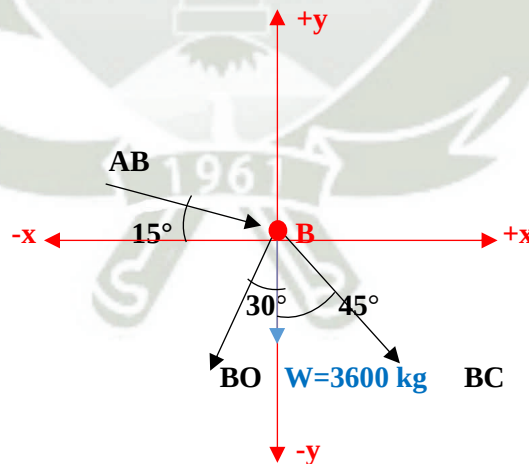


$$\sum F_x: LA * \cos 15 + AB * \cos 15 = 0 \Rightarrow LA + AB = 0 \dots (1)$$

$$\sum F_y: -AO + LA * \sin 15 - AB * \sin 15 - 3600 = 0 \dots \text{como } -AB = LA$$

$$-AO - 3600 + 2LA * \sin 15 = 0 \Rightarrow AO - 2LA * \sin 15 = -3600 \dots (2)$$

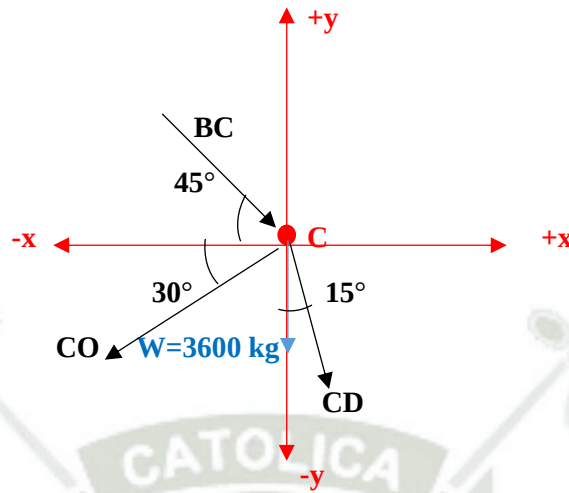
NODO B



$$\sum F_x: -BO * \sin 30 + BC * \sin 45 + AB * \cos 15 = 0 \dots (3)$$

$$\sum F_y: -AB * \sin 15 - BO \cos 30 - BC \cos 45 = 3600 \dots (4)$$

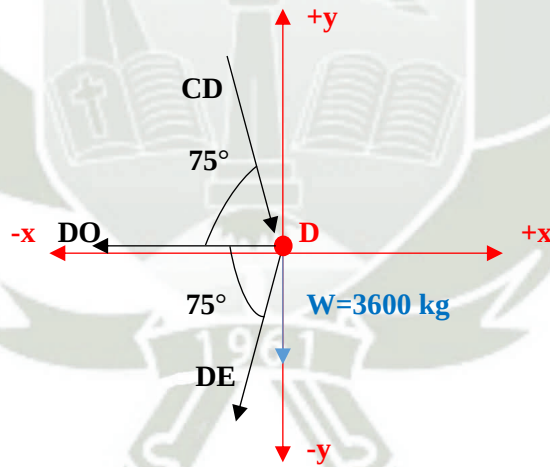
NODO C



$$\sum F_x: -BC \cdot \cos 45 - CO \cdot \cos 30 + CD \cdot \sin 15 = 0 \dots (5)$$

$$\sum F_y: -BC \sin 45 - CO \sin 30 - CD \cos 15 = 3600 \dots (6)$$

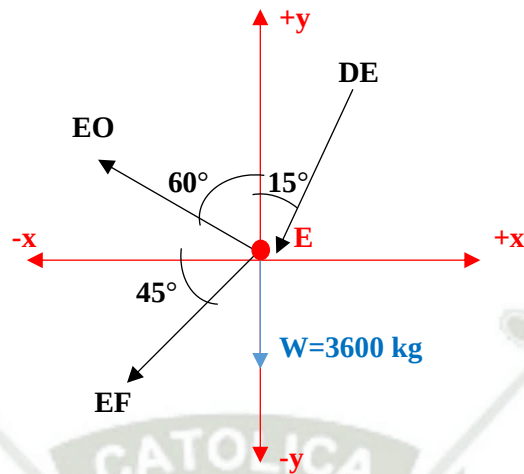
NODO D



$$\sum F_x: -DO + CD \cos 75 - DE \cos 75 = 0 \dots (7)$$

$$\sum F_y: -CD \sin 75 - DE \sin 75 = 3600 \dots (8)$$

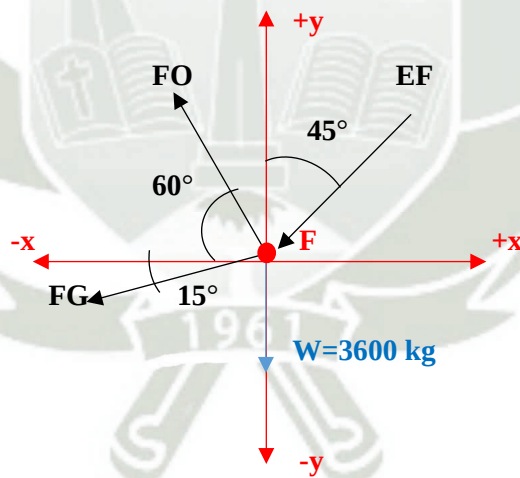
NODO E



$$\sum F_x: -EO \cdot \sin 60 - EF \cos 45 - DE \sin 15 = 0 \dots (9)$$

$$\sum F_y: -DE \cos 15 + EO \cos 60 - EF \sin 45 = 3600 \dots (10)$$

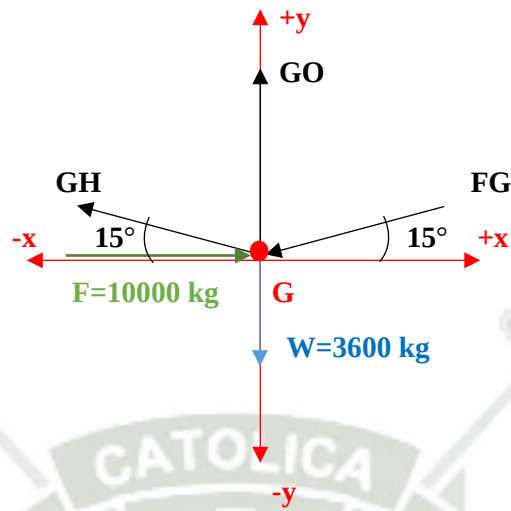
NODO F



$$\sum F_x: -FO \cos 60 - FG \cos 15 - EF \sin 45 = 0 \dots (11)$$

$$\sum F_y: FO \sin 60 - EF \cos 45 - FG \sin 15 = 3600 \dots (12)$$

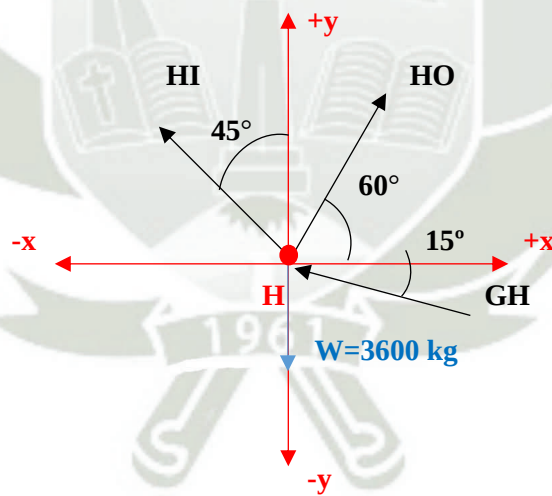
NODO G



$$\sum F_x: -GH\cos 15 - FG\cos 15 = -10000 \dots (13)$$

$$\sum F_y: GO + GH\sin 15 - FG\sin 15 = 3600 \dots (14)$$

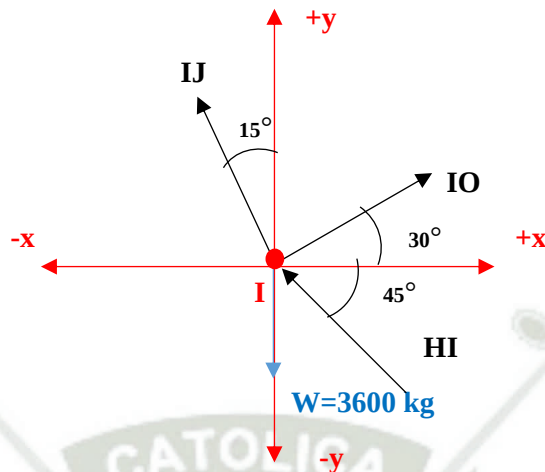
NODO H



$$\sum F_x: HO\cos 60 - GH\cos 15 - HI\sin 45 = 0 \dots (15)$$

$$\sum F_y: HI\cos 45 + HO\sin 60 + GH\sin 15 = 3600 \dots (16)$$

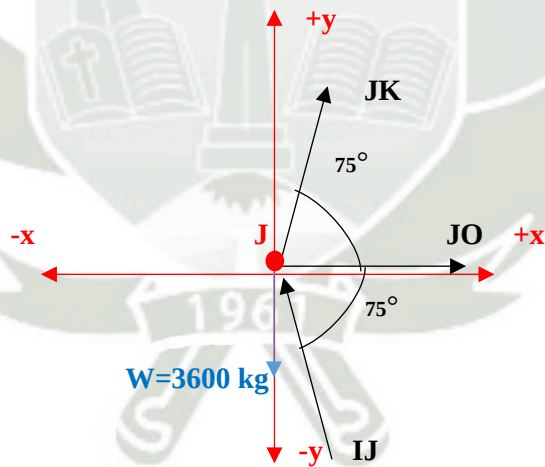
NODO I



$$\sum F_x: IO \cos 30^\circ - HI \cos 45^\circ - IJ \sin 15^\circ = 0 \dots (17)$$

$$\sum F_y: IJ \cos 15^\circ + IO \sin 30^\circ + HI \sin 45^\circ = 3600 \dots (18)$$

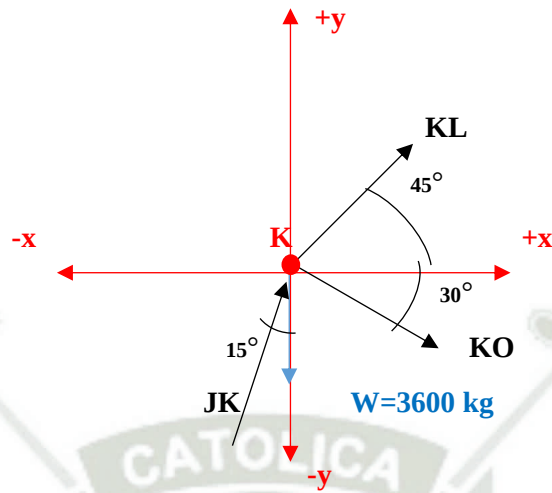
NODO J



$$\sum F_x: JO + JK \cos 75^\circ - IJ \cos 75^\circ = 0 \dots (19)$$

$$\sum F_y: JK \sin 75^\circ + IJ \sin 75^\circ = 3600 \dots (20)$$

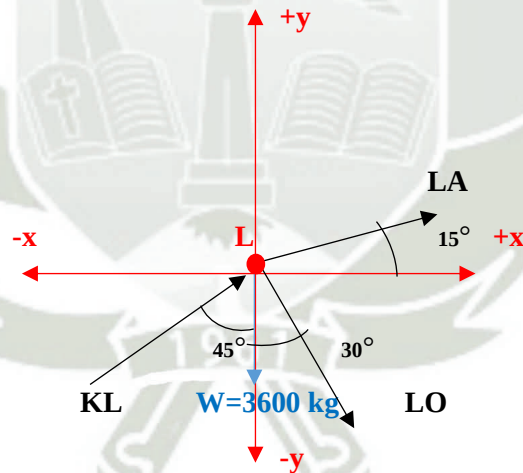
NODO K



$$\sum F_x: KL\cos 45 + KO\cos 30 + JK\sin 15 = 0 \dots (21)$$

$$\sum F_y: KL\sin 45 - KO\sin 30 + JK\cos 15 = 3600 \dots (22)$$

NODO L



$$\sum F_x: LA\cos 15 + LO\sin 30 + KL\sin 45 = 0 \dots (23)$$

$$\sum F_y: LA\sin 15 - LO\cos 30 + KL\cos 45 = 3600 \dots (24)$$

3.4.5.4. Solución matricial N°1

Luego se procedió a ingresar las ecuaciones a una matriz de 24 x 24 para poder obtener las reacciones en cada barra.

Tabla 4: Solución matricial N°1

	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI	IJ	JK	KL	LA	AO	BO	CO	DO	EO	FO	GO	HO	IO	JO	KO	LO	=
A	1											1													0
												-2S15	1												-3600
B	C15	S45												-S30											0
	-S15	-C45												-C30											3600
C		-C45	S15												-C30										0
		-S45	-C15												-S30										3600
D			C75	-C75												-1									0
			-S75	-S75																					3600
E				-S15	-C45												-S60								0
				-C15	-S45												C60								3600
F					-S45	-C15												-C60							0
					-C45	-S15												S60							3600
G						-C15	-C15																		-10000
						-S15	S15												1						3600
H							-C15	-S45												C60					0
							S15	C45												S60					3600
I								-C45	-S15												C30				0
								S45	C15												S30				3600
J									-C75	C75												1			0
									S75	S75															3600
K										S15	C45												C30		0
										C15	S45												-S30		3600
L											S45	C15												S30	0
											C45	S15												-C30	3600

Al resolver el sistema se obtuvo los siguientes resultados:

Reacciones en los Cordones (kg)				Reacciones en los Radios (kg)			
AB	-12319.86	GH	-13318.51	AO	9977.23	GO	5973.66
BC	14183.36	HI	11455.01	BO	-3741.85	HO	-9529.55
CD	-14965.75	IJ	-14682.68	CO	16053.31	IO	4964.93
DE	18692.75	JK	10955.69	DO	-8711.46	JO	-6635.7
EF	-15465.07	KL	-14183.36	EO	7040.69	KO	8306.46
FG	23671.27	LA	12319.86	FO	-23858.46	LO	-3741.85

3.4.5.5. Selección de vigas N°1

Siendo las vigas FG (23,671.27 kg) y FO (-23,858.46 kg) las que soportarán mayor carga en ese instante, cabe recordar que al ser un mecanismo móvil todas las vigas llegarán a estar en el mismo punto y estarán sujetas a dicha carga, por lo tanto, se tomarán como referentes principales para el análisis, cálculo y selección de vigas.

De acuerdo a los cálculos anteriores en esta primera selección solo se tomarán en cuenta las cargas de las cabinas (muerta y viva) y la fuerza necesaria para hacer girar la rueda, debido a que todavía no se cuenta con una viga seleccionada. Esta selección nos ayudará a poder realizar una 1era aproximación de una viga, por lo tanto, el peso de la misma por unidad de longitud (lb/ft) nos servirá para estimar el peso muerto restante de la estructura.

Tracción:

Supondremos un A572, grado 50

$$F_y = 50 \text{ Ksi}$$

$$F_u = 65 \text{ Ksi}$$

$$FO = Pu = 23858.46 \text{ Kg} = 52.500 \text{ klb}$$

$$A_g = \frac{Pu}{\phi_t * F_y} = \frac{52.599}{(0.9)(50)} = 1.16 \text{ in}^2$$

$$A_g = \frac{Pu}{\phi_t * F_u * u} = \frac{52.599}{(0.75)(65)(0.9)} = 1.19 \text{ in}^2$$

Con el área efectiva mayor 1.19 in², escogemos del manual LRFD una viga W6X9 (*pág.1-42, AISC-Manual of Steel Construction*)

W6X9

$$A = 2.68 \text{ in}^2$$

$$W = 9 \text{ lb/ft}$$

Por lo tanto: $Pu = (2.68)(0.75)(65)(0.9) = 117.58 \text{ klb}$

$117.58 \text{ klb} > 52.599 \text{ klb}$, por lo tanto, soporta, más que adecuado

Peso de las vigas = $(9 \text{ lb/ft}) \cdot (15 \text{ m o } 50 \text{ ft}) \cdot (12 \text{ vigas}) = \mathbf{5400 \text{ lb (Radios)}}$

Compresión:

$$FG = Pu = 23671.27 \text{ Kg} = 52.186 \text{ Klb}$$

$$Ag = \frac{Pu}{\phi_t \cdot F_y} = \frac{52.186}{(0.9)(50)} = 1.159 \text{ in}^2$$

$$Ag = \frac{Pu}{\phi_t \cdot F_u \cdot u} = \frac{52.186}{(0.9)(65)(0.9)} = 0.99 \text{ in}^2$$

Con el área efectiva mayor 1.159 in^2 escogemos del manual LRFD una viga W6X9
(pág.1-42, AISC-Manual of Steel Construction).

W6X9

$$A = 2.68 \text{ in}^2$$

$$W = 9 \text{ lb/ft}$$

Por lo tanto:

$$Pu = (2.68)(0.75)(65)(0.9) = 117.58 \text{ klb}$$

$117.58 \text{ klb} > 52.186 \text{ klb}$, por lo tanto, soporta más que adecuado

Peso de las vigas = $(9 \text{ lb/ft}) \cdot (7.7646 \text{ m o } 25.87 \text{ ft}) \cdot (12 \text{ vigas}) = \mathbf{2793.96 \text{ lb}}$
(Cordones)

Nota: Al contar ahora con el peso bastante aproximado de la estructura en lo que respecta a carga muerta, podemos realizar la segunda selección de vigas.

3.4.6. Segunda Aproximación

En adelante se utilizará más el sistema de unidades inglés, por recomendación LRFD.

3.4.6.1. Diseño de preliminar de cabinas N°2

Al notar que las cargas de la estructura en general eran bastante pequeñas a comparación de las cargas producidas por las cabinas, entonces se procedió a realizar una nueva revisión de la geometría y valores implementados al inicio de todos los cálculos, por lo que se determinó que su composición de componentes estaba “sobredimensionada”, los nuevos resultados son los siguientes:

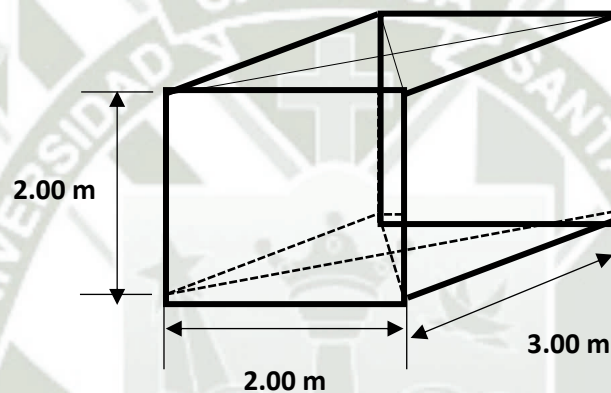


Fig. 50 Dimensiones estimadas para Cabinas

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

$$Volumen\ exterior = 2\text{ m} \times 3\text{ m} \times 2\text{ m} = 12\text{ m}^3$$

$$Volumen\ interior = (2 - 0.01)(3 - 0.01)(2 - 0.01) = 11.84\text{ m}^3$$

$$Volumen\ de\ Acero = V_{exterior} - V_{interior} = 12 - 11.84 = 0.16\text{ m}^3$$

$$\rho_{acero} = 7800 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\begin{aligned} \text{Peso de cada cabina} &= W_{c/d\ cabina} = \rho_{acero} * V_{acero} = 7800 \frac{Kg}{m^3} * 0.16\text{ m}^3 \\ &= 1248\text{ Kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$W_{total\ de\ cabinas} = 12\text{ cabinas} * 1248\text{ Kg}$$

$$W_{total\ de\ cabinas} = 12976\text{ Kg} = 33016.43\text{ lb} \text{ (Peso de todas las cabinas vacías)}$$

3.4.6.2. Combinaciones de Cargas

Carga muerta:

$$D = (\text{Peso de los 2 anillos} + 24 \text{ Radios} + \text{Carros}) * (1.3)$$

$$D = [2(2793.96 \text{ lb}) + (5400 \text{ lb}) + 33016 \text{ lb}] * (1.3)$$

$$D = 64225.65 \text{ lb} = 64230 \text{ lb}$$

Nota: El valor de 1.3 hace referencia a un 30% extra supuesto para componentes.

Carga viva:

$$L = (12 \text{ personas})(80 \text{ Kg}) * (1.2) = 1152 \text{ Kg} = 2539.725 \text{ lb} \\ = 2600 \text{ lb}$$

Nota: El valor de 1.2 es un factor de seguridad suponiendo que no todas las personas pesan 80 kg exactos.

Carga viento:

Consideramos los valores de una viga W6x9 para vigas radios y cordones.

$$\text{Área} = 2[(7.76)(12) + (15)(12)] * \frac{(3.994)}{12} * 3.281 = 596.5 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área} = 596.5 (1.2) = 715.81 \text{ ft}^2$$

$W = P * A$; considerando el valor de $P=0.0008443 \text{ N/mm}^2$ (simulado Algor)

$$W = 0.0008443 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \\ * 715.81 \text{ ft}^2 \left(\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \right)^2 \left(\frac{0.3948 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \right)^2 \left(\frac{1 \text{ kg} - f}{9.81 \text{ N}} \right) \left(\frac{2.204 \text{ lb}}{1 \text{ Kg} - f} \right)$$

$$W = 12614.41 \text{ lb} = 12650 \text{ lb}$$

Por lo tanto, las combinaciones de carga son:

$$1) 1.4 D = 1.4(64230 \text{ lb}) = 89922 \text{ lb}$$

$$2) 1.2 D + 1.6 L + 0.5 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) = 1.2(64230) + 1.6(2600) = 81236 \text{ lb}$$

$$3) 1.2 D + 1.6 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) + (0.5 L \text{ ó } 0.8 W) = 1.2(64230) + 0.8(12650) = 87196 \text{ lb}$$

$$4) 1.2 D + 1.3 W + 0.5 L + 0.5 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) =$$

$$1.2(64230) + 1.3(12650) + 0.5(2600) = \mathbf{94821 \text{ lb}}$$

$$5) 1.2D + E + 0.5L + 0.2S = 1.2(64230) + 0.5(2600) + 0.2(0) = 78376.25lb$$

$$6) 0.9D + (1.3W \text{ ó } 1.0E) = 0.9(64230) + 1.3(12650) = 74252 lb$$

Siendo la de mayor resultado la número 4)

Para poder repartirla sobre nuestra estructura será necesario dividirla entre 24 nodos.

$$Pu \text{ para cada nodo} = \frac{94.821 Klb}{24} = \mathbf{3.950 Klb = 1.7955 Ton}$$

3.4.6.3. Esquema de armadura N°2

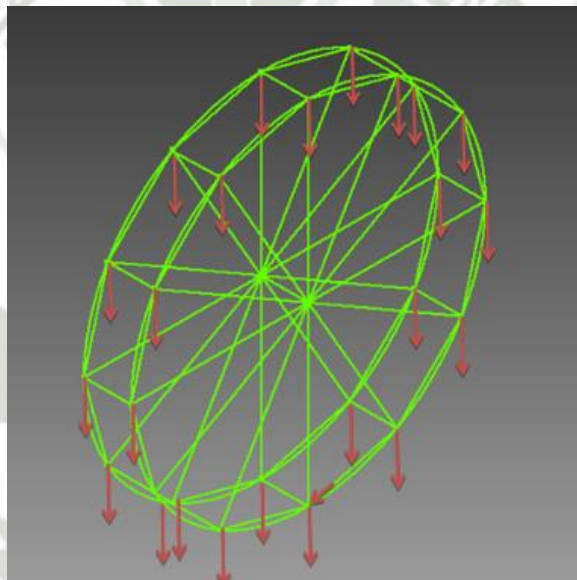


Fig. 51 Esquema de armadura de Rueda N°2

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.6.4. Sistema de ecuaciones N°2

Siguiendo los mismos diagramas de cuerpo libre (páginas 48-49-50-51-52-53), se varió el P_u en cada nodo a **3.950klb** y una fuerza horizontal en el nodo G para dar giro a la rueda de **11.02klb** o 5000 kg, ya que es dividido en cada aro de la rueda. Hallamos la siguiente solución matricial 24x24:

3.1.6.1 Solución matricial N°2

Luego nuevamente se ingresan las ecuaciones en la matriz:

Tabla 5: Solución matricial N°2

	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI	IJ	JK	KL	LA	AO	BO	CO	DO	EO	FO	GO	HO	IO	JO	KO	LO	=
A	1											1 - 2S15	1												0 -3.95
B	C15 -S15	S45 -C45												-S30 -C30											0 3.95
C		-C45 -S45	S15 -C15												-C30 -S30										0 3.95
D			C75 -S75	-C75 -S75												-1									0 3.95
E				-S15 -C15	-C45 -S45												-S60 C60								0 3.95
F					-S45 -C45	-C15 -S15												-C60 S60							0 3.95
G						-C15 -S15	-C15 S15												1						-11.02 3.95
H							-C15 S15	-S45 C45												C60 S60					0 3.95
I								-C45 S45	-S15 C15												C30 S30				0 3.95
J									-C75 S75	C75 S75												1			0 3.95
K										S15 C15	C45 S45												C30 -S30		0 3.95
L											S45 C45	C15 S15												S30 -C30	0 3.95

Resolviendo nuevamente la matriz de 24 x 24 con la nueva carga en cada nodo y la carga necesaria supuesta para el giro de la rueda tenemos lo siguiente:

Reacciones en los Cordones (klb)				Reacciones en los Radios (klb)			
AB	-13.5784	GH	-14.6742	AO	10.9787	GO	6.5996
BC	15.6230	HI	12.6295	BO	-4.1370	HO	-10.4875
CD	-16.5038	IJ	-16.1710	CO	17.6884	IO	5.4791
DE	20.5932	JK	12.0816	DO	-9.6049	JO	-7.3150
EF	-17.0518	KL	-15.6230	EO	7.7682	KO	9.1454
FG	26.0861	LA	13.5784	FO	-26.2798	LO	-4.1370

3.4.6.5. Selección de vigas N°2

Con los datos obtenidos anteriormente tenemos que la reacción mayor es de **26.2798 klb**, por lo tanto, nuestro nuevo P_u es:

$$FO = Pu = 26.2798 \text{ klb}$$

$$Ag = \frac{Pu}{\phi_t * F_y} = \frac{26.2798}{(0.9)(50)} = 0.584 \text{ in}^2$$

$$Ag = \frac{Pu}{\phi_t * F_u * u} = \frac{26.2798}{(0.75)(65)(0.9)} = 0.5989 \text{ in}^2$$

Con esta área efectiva procedemos a seleccionar una viga del manual LRFD, la viga seleccionada para los radios es la siguiente:

M8X6.5 (pág. 1-44, AISC-Manual of Steel Construction)

$$A = 1.92 \text{ in}^2$$

$$w = 6.5 \text{ lb/ft}$$

$$Pu = (1.92)(0.75)(65)(0.9) = 84.24 \text{ klb}$$

Tenemos que $84.24 \text{ klb} > 26.2798 \text{ klb}$, por lo tanto, la viga a soportar las cargas requeridas casi por el doble de su capacidad.

Nota: Como ahora se cuenta con una nueva viga será necesario realzar nuevamente el cálculo para corroborar la correcta selección.

3.4.7. Tercera Aproximación

3.4.7.1. Reformulación de combinaciones de carga

Carga Muerta (considerando una M8x6.5):

Radios:

$$15 \text{ metros (24)} \approx 50 \text{ ft (24)} = (50) * (24) = 1200 \text{ ft}$$

$$1200 \text{ ft} * 6.5 \text{ lb/ft} = 7800 \text{ lb}$$

Cordones:

$$7.76 \text{ metros (24)} = 25.45 \text{ ft (24)} = (25.45) * (24) = 610.8 \text{ ft}$$

$$610.8 \text{ ft} * 6.5 \text{ lb/ft} = 3970.2 \text{ lb}$$

Arcos (no asumidos en cálculos anteriores):

$$(2 * \pi * 15 \text{ m}) / 12 * (24) = 7.854 \text{ metros (24)} = 25.73 \text{ ft (24)} = 617.52 \text{ ft}$$

$$617.52 \text{ ft} * 6.5 \text{ lb/ft} = 4013.88 \text{ lb}$$

Peso Total (incluyendo la Carga de las Cabinas 33016.43 lb)

$$D = [7800 + 3970.2 + 4013.88 + 33016.43] * 1.3$$

$$D = 54340.663 \approx 54400 \text{ lb}$$

Carga Viva (de cálculos anteriores tenemos):

$$L = 2600 \text{ lb}$$

Carga Viento

La carga de viento depende del área de la viga que estemos utilizando, por lo tanto:

$$\text{Ancho patín} = bf = 2.28 \text{ in (pág. 1-44, AISC-Manual of Steel Construction)}$$

$$\text{Área} = [(7.854 (24) + 7.76(24) + 15(24)](3.281) \frac{(2.28)}{12} = 454.027 \text{ ft}^2$$

$$W = 0.0008443 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

$$* 454.027 \text{ in}^2 \left(\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \right)^2 \left(\frac{0.3948 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \right)^2 \left(\frac{1 \text{ kg} - \text{f}}{9.81 \text{ N}} \right) \left(\frac{2.204 \text{ lb}}{1 \text{ Kg} - \text{f}} \right)$$

$$W = 8001.124 \approx 8000 \text{ lb}$$

Combinaciones de carga

$$1) 1.4 D = 1.4(54400 \text{ lb}) = 75600 \text{ lb}$$

$$2) 1.2 D + 1.6 L + 0.5 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) = 1.2(54400) + 1.6(2600) = 71680 \text{ lb}$$

$$3) 1.2 D + 1.6 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) + (0.5 L \text{ ó } 0.8 W) =$$

$$1.2(54400) + 0.8(8000) = 76980 \text{ lb}$$

$$4) 1.2 D + 1.3 W + 0.5 L + 0.5 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) =$$

$$1.2(54400) + 1.3(8000) + 0.5(2600) = \mathbf{76980 \text{ lb}}$$

$$5) 1.2 D + E + 0.5 L + 0.2 S = 1.2(54400) + 0.5(2600) + 0.2(0) =$$

$$66580 \text{ lb}$$

$$6) 0.9 D + (1.3 W \text{ ó } 1.0 E) = 0.9 (54400) + 1.3(8000) = 59360 \text{ lb}$$

Entonces El Pu máximo es de 76980 lb, repartiéndolo en los 24 nodos tenemos 3,2075 Klb, con este dato ya se puede proceder a realizar nuevamente el sistema de ecuaciones.

$$Pu \text{ para cada nodo} = \frac{76.980 \text{ Klb}}{24} = \mathbf{3.2075 \text{ Klb} = 1.4580 \text{ Ton}}$$

3.4.7.2. Esquema de armadura N°3

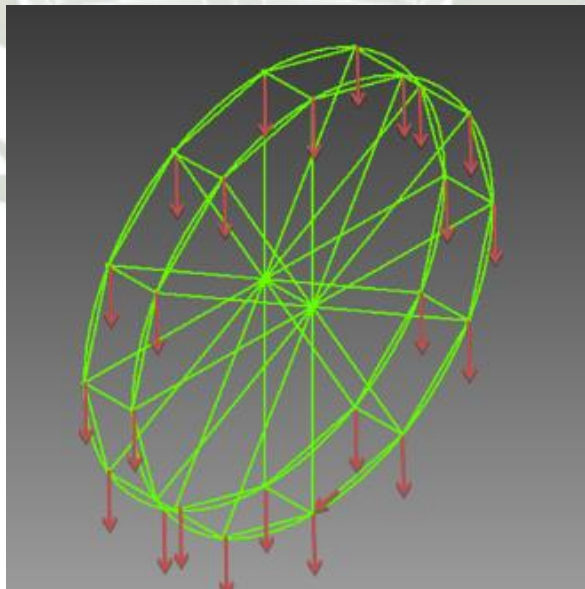


Fig. 52 Esquema de armadura de Rueda N°3

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.7.3. Sistemas de ecuaciones N°3

Siguiendo los mismos diagramas de cuerpo libre (*páginas 48-49-50-51-52-53*), se varió el Pu en cada nodo a **3.2075klb** y una fuerza horizontal en el nodo G para dar giro a la rueda de **11.02klb** o 5000 kg, ya que es dividido en cada aro de la rueda. Hallamos la siguiente solución matricial 24x24:



3.4.7.4. Solución matricial N°3

Tabla 6: Solución matricial N°3

	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI	IJ	JK	KL	LA	AO	BO	CO	DO	EO	FO	GO	HO	IO	JO	KO	LO	=
A	1											1													0
												-2S15	1												-3.207
B	C15	S45												-S30											0
	-S15	-C45												-C30											3.207
C		-C45	S15												-C30										0
		-S45	-C15												-S30										3.207
D			C75	-C75												-1									0
			-S75	-S75																					3.207
E				-S15	-C45												-S60								0
				-C15	-S45												C60								3.207
F					-S45	-C15												-C60							0
					-C45	-S15												S60							3.207
G						-C15	-C15																		-11.02
						-S15	S15												1						3.207
H							-C15	-S45												C60					0
							S15	C45											S60						3.207
I								-C45	-S15												C30				0
								S45	C15												S30				3.207
J								-C75	C75													1			0
								S75	S75																3.207
K									S15	C45													C30		0
									C15	S45													-S30		3.207
L										S45	C15													S30	0
										C45	S15													-C30	3.207

Al resolver el sistema se obtuvo los siguientes resultados:

Reacciones en los Radios de la Rueda				Reacciones en los Cordones			
AB	-13.5029	GH	-14.3926	AO	10.1967	GO	7.1968
BC	15.1630	HI	12.7326	BO	-4.6419	HO	-9.7978
CD	-16.7853	IJ	-15.6079	CO	17.3970	IO	5.7315
DE	20.1055	JK	12.2877	DO	-9.5515	JO	-7.2225
EF	-17.2302	KL	-15.1630	EO	8.0597	KO	8.7082
FG	25.8046	LA	13.5029	FO	-25.4834	LO	-4.6419

3.4.7.5. Análisis de Aproximaciones 1-2-3

A medida que se realizan más aproximaciones se va optimizando el diseño de la rueda, obteniendo reacciones de menor valor, donde los resultados más críticos se obtienen en las vigas FG y FO, como analizamos a continuación los resultados de las 03 aproximaciones:

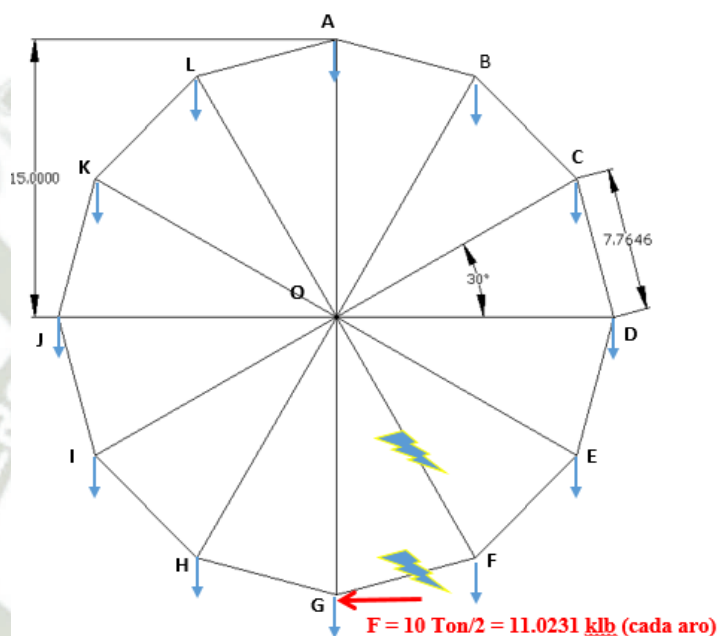


Fig. 53 Esquema de fuerzas distribuidas en la Rueda

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Tabla 7: Análisis de aproximaciones 1-2-3

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

N°	N° Viga	Pu máx en cordón	N° Viga	Pu máx en radios
Primer cálculo de reacciones	FG	23671.27 kg = 52.1860 klb (C)	FO	-23858.46 kg = -52.5000 klb (T)
Segundo cálculo de reacciones	FG	26.0861 klb (C)	FO	-26.2798 klb (T)
Tercer cálculo de reacciones	FG	25.8046 klb (C)	FO	-25.4834 klb (T)

3.4.8. Cuarta Aproximación

3.4.8.1. Cálculo de momento de inercia

Se usaron las siguientes fórmulas:

$$Inercia_{del\ Aro} = m * r^2 [Kg - m^2]$$

$$Inercia_{barra\ rotando\ en\ un\ extremo} = \frac{1}{3} * m * l^2 [Kg - m^2]$$

Entonces tenemos (considerando el aro + las cabinas):

$$Inercia_{aro} = \left[\left(6.5 \frac{Lb}{ft} * 2 * \pi * 49.2126\ ft \right) * \left(\frac{1\ Kg}{2.2\ lb} \right) + 12(1248)\ Kg \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{aro} = 3577\ Toneladas - m^2$$

$$Inercia_{radio} = \frac{1}{3} * \left[\left(6.5 \frac{lb}{ft} * 49.2126\ ft \right) * \left(\frac{1\ Kg}{2.2\ lb} \right) \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{radio} = 11.054\ Toneladas - m^2$$

Por lo tanto:

$$Inercia_{Total} = 4(3577) + 24(11.054) = 14573.28\ Toneladas - m^2$$

Nota: El 1er valor se multiplica por 4 debido a que se cuenta con prácticamente 4 aros, 2 completamente circulares y 2 que asemejan a 1 dodecágono, el 2do valor es por 24 pues se cuenta con 12 radios por cada rueda.

3.4.8.2. Cálculo de fuerza total para girar la rueda

La fórmula que usaremos para determinar la fuerza es la siguiente:

$$F = \frac{\alpha * I}{g * L}$$

Donde:

Alfa = aceleración angular de la rueda

I = Inercia de toda la rueda

G = Aceleración de la gravedad

L = Radio de la rueda

- **Aceleración angular (α)**

Dentro las exigencias que nos habíamos impuesto en el diseño teníamos que la velocidad de la rueda es media revolución por minuto, por lo tanto partiendo de este dato tenemos:

$$\omega = 0.5 \frac{rev}{min} = 3.142 \frac{rad}{min} = \pi \frac{rad}{min}$$

$$V_{tangencial} = \omega * r = \left(0.5 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{rev} * \frac{60 min}{1 h} \right) * \left(15m * \frac{1Km}{1000 m} \right) \\ = 0.9 \frac{Km}{h}$$

Dicha velocidad tangencial es la misma velocidad que posee el Ojo de Londres, se determinó y acepto dicha velocidad, pues el objetivo de nuestra rueda es que sea un observador.

$$\alpha = \frac{\omega \left[\frac{rad}{s} \right]}{tiempo [s]} = \frac{\pi \left[\frac{rad}{s} \right]}{60 s} = \frac{\pi \left[\frac{rad}{s^2} \right]}{60}$$

- **Fuerza para girar la rueda**

Por lo tanto, volviendo al cálculo de fuerza necesaria para el giro tenemos lo siguiente:

$$F = \frac{\alpha * I}{g * L} = \frac{\frac{\pi \left[\frac{rad}{s^2} \right]}{60} * 14573.28 [Ton - m^2]}{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 15 [m]} \\ = 5.1855 Toneladas - Fuerza$$

- **Fuerza necesaria al presentarse un desbalance en la rueda a causa de mala operación**

En esta parte del cálculo se supuso una mala operación en el aspecto de la carga viva, suponiendo que se hizo ingresar personas a las cabinas de forma irregular, exagerándolo a tener la rueda cargada en su totalidad en la mitad de cabinas, por lo tanto provocando que el comportamiento de la rueda pierda su naturaleza de estabilidad considerada en los cálculos anteriores, dicho desequilibrio provocara que sea necesaria la aparición de una fuerza que

contrarreste el momento provocado por las cargas en los extremos en la mitad de la rueda, el esquema de cargas es el siguiente:

En el caso más extremo la fuerza necesaria para contrarrestar el desequilibrio es que se encuentre paralelo o en la misma línea a la fuerza necesaria para girar la rueda calculada anteriormente.

$$Inercia_{aro} = \left[\left(6.5 \frac{lb}{ft} * 2 * \pi * 49.2126 ft \right) * \left(\frac{1 Kg}{2.2 lb} \right) + \left(\frac{14970}{2} \right) Kg \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{aro} = 1893.16 \text{ Toneladas} - m^2$$

$$Inercia_{radio} = \frac{1}{3} * \left[\left(6.5 \frac{lb}{ft} * 49.2126 ft \right) * \left(\frac{1 Kg}{2.2 lb} \right) \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{radio} = 11.054 \text{ Toneladas} - m^2$$

$$Inercia_{Total} = 4(1893.16) + 24(11.054) = 7837.296 \text{ Toneladas} - m^2$$

- **Fuerza para mantener en equilibrio la rueda**

Por lo tanto, la fuerza resultante necesaria para mantener el sistema en equilibrio será:

$$F = \frac{\alpha * I}{g * L} = \frac{\frac{\pi}{60} \left[\frac{rad}{s^2} \right] * 7837.296 [Ton - m^2]}{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 15 [m]} = 2.7887 \text{ Toneladas} - \text{Fuerza}$$

- **Fuerza total**

Finalmente reemplazando la fuerza necesaria total para el diseño será:

$$F_{Total} = F_{Movimiento} + F_{Equilibrio} = 5.1855 + 2.7887 = 7.974 \approx 8 \text{ Ton}$$

Nótese que esta fuerza es menor a las 10 toneladas asumidas anteriormente, por lo tanto, sin necesidad de hacer los cálculos podemos decir que las vigas asumidas nuevamente vuelven a cumplir con los requerimientos.

3.4.8.3. Esquema de armadura N°4

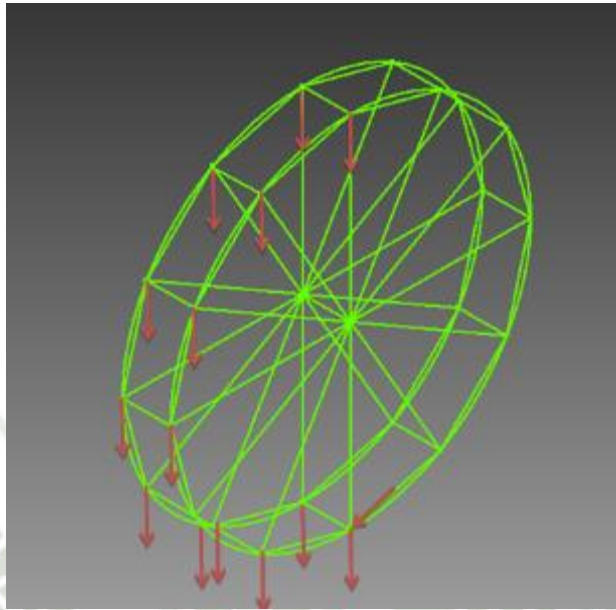


Fig. 54 Esquema de fuerzas distribuidas en desbalance en la Rueda

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.8.4. Sistemas de ecuaciones N°4

El sistema de ecuaciones será muy similar al del 3er cálculo de reacciones, por ende, no es necesario realizar los DCL de cada nodo, la única variación es la fuerza total necesaria para hacer girar la rueda la cual será 8 Ton (para toda la rueda), en este caso cada aro girará con **4 Ton o 8.82 klb.**

3.4.8.5. Solución matricial N°4

Con los nuevos y definitivos datos tenemos la siguiente matriz para el sistema de ecuaciones.

Tabla 8: Solución matricial N°4

	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI	IJ	JK	KL	LA	AO	BO	CO	DO	EO	FO	GO	HO	IO	JO	KO	LO	=
A	1											1													0
												-2S15	1												-3.207
B	C15	S45												-S30											0
	-S15	-C45												-C30											3.207
C		-C45	S15												-C30										0
		-S45	-C15												-S30										3.207
D			C75	-C75												-1									0
			-S75	-S75																					3.207
E				-S15	-C45												-S60								0
				-C15	-S45												C60								3.207
F					-S45	-C15												-C60							0
					-C45	-S15												S60							3.207
G						-C15	-C15																		-8.82
						-S15	S15													1					3.207
H							-C15	-S45													C60				0
							S15	C45												S60					3.207
I								-C45	-S15													C30			0
								S45	C15													S30			3.207
J									-C75	C75													1		0
									S75	S75															3.207
K										S15	C45													C30	0
										C15	S45												-S30		3.207
L											S45	C15												S30	0
											C45	S15												-C30	3.207

Al resolver la matriz se obtuvo los siguientes resultados:

Reacciones en los Cordones [klb]				Reacciones en los Radios [klb]			
AB	-9.8890	GH	-10.7787	AO	8.3260	GO	4.5161
BC	11.5491	HI	9.1187	BO	-2.7712	HO	-7.9271
CD	-11.8486	IJ	-11.9940	CO	12.9709	IO	3.8609
DE	15.1689	JK	8.6738	DO	-6.9952	JO	-5.3512
EF	-12.2935	KL	-11.5491	EO	5.5043	KO	6.8375
FG	19.0609	LA	9.8890	FO	-19.4373	LO	-2.7712

3.4.8.6. Análisis de esbeltez

Del análisis y cálculo de vigas N°2 obtuvimos una viga M8X6.5 (pág. 1-44, AISC-Manual of Steel Construction). En aquel calculo obtuvimos un Pu de 84.24 klb que era mucho mayor a 19.4373 klb obtenido en la matriz N°4.

$$A = 1.92 \text{ in}^2$$

$$w = 6.5 \text{ lb/ft}$$

$$Pu = (1.92)(0.75)(65)(0.9) = 84.24 \text{ klb}$$

Tenemos que $84.24 \text{ klb} > 19.4373 \text{ klb}$, por lo tanto, la viga soportara las cargas requeridas por casi cuatro veces más de su capacidad. Se buscó en el catálogo de perfiles LRFD el radio de giro de dicha viga.

M SHAPES Properties

Nom- inal Wt. per ft	Compact Section Criteria			X_1	$X_2 \times 10^5$ (1/ksi) ²	Elastic Properties						Plastic Modulus	
	$\frac{b_f}{2t_f}$	$\frac{h}{t_w}$	F_y			Axis X-X			Axis Y-Y			Z_x	Z_y
						I	S	r	I	S	r		
11.8	6.8	61.4	17	1420	56700	71.7	12.1	4.54	1.09	0.709	0.559	14.3	1.16
10.8	7.4	67.0	14	1320	75000	65.8	11.1	4.54	0.995	0.649	0.550	13.1	1.05
9	6.5	56.4	20	1570	37100	38.5	7.82	3.80	0.673	0.501	0.502	9.21	0.815
8	7.3	63.7	16	1400	57800	34.3	6.99	3.80	0.597	0.444	0.502	8.20	0.718
6.5	6.1	51.7	24	1780	20700	18.1	4.62	3.07	0.371	0.325	0.439	5.40	0.527
18.9	6.0	11.2	—	5710	134	24.1	9.63	2.08	7.85	3.14	1.19	11.0	5.02

Fig. 55 Propiedades para una viga M8x6.5 - AISC

Fuente: Manual de Construcción Load & Factor Design.

Autor: AISC

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 50 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}}{0.502 \text{ in}} = 776.89 < 200$$

$$\frac{KL}{r} < 200 \dots \dots (\text{No cumple})$$

Con la viga M8x6.5 seleccionada la estructura no cumpliría con el principio de esbeltez, por ende, se realizará un nuevo cálculo de vigas en la 5to cálculo de reacciones.

3.4.8.7. Análisis de Aproximaciones 1-2-3-4

Se sigue observando que las reacciones siguen siendo de menor valor siendo las vigas FG y FO las más críticas, por ende a continuación, se comparan las 04 aproximaciones:

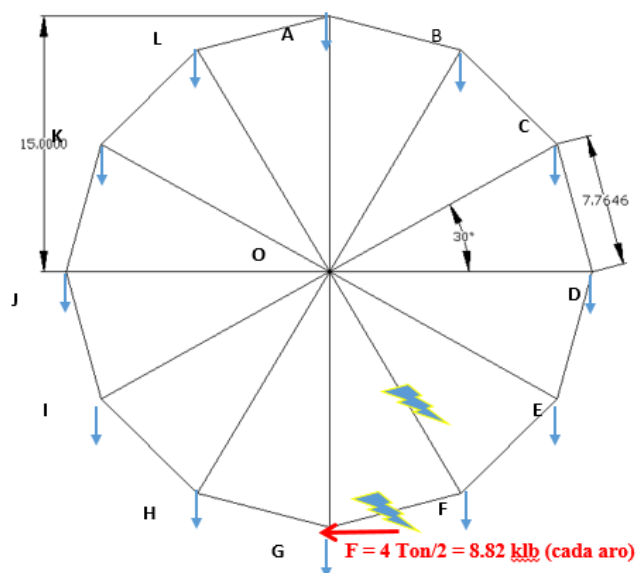


Fig. 56 Distribución de cargas en la Rueda, con una fuerza horizontal hallada

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Tabla 9: Análisis de aproximaciones 1-2-3-4

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Nº	Nº Viga	Pu máx en cordón	Nº Viga	Pu máx en radios
1er cálculo de reacciones	FG	23671.27 kg = 52.1860 klb (C)	FO	-23858.46 kg = -52.5000 klb (T)
2do cálculo de reacciones	FG	26.0861 klb (C)	FO	-26.2798 klb (T)
3er cálculo de reacciones	FG	25.8046 klb (C)	FO	-25.4834 klb (T)
4to cálculo de reacciones	FG	19.0609 klb (C)	FO	-19.4373 klb (T)

3.4.9. Quinta Aproximación

Con los datos obtenidos anteriormente tenemos que la reacción mayor es de **19.4373 Klb**, pero como fallaba el perfil por esbeltez se hizo una selección por esbeltez primero antes de elaborar una combinación de cargas óptimas. Del manual LRFD se tiene la condición de esbeltez:

$$\frac{KL}{r} < 200$$

3.4.9.1. Selección de vigas N°5

- **Selección de la viga que actuara como rayo del Ferris / Radios**

De acuerdo a esto calculamos el radio de giro máximo que debería tener nuestra viga para no fallar en el diseño. Se consideró un K de 0.65 de la condición de que las vigas estarán rígidamente unidas entre sí. La longitud se consideró como el radio de nuestra estructura para esta aproximación. (15 m = 50 pies aprox.)

$$r > \frac{KL}{200} = \frac{0.65 * 50 \text{ ft} * 12 \text{ in/ft}}{200} = 1.95 \text{ in}$$

Se buscó en el catálogo de perfiles LRFD un perfil cuyo radio de giro menor sea cercano al escogido. Se ensayó un **perfil W8x31** con $r = 2.02 \text{ in}$ (pág. 1-42, *AISC-Manual of Steel Construction*).

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 50 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}}{2.02 \text{ in}} = 193.06$$

Se halló ahora el factor $\phi_c F_{cr}$ para 36 Ksi

$$\phi_c F_{cr} = 5.67$$

Se halló ahora la carga que soportaría el perfil de acuerdo a las condiciones anteriores:

El área del perfil seleccionado fue de 9.13 in^2

$$P_u = A_g * \phi_c F_{cr} = 9.13 * 5.67 = 51.76 \text{ Klb} > 19.43 \text{ Klb}$$

(CUMPLE)

El perfil escogido cumple con la carga que requiere la estructura con un muy buen margen de seguridad.

- **Selección de la viga que actuara como unión de los radios del Ferris / Cordones**

Seguimos el mismo procedimiento anterior. Se consideró un K de 0.65 de la condición de que las vigas estarán rígidamente unidas entre sí. La longitud se consideró como la longitud que requerirá la viga para unir los radios de nuestra estructura. (7.76 m = 25.45 in)

$$r > \frac{KL}{200} = \frac{0.65 * 25.45 \text{ ft} * 12 \text{ in/ft}}{200} = 0.99255 \text{ pulg}$$

Se buscó en el catálogo de perfiles LRFD un perfil cuyo radio de giro menor sea cercano al escogido. Se ensayó un **perfil W8x21** con $r = 1.26$ pulg (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction).

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 25.45 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}}{1.26 \text{ in}} = 157.54$$

Se halló ahora el factor $\phi_c F_{cr}$ para 36 Ksi

$$\phi_c F_{cr} = 8.55$$

Se halló ahora la carga que soportaría el perfil de acuerdo a las condiciones anteriores:

El área del perfil seleccionado fue de 6.16 pulg cuadradas.

$$P_u = A_g * \phi_c F_{cr} = 6.16 * 8.55 = 52.668 \text{ Klb} > 19.43 \text{ Klb}$$

(CUMPLE)

El perfil escogido cumple con la carga que requiere la estructura con un muy buen margen de seguridad.

Nota: De acuerdo a lo anterior los perfiles escogidos cumplen la condición de esbeltez y también soportan la carga calculada en la última aproximación.

3.4.9.2. Reformulación de combinaciones de carga

- Carga Muerta:

Se considerarán para la carga muerta el peso respectivo de los pesos de cada viga (tanto radios como uniones), el peso de los carritos estimado anteriormente y el peso de vigas que harán un arco para obtener la forma circular de una rueda. Para esto calculamos primero las longitudes de cada tipo de viga y luego su peso.

Radios: perfil W8 x 31 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$15 \text{ metros (24 radios)} \approx 50 \text{ ft} * (24 \text{ radios}) = 50(24) = 1200 \text{ ft}$$

$$1200 \text{ ft} * 31 \text{ Lb/ft} = 37200 \text{ lb}$$

Cordones: W8 x 21 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$7.76 \text{ metros (24 cordones)} = 25.45 \text{ ft} * (24 \text{ cordones}) = (25.45)(24) = 610.8 \text{ ft}$$

$$610.8 \text{ ft} * 21 \text{ Lb/ft} = 12826.8 \text{ lb}$$

Arcos: perfil M8 x 6.5 (pág. 1-44, AISC-Manual of Steel Construction)

$$7.854 \text{ metros (24 arcos)} = 25.73 \text{ ft} * (24 \text{ arcos}) = 25.75(24) = 617.52 \text{ ft}$$

$$617.52 \text{ ft} * 6.5 \text{ Lb/ft} = 3970.2 \text{ lb}$$

Peso Total (incluyendo la Carga de las Cabinas 33016.43 lb)

$$D = [37200 + 12826.8 + 3970.2 + 33016.43]$$

$$D = 87.1 \text{ Klb}$$

Carga Viva:

Consideraciones:

12 personas por cabina/80 Kg por persona/12 cabinas en el Ferris

Factor de seguridad = 1.2

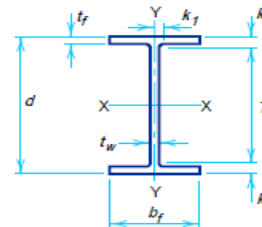
$$L = 12 * 80 * 12 * 1.2 = 13824 \text{ kg} = 30412.8 \text{ lb}$$

$$L = 30.5 \text{ Klb}$$

- **Carga de Viento:**

Se calculará de acuerdo a una estimación de carga sobre el área del ferri considerando una presión por unidad de área a 60 Km/Hr ensayada en Algor por ser mayor a la propuesta por formulas. Para la estimación será necesaria el área sobre la cual actuará el viento en la estructura. Para esto se multiplicará la longitud de las vigas por el ancho de sus patines:

W8 x 31	-	bf: 7.995 in
W8 x 21	-	bf: 5.270 in
M8 x 6.5	-	bf: 2.280 in



M SHAPES
Dimensions

Fig. 57 Perfil tipo M - AISC

Fuente: Manual de Construcción Load & Factor Design.

Autor: AISC

Carga de viento estimada por Algor: 0.0008443 N x mm²

Área estimada

$$= \left(50 \text{ ft} * 24 \text{ radios} * 7.995 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} + 25.45 \text{ ft} \right. \\ \left. * 24 \text{ cordones} * 5.27 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} + 25.73 \text{ ft} * 24 \text{ arcos} \right. \\ \left. * 2.28 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right) = 1213.57 \text{ in}^2$$

$$W = 0.0008443 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 1213 \text{ in}^2 * \left(\frac{1000 \text{ mm}^2}{1 \text{ m}} \right)^2 * \left(\frac{0.3048 \text{ mm}^2}{1 \text{ ft}} \right)^2 \\ * 1 \frac{\text{kg}}{9.81 \text{ N}} * \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ Kg}} = \mathbf{21.4 \text{ Klb}}$$

- **Carga de Sísmica**

Se calculará la carga de sismo con factores de acuerdo a lo desarrollado en la descripción del proyecto, según lo descrito en libro “Diseño estructural en acero – Zapata Baglietto”.

$$H = \frac{ZUSC}{Rd} * D$$

Z= 0.3 (Factor de zonificación sísmica: Arequipa se encuentra en la zona C).

U= 1.3 (Factor de uso: Edificaciones Categoría B).

$S = 1.2$ (Factor tipo suelo: Suelo intermedio, arena densa con suelo cohesivo duro o firme).

$C = 0.4$ (Coeficiente sísmico máximo).

D : Carga Muerta

$D = D + 0.5D = 1.5D = (1.5) * (87013.43) = 130520.145 \text{ lb}$ (Carga permanente sobre la construcción).

$R_d = 1$ (Factor de reducción de ductilidad).

$$H = \frac{0.3 * 1.3 + 1.2 * 0.4 * 130520.45}{1}$$

$$H = 24433.37 \text{ Lb}$$

$$H = 24.5 \text{ Klb}$$

Resumen de cargas:

Tabla 10: Resultados por tipos de cargas

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Nº	Tipo Carga	Resultado (Klb)
1	Muerta – D	87.1
2	Viva – L	30.5
3	Viento – W	21.4
4	Sísmica - H	24.5

- Factores para las Combinaciones de Carga

Combinaciones de Carga

$$1) 1.4 D = 1.4(87.1) = 121.94 \text{ Klb}$$

$$2) 1.2 D + 1.6L + 0.5 (Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) = 1.2(87.1) + 1.6(30.5) = 153.32 \text{ Klb}$$

$$3) 1.2D + 1.6(Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) + (0.5L \text{ ó } 0.8W) = 1.2(87.5) + 0.8(21.4) = 121.64 \text{ Klb}$$

$$4) 1.2D + 1.3W + 0.5L + 0.5(Lr \text{ ó } S \text{ ó } R) = 1.2(87.1) + 1.3(21.4) + 0.5(30.5) = 147.59 \text{ Klb}$$

$$5) 1.2D + E + 0.5L + 0.2S = 1.2(87.1) + 24.5 + 0.5(30.5) = 144.27 \text{ Klb}$$

$$6) 0.9D + (1.3W \text{ ó } 1.0E) = 0.9(87.1) + 1.3(21.4) = 28.72 \text{ Klb}$$

Entonces el Pu máximo es de 153.32 Klb, repartiéndolo en los 24 nodos tenemos 6.38 Klb. con este dato ya se puede proceder a realizar nuevamente el sistema de ecuaciones.

$$Pu \text{ para cada nodo} = \frac{153.32 \text{ Klb}}{24} = \mathbf{6.38 \text{ Klb} = 2.90 \text{ Ton}}$$

3.4.9.3. Esquema de armadura N°5

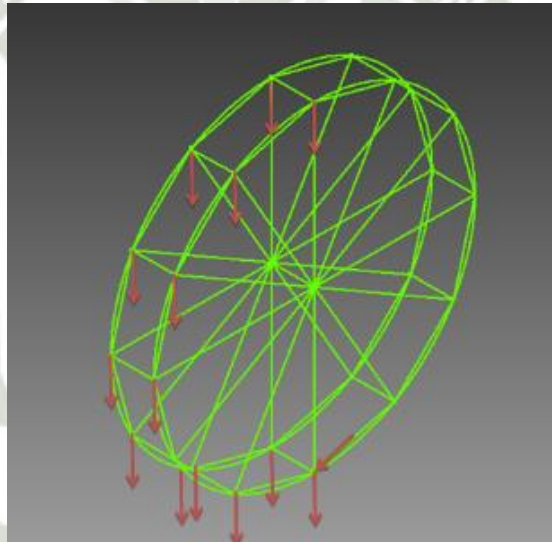


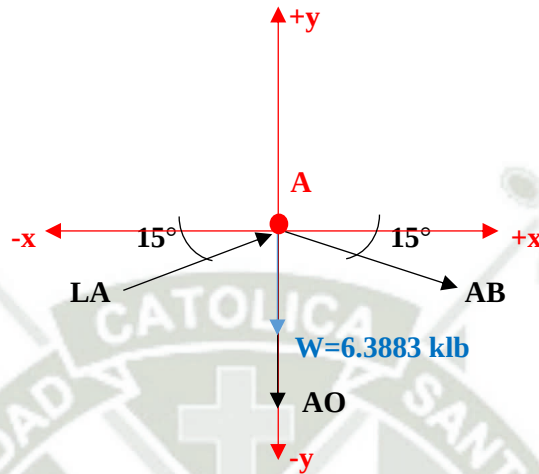
Fig. 58 Esquema de fuerzas distribuidas en desbalance en la Rueda

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.9.4. Sistemas de ecuaciones N°5

NODO A

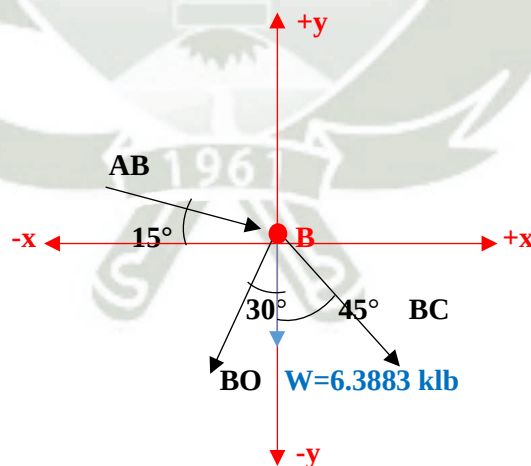


$$\sum F_x: LA * \cos 15 + AB * \cos 15 = 0 \Rightarrow LA + AB = 0 \dots (1)$$

$$\sum F_y: -AO + LA * \sin 15 - AB * \sin 15 - 3600 = 0 \dots \text{como } -AB = LA$$

$$-AO - 3600 + 2LA * \sin 15 = 0 \Rightarrow AO - 2LA * \sin 15 = -6.3883 \dots (2)$$

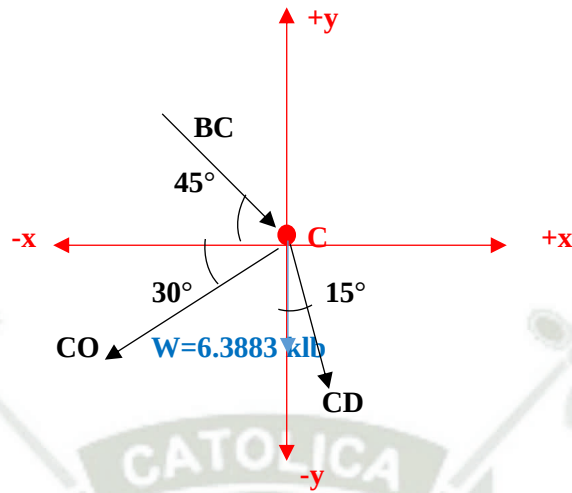
NODO B



$$\sum F_x: -BO * \sin 30 + BC * \sin 45 + AB * \cos 15 = 0 \dots (3)$$

$$\sum F_y: -AB * \sin 15 - BO \cos 30 - BC \cos 45 = 6.3883 \dots (4)$$

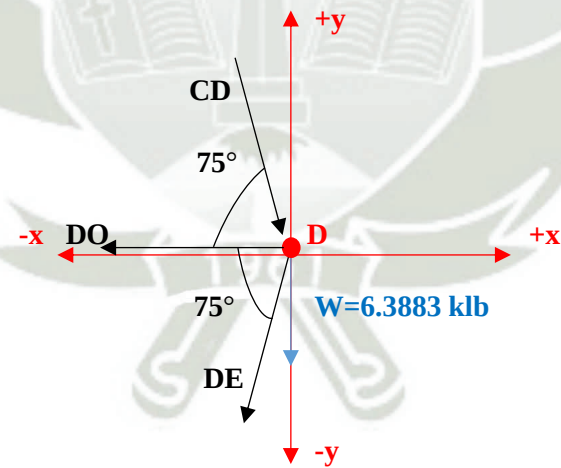
NODO C



$$\sum F_x: -BC \cdot \cos 45 - CO \cdot \cos 30 + CD \cdot \sin 15 = 0 \dots (5)$$

$$\sum F_y: -BC \sin 45 - CO \sin 30 - CD \cos 15 = 6.3883 \dots (6)$$

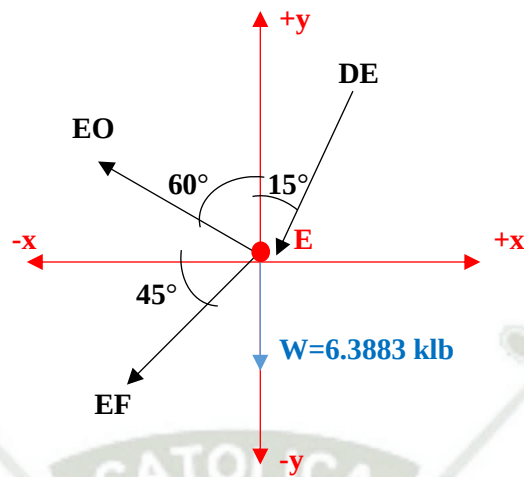
NODO D



$$\sum F_x: -DO + CD \cos 75 - DE \cos 75 = 0 \dots (7)$$

$$\sum F_y: -CD \sin 75 - DE \sin 75 = 6.3883 \dots (8)$$

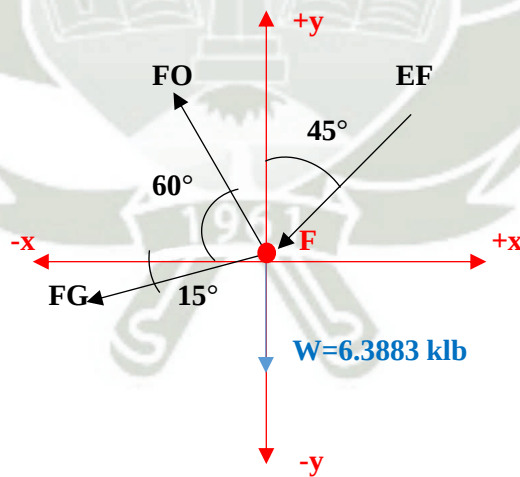
NODO E



$$\sum F_x: -EO \cdot \sin 60^\circ - EF \cos 45^\circ - DE \sin 15^\circ = 0 \quad \dots (9)$$

$$\sum F_y: -DE \cos 15^\circ + EO \cos 60^\circ - EF \sin 45^\circ = 6.3883 \quad \dots (10)$$

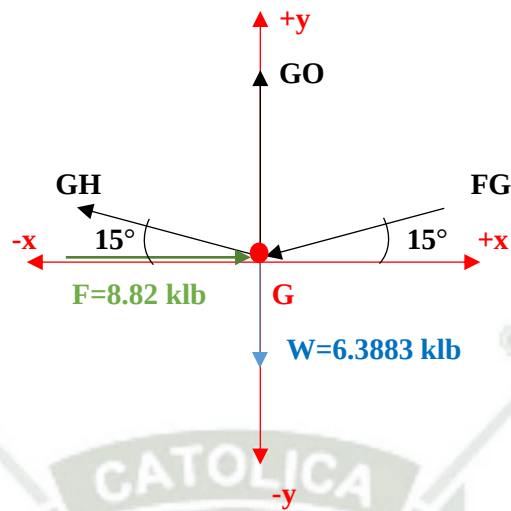
NODO F



$$\sum F_x: -FO \cos 60^\circ - FG \cos 15^\circ - EF \sin 45^\circ = 0 \quad \dots (11)$$

$$\sum F_y: FO \sin 60^\circ - EF \cos 45^\circ - FG \sin 15^\circ = 6.3883 \quad \dots (12)$$

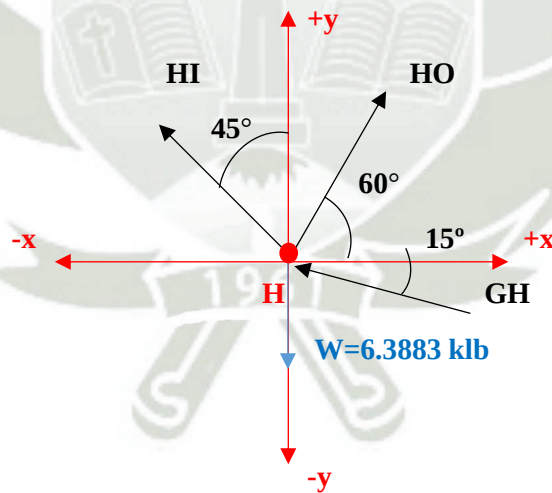
NODO G



$$\sum F_x: -GH\cos 15 - FG\cos 15 = -8.82 \dots (13)$$

$$\sum F_y: GO + GH\sin 15 - FG\sin 15 = 6.3883 \dots (14)$$

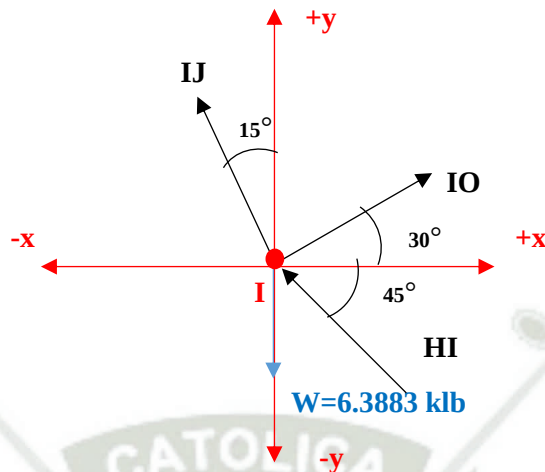
NODO H



$$\sum F_x: HO\cos 60 - GH\cos 15 - HI\sin 45 = 0 \dots (15)$$

$$\sum F_y: HI\cos 45 + HO\sin 60 + GH\sin 15 = 6.3883 \dots (16)$$

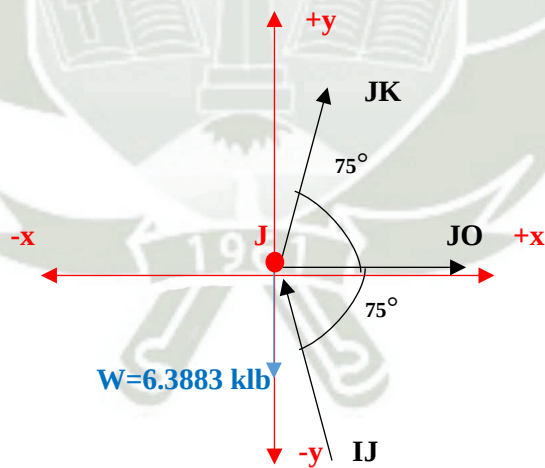
NODO I



$$\sum F_x: IO\cos 30 - HI\cos 45 - IJ\sin 15 = 0 \dots (17)$$

$$\sum F_y: IJ\cos 15 + IO\sin 30 + HI\sin 45 = 6.3883 \dots (18)$$

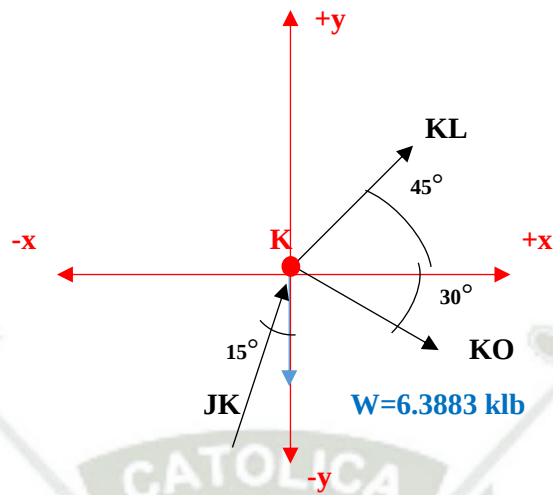
NODO J



$$\sum F_x: JO + JK\cos 75 - IJ\cos 75 = 0 \dots (19)$$

$$\sum F_y: JK\sin 75 + IJ\sin 75 = 6.3883 \dots (20)$$

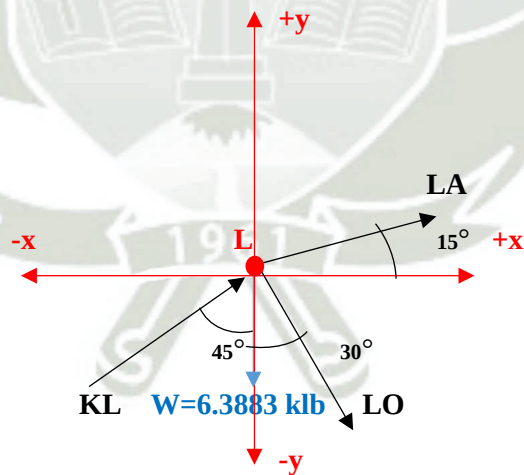
NODO K



$$\sum F_x: KL\cos 45 + KO\cos 30 + JK\sin 15 = 0 \dots (21)$$

$$\sum F_y: KL\sin 45 - KO\sin 30 + JK\cos 15 = 6.3883 \dots (22)$$

NODO L



$$\sum F_x: LA\cos 15 + LO\sin 30 + KL\sin 45 = 0 \dots (23)$$

$$\sum F_y: LA\sin 15 - LO\cos 30 + KL\cos 45 = 6.3883 \dots (24)$$

3.4.9.5. Solución matricial N°5

Tabla 11: Solución matricial N°5

	AB	BC	CD	DE	EF	FG	GH	HI	IJ	JK	KL	LA	AO	BO	CO	DO	EO	FO	GO	HO	IO	JO	KO	LO	=
A	1											1													0
												-2S15	1												-6.38
B	C15	S45												-S30											0
	-S15	-C45												-C30											6.38
C		-C45	S15												-C30										0
		-S45	-C15												-S30										6.38
D			C75	-C75												-1									0
			-S75	-S75																					6.38
E				-S15	-C45												-S60								0
				-C15	-S45												C60								6.38
F					-S45	-C15												-C60							0
					-C45	-S15												S60							6.38
G						-C15	-C15																		-8.82
						-S15	S15												1						6.38
H							-C15	-S45												C60					0
							S15	C45												S60					6.38
I								-C45	-S15												C30				0
								S45	C15												S30				6.38
J									-C75	C75												1			0
									S75	S75															6.38
K										S15	C45												C30		0
										C15	S45												-S30		6.38
L											S45	C15												S30	0
											C45	S15												-C30	6.38

Resolviendo nuevamente la matriz de 24 x 24 con la nueva carga en cada nodo y la carga necesaria supuesta para el giro de la rueda tenemos lo siguiente:

Reacciones en los Cordones (klb)				Reacciones en los Radios (klb)			
AB	20.2891	GH	21.8315	AO	-16.0624	GO	-10.1620
BC	-23.1671	HI	-18.9535	BO	6.4621	HO	15.3710
CD	24.8374	IJ	23.9385	CO	-26.3388	IO	-8.3212
DE	-30.5937	JK	-18.1822	DO	14.3518	JO	10.9056
EF	25.6037	KL	23.1671	EO	-11.7662	KO	-13.4819
FG	38.9136	LA	-20.289	FO	-38.9592	LO	6.4321

3.4.9.6. Validación de perfiles por fluencia

- Por fluencia:

$$A_g = \frac{P_u}{\phi_t F_y} = \frac{38.9592 \text{ Klb}}{0.9 * 36} = 1.202 \text{ in}^2$$

Para el perfil W8 x 31 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$P_u = \phi_t F_y * A_g = 9.13 * 0.9 * 36 = 295.812 \text{ Klb} \\ > 38.9592 \text{ Klb} \dots \text{OK cumple}$$

Para el perfil W8 x 21 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$P_u = \phi_t F_y * A_g = 6.16 * 0.9 * 36 = 199.58 \text{ Klb} \\ > 38.9592 \text{ Klb} \dots \text{OK cumple}$$

3.4.9.7. Validación de perfiles por fractura

- Por fractura:

$$A_g = \frac{P_u}{\phi_t F_u U} = \frac{38.9592 \text{ Klb}}{0.75 * 60 * 0.9} = 0.9619 \text{ in}^2$$

Para el perfil W8 x 31 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$P_u = \phi_t F_u U * A_g = 9.13 * 0.75 * 60 * 0.9 = 369.77 \text{ Klb} \\ > 38.9592 \dots \text{OK cumple}$$

Para el perfil W8 x 21 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$P_u = \phi_t F_u U * A_g = 6.16 * 0.75 * 60 * 0.9 = 249.48 \text{ Klb} \\ > 38.9592 \dots \text{OK cumple}$$

3.4.9.8. Validación de esbeltez

Para el perfil M8 x 31 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$r=2.02$$

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 50 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}}{2.02 \text{ in}} = 193.06$$

$$\phi_c F_{cr} = 5.67$$

$$Pu = Ag * \phi_c F_{cr} = 9.13 * 5.67 = 51.7671 > 38.95 \dots \textbf{OK cumple}$$

Para el perfil M8 x 21 (pág. 1-42, AISC-Manual of Steel Construction)

$$(r=1.26)$$

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 25.45 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}}{1.26 \text{ in}} = 157.54$$

$$\phi_c F_{cr} = 8.55$$

$$Pu = Ag * \phi_c F_{cr} = 6.16 * 8.55 = 52.668 > 38.95 \dots \textbf{OK cumple}$$

Las vigas seleccionadas cumplen todas las condiciones para el diseño propuesto. A continuación, procederemos a analizar nuevamente la fuerza necesaria para mover el ferri.

3.4.9.9. Cálculo de momento de inercia

$$Inercia \text{ del Aro} = m * r^2 [Kg - m^2]$$

$$Inercia \text{ barra rotando en un extremo} = \frac{1}{3} * m * l^2 [Kg - m^2]$$

Entonces tenemos la masa del aro más la masa de los carritos en cada aro:

$$Inercia_{aro} = \left[\left(21 \frac{Lb}{ft} * 2 * \pi * 49.2126 \text{ ft} \right) * \left(\frac{0.4535 \text{ Kg}}{1lb} \right) + 12(1248) \text{ Kg} \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{aro} = 4032.31 \text{ Toneladas} - m^2$$

$$Inercia_{radio} = \frac{1}{3} * \left[\left(31 \frac{lb}{ft} * 49.2126 \text{ ft} \right) * \left(\frac{0.4535 \text{ Kg}}{1lb} \right) \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{radio} = 51.8998 \text{ Toneladas} - m^2$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} Inercia_{Total} &= 4(4032.31) + 24(51.8998) \\ &= 17374.84 \text{ Toneladas} - m^2 \end{aligned}$$

Nota: El primer valor se multiplica por 4 debido a que se cuenta con prácticamente cuatro aros, dos completamente circulares y dos que asemejan a un dodecágono, el segundo valor es por 24 pues se cuenta con 12 radios por cada rueda.

3.4.9.10. Cálculo de fuerza para girar la rueda

La fórmula que usaremos para determinar la fuerza es la siguiente:

$$F = \frac{\alpha * I}{g * L}$$

Dónde:

Alfa = aceleración angular de la rueda

I = Inercia de toda la rueda

G = Aceleración de la gravedad

L = Radio de la rueda.

- Cálculo de la aceleración angular

Dentro las exigencias que nos habíamos impuesto en el diseño teníamos que la velocidad de la rueda de media revolución por minuto, por lo tanto partiendo de este dato tenemos:

$$\omega = 0.5 \frac{rev}{min} = 3.142 \frac{rad}{min} = \pi \frac{rad}{min}$$

$$\begin{aligned} V_{tangencial} &= \omega * r = \left(0.5 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{rev} * \frac{60 min}{1 h} \right) * \left(15m * \frac{1Km}{1000 m} \right) \\ &= 0.9 \frac{Km}{h} \end{aligned}$$

Dicha velocidad tangencial es la misma velocidad que posee el Ojo de Londres, se determinó y acepto dicha velocidad, pues el objetivo de nuestra rueda es la de mirador.

$$\alpha = \frac{\omega \left[\frac{rad}{s} \right]}{tiempo [s]} = \frac{\pi \left[\frac{rad}{s} \right]}{60 s} = \frac{\pi \left[\frac{rad}{s^2} \right]}{60}$$

Por lo tanto, volviendo al cálculo de fuerza necesaria para el giro tenemos lo siguiente:

$$F = \frac{\alpha * I}{g * L} = \frac{\frac{\pi \left[\frac{rad}{s^2} \right] * 17436.34 [Ton - m]}{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 15 [m]}}{}$$

$$= 6.14 Toneladas - Fuerza$$

- Cálculo de Fuerza necesario al presentarse un desbalance en la rueda a causa de mala operación

En esta parte del cálculo se supuso una mala operación en el aspecto de la carga viva, suponiendo que se hizo ingresar personas a las cabinas de forma irregular, exagerándolo a tener la rueda cargada en su totalidad en la mitad de cabinas, por lo tanto provocando que el comportamiento de la rueda pierda su naturaleza de estabilidad considerada en los cálculos anteriores, dicho desequilibrio provocara que sea necesaria la aparición de una fuerza que contrarreste el momento provocado por las cargas en los extremos en la mitad de la rueda, el esquema de cargas es el siguiente:

En el caso más extremo la fuerza necesaria para contrarrestar el desequilibrio es que se encuentre paralelo o en la misma línea a la fuerza necesaria para girar la rueda calculada anteriormente.

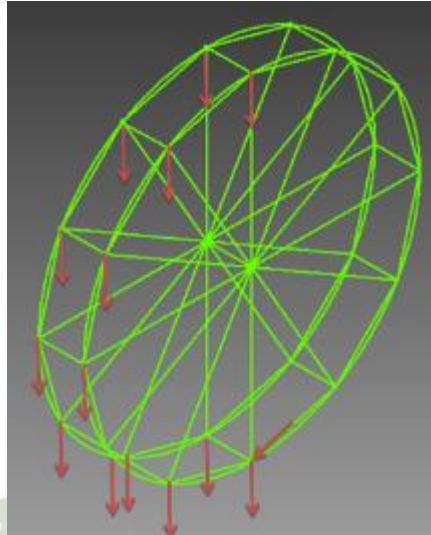


Fig. 59 Esquema de fuerzas distribuidas en desbalance en la Rueda

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Cálculos:

$$Inercia_{aro} = \left[\left(21 \frac{Lb}{ft} * 2 * \pi * 49.2126 ft \right) * \left(\frac{0.4535 Kg}{1lb} \right) + 6 * 1248 \right) Kg \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{aro} = 2357.97 \text{ Toneladas} - m^2$$

$$Inercia_{radio} = \frac{1}{3} * \left[\left(31 \frac{lb}{ft} * 49.2126 ft \right) * \left(\frac{0.4535 Kg}{1lb} \right) \right] * (15m)^2$$

$$Inercia_{radio} = 52.7193 \text{ Toneladas} - m^2$$

$$\begin{aligned} Inercia_{Total} &= 4(2357.97) + 24(52.7193) \\ &= 10697.14 \text{ Toneladas} - m^2 \end{aligned}$$

Por lo tanto, la fuerza resultante necesaria para mantener el sistema en equilibrio será:

$$\begin{aligned} F &= \frac{\alpha * I}{g * L} = \frac{\frac{\pi}{60} \left[\frac{rad}{s^2} \right] * 10697.14 [Ton - m]}{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 15 [m]} \\ &= 3.8 \text{ Toneladas} - Fuerza \end{aligned}$$

Finalmente, la fuerza necesaria total para el diseño será:

$$Fuerza_{Total} = F_{Movimiento} + F_{Equilibrio} = 6.14 + 3.8 = 9.94 \approx 10 \text{ Ton}$$

Nótese que esta fuerza es menor a las 14.6 toneladas asumidas anteriormente por lo tanto, sin necesidad de hacer los cálculos podemos decir que las vigas asumidas nuevamente vuelven a cumplir con los requerimientos (Abeel D., 1900).

3.4.9.11. Análisis de Aproximaciones

Tabla 12: Análisis de aproximaciones 1-2-3-4-5

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

N°	N° Viga	Pu máx en cordón	N° Viga	Pu máx en radios
1er cálculo de reacciones	FG	23671.27 kg = 52.1860 klb (C)	FO	-23858.46 kg = - 52.5000 klb (T)
2do cálculo de reacciones	FG	26.0861 klb (C)	FO	-26.2798 klb (T)
3er cálculo de reacciones	FG	25.8046 klb (C)	FO	-25.4834 klb (T)
4to cálculo de reacciones	FG	19.0609 klb (C)	FO	-19.4373 klb (T)
5to cálculo de reacciones	FG	38.9136 klb (C)	FO	-38.9592 klb (T)

Nótese el incremento de casi el doble en el 5to cálculo de reacciones comparado con el 4to, esto debido a que se añadió una carga sísmica y se optimizó la carga de viento en los perfiles. Considerando que no se obtuvieron reacciones tan elevadas como en el 1er cálculo.

3.4.10. Sexta Aproximación – Memoria de Cálculo de Perfiles

3.4.10.1. Geometría

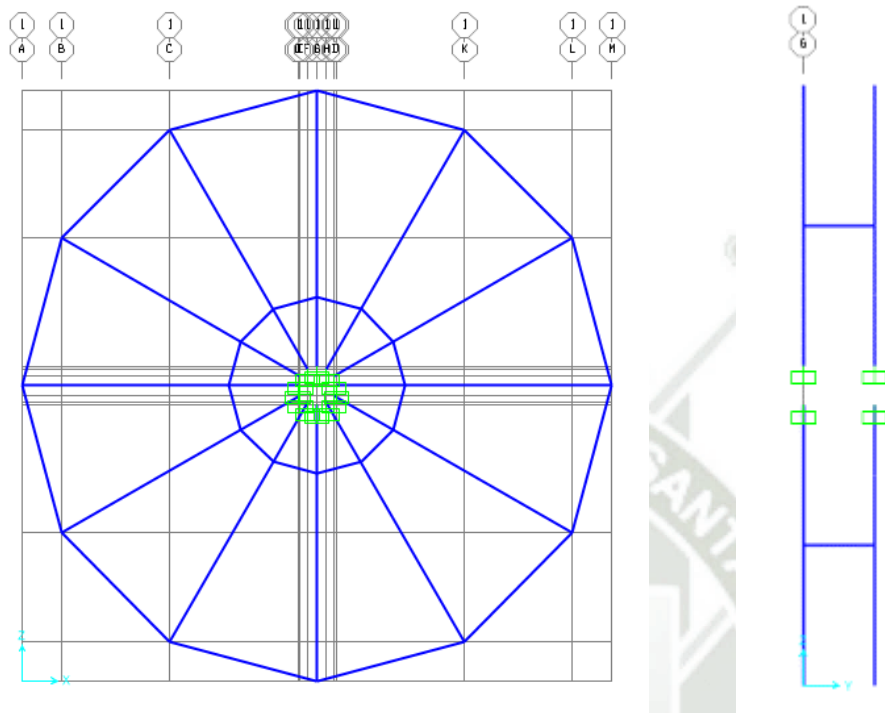


Fig. 60 Vista Frontal y Lateral de la geometría de la rueda de la fortuna

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

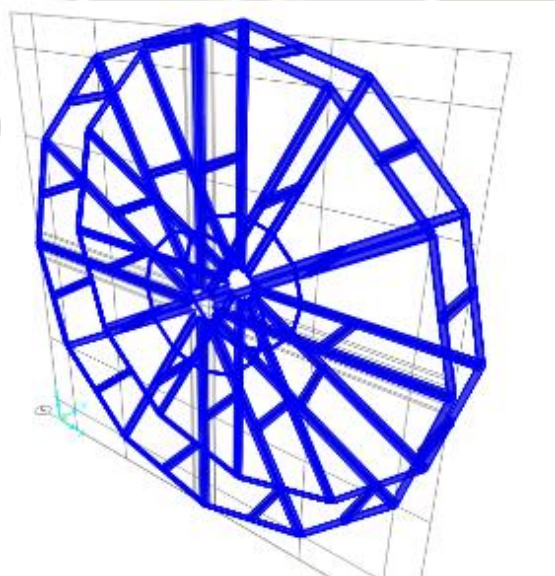


Fig. 61 Vista Isométrica de la geometría de la rueda de la fortuna

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.10.2.Cálculo de Cargas

- Carga Viva:

Peso de las personas: 10 personas *80 kgf = 800 kgf

Peso de la cabina: 2170 kgf

Entonces la carga viva es la suma de ambas cargas:

$$L = 2170 \text{ kgf} + 800 \text{ kgf} = 2970 \text{ kgf} \cong 3000 \text{ kgf}$$

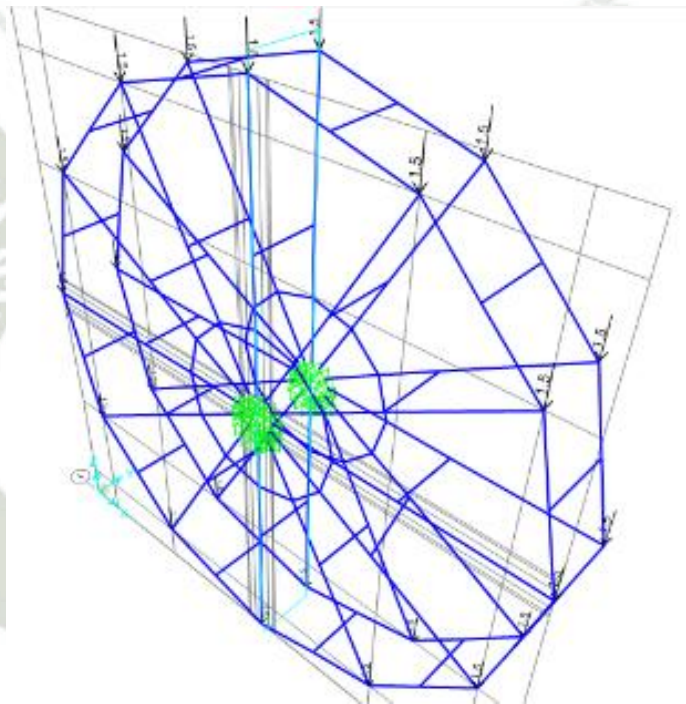


Fig. 62 Aplicación de Carga Viva en la estructura

Fuente: Proyecto de Investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

- Carga de viento:

De la sección 12.4 de la NTP (Norma Técnica Peruana) E-20 dice que: la carga exterior (presión, succión) ejercida por el viento se supondrá estática y perpendicular a la superficie sobre la cuál actúa. Se calcula mediante la expresión:

$$P_h = 0,005 \ C \ V_h^2$$

Se desarrolla la formula dad, por lo que de la tabla 6.1, se obtiene el valor C:

Tabla 13: Factores de forma “C” (Extracción de la tabla 4 de la NTP E20)

Fuente: <http://www.minem.gob.pe/>

Autor: MINEM

CONSTRUCCIÓN	BARLOVENTO	SOTAVENTO
Superficies verticales de edificios	+0,8	-0,6
Anuncios, muros aislados, elementos con una dimensión corta en la dirección del viento	+1,5	
Tanques de agua, chimeneas y otros de sección circular o elíptica	+0,7	
Tanques de agua, chimeneas, y otros de sección cuadrada o rectangular	+2,0	
Arcos y cubiertas cilíndricas con un ángulo de inclinación que no exceda 45°	±0,8	-0,5
Superficies inclinadas a 15° o menos	+0,3-0,7	-0,6
Superficies inclinadas entre 15° y 60°	+0,7-0,3	-0,6
Superficies inclinadas entre 60° y la vertical	+0,8	-0,6
Superficies verticales ó inclinadas (planas ó curvas) paralelas a la dirección del viento	-0,7	-0,7

* El signo positivo indica presión y el negativo succión.

El factor de forma toma los valores de +0.8 y -0.6 en sotavento.

La velocidad de diseño del viento en cada altura de la edificación, se obtiene de la siguiente expresión:

$$V_h = V(h/10)^{0.22}$$

Existen diversas velocidades en diferentes localidades, tomaremos que la velocidad del viento en Arequipa a una altura de 10 m del suelo es de 80 km/h, como se observa en la siguiente figura:

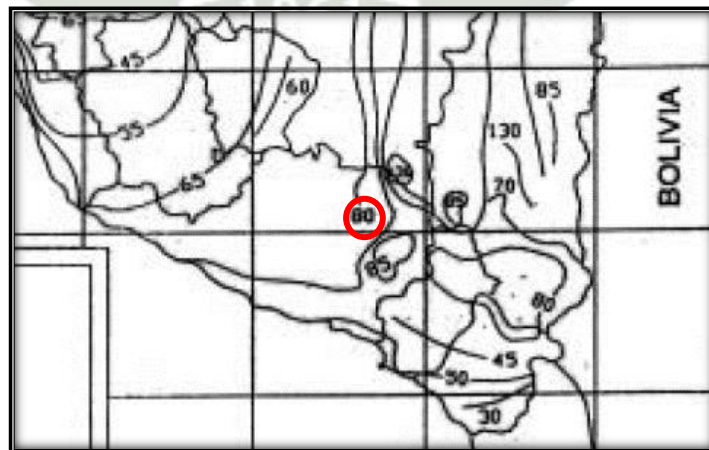


Fig. 63 Tabla de Viento del Peru (Extracción NTP E20)

Fuente: <http://www.minem.gob.pe/>

Autor: MINEM

Sotavento

$$P_h = 0.005 * C * V_h^2 = 0.005 * -0.6 * 101.87^2 = -31.1$$

Entonces,

Barlovento

$$P_h = 41.52 * 30 = 1245.36 \frac{kg}{m}$$

Sotavento

$$P_h = -31.13 * 30 = -934.02 \frac{kg}{m}$$

Barlovento

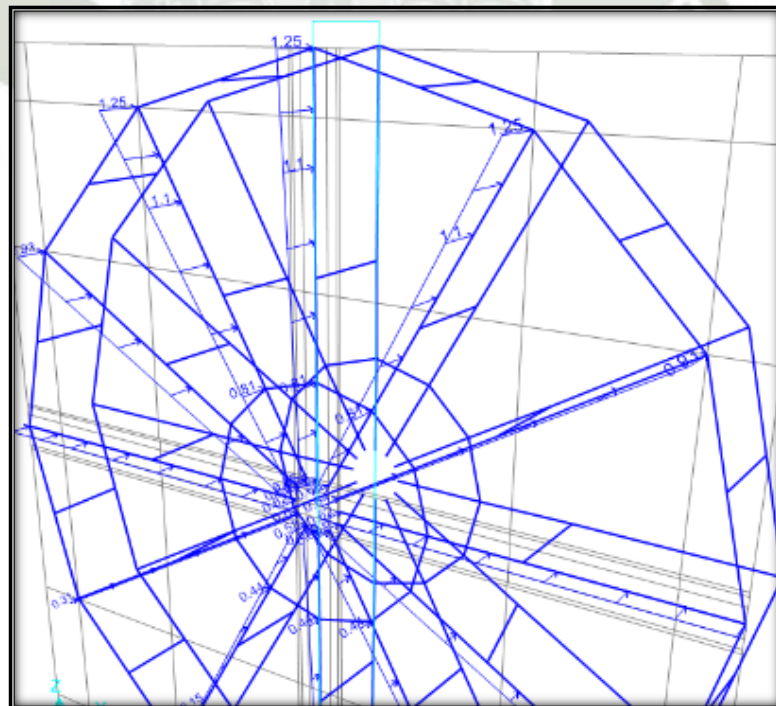
Sotavento

Entonces,

Barlovento

Sotavento

$$P_h = -31.13 * 30 = -934.02 \frac{kg}{m}$$



Fuente: Proyecto de Investigación

99

- **Factores Sismo resistentes:**

Según la NTP E-30 del 2016 (Diseño Sismorresistente), se obtuvo los siguientes resultados.

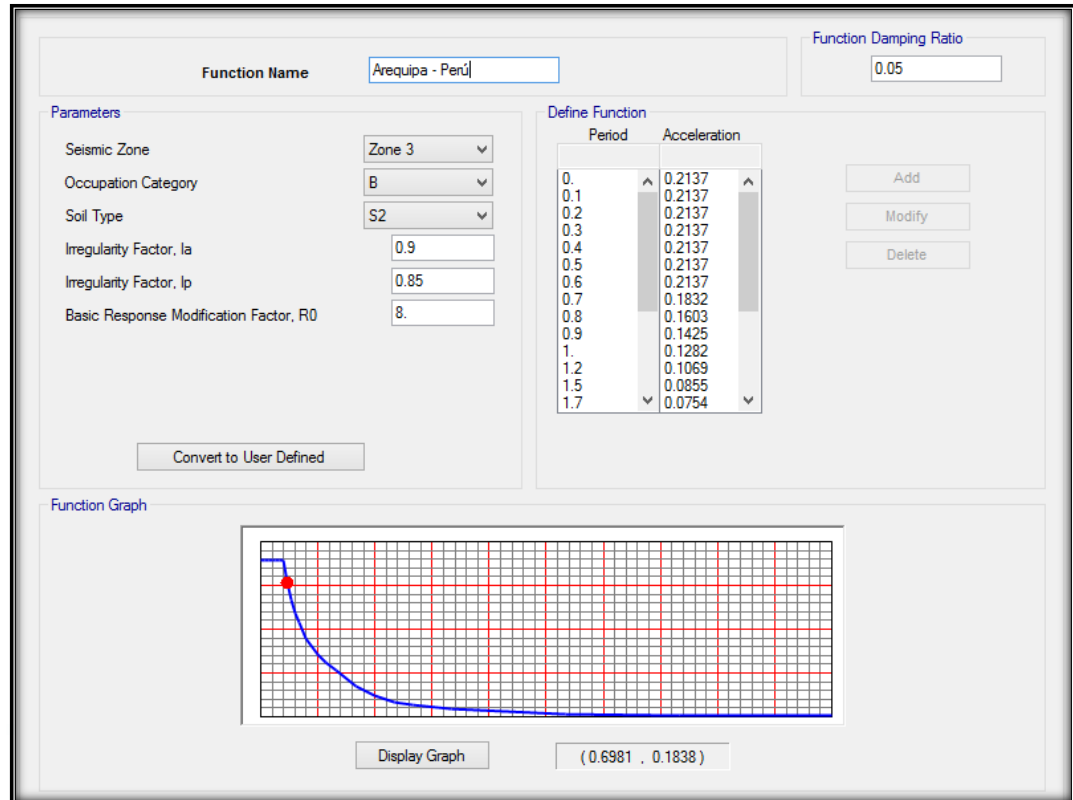


Fig. 65 Factores Sismo-Resistentes

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De la figura anterior se Obtiene que la carga de sismo en x y y son:

$$S_x = 0.2137 \quad , \quad S_y = 0.2137$$

- **Combinación de Cargas:**

De acuerdo a la Norma Técnica Peruana E20 Cargas, en el capítulo 5, (5.3) se indica la posible combinación de cargas bajo la metodología LRFD.

Tabla 14: Definición del sistema por tipo de carga aplicada

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

	Case Text	Type Text	InitialCond Text	ModalCase Text	BaseCase Text	MassSource	DesTypeOpt	DesignType Text	DesActOpt Text	DesignAct Text	AutoType Text
►	DEAD	LinStatic	Zero				Prog Det	Dead	Prog Det	Non-Compo...	None
	MODAL	LinModal	Zero				Prog Det	Other	Prog Det	Other	None
	Cabina+per...	LinStatic	Zero				Prog Det	Live	Prog Det	Short-Term ...	None
	Viento	LinStatic	Zero				Prog Det	Wind	Prog Det	Short-Term ...	None
	Sx	LinStatic	Zero				Prog Det	Quake	Prog Det	Short-Term ...	None
	Sy	LinStatic	Zero				Prog Det	Quake	Prog Det	Short-Term ...	None

Dependiendo de las zonas, la combinación de cargas se convierte en crítico.

3.4.10.3. Autoselección de Perfiles

Se nombra los diferentes tipos de perfiles posibles.

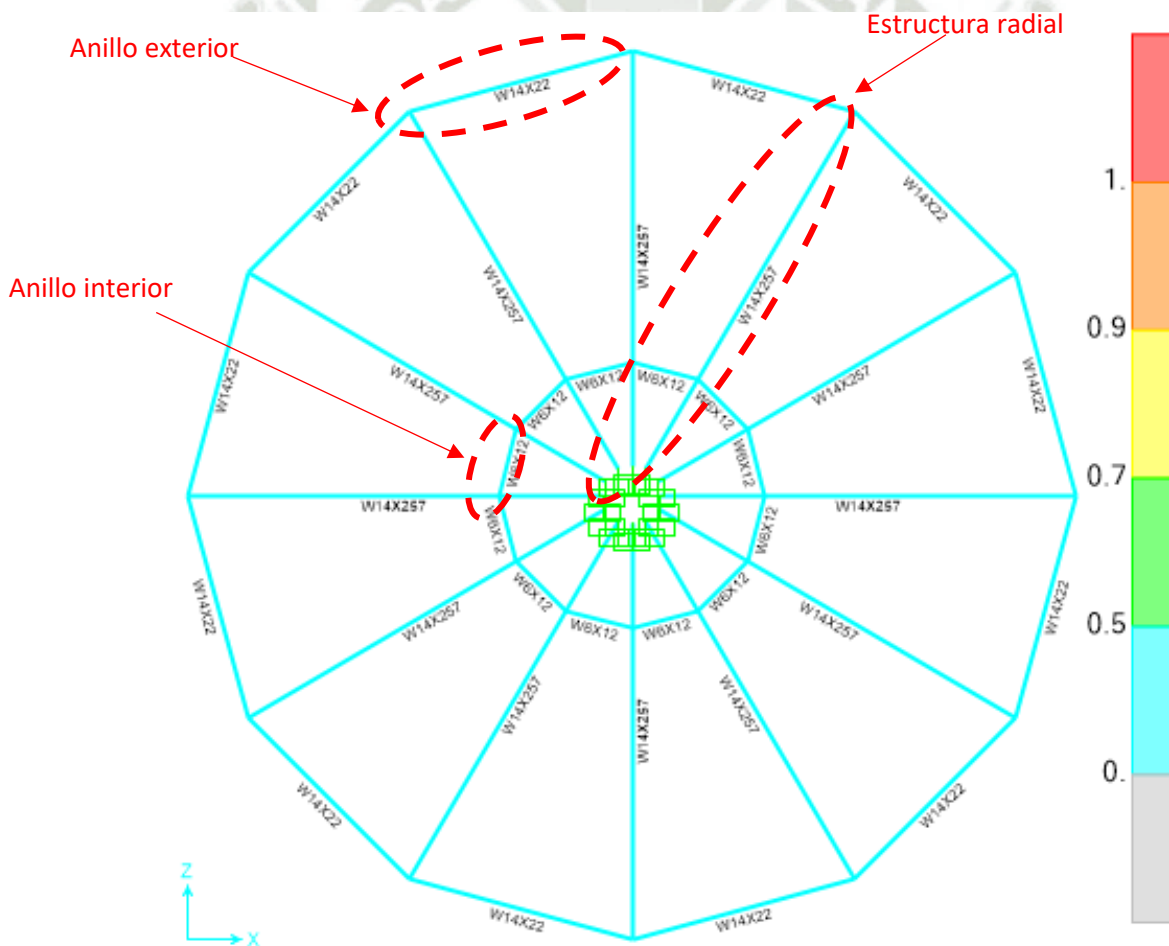


Fig. 66 Designación de nombre para las estructuras – Parte 1

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

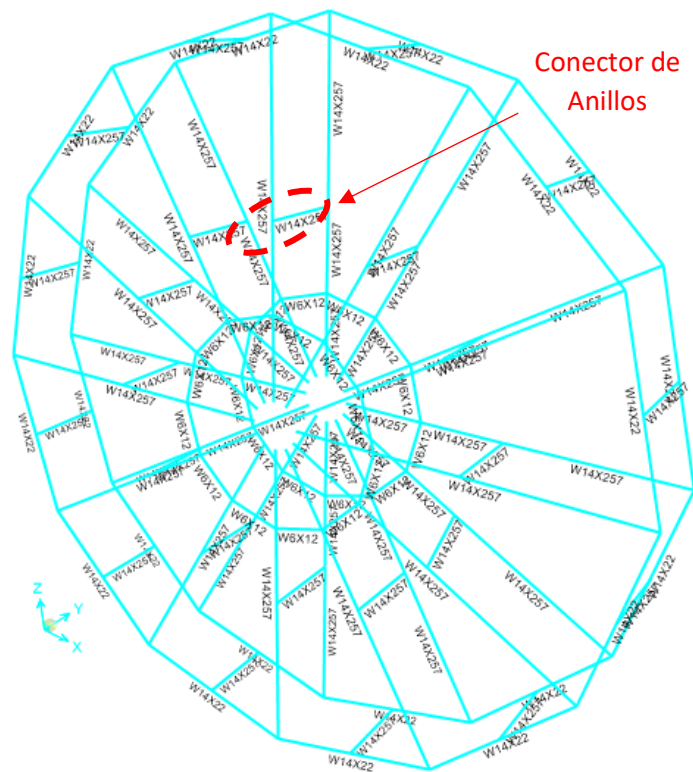


Fig. 67 Designación de nombre para las estructuras – Parte 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

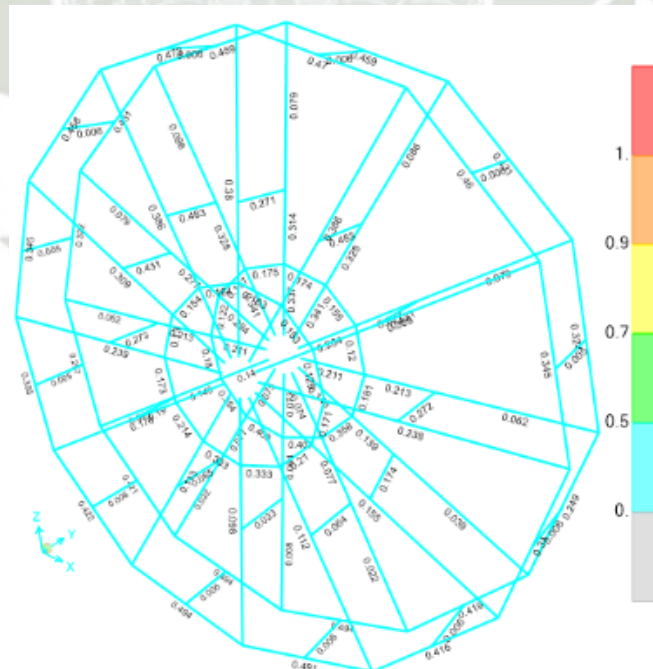


Fig. 68 Ratios de cumplimiento de la estructura

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Los perfiles seleccionados más ligeros y ratios críticos para cada tipo de estructura se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 15: Perfiles seleccionados y ratios críticos respectivos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Designación de la Estructura	Perfil Seleccionado	Ratio Critico
Anillo exterior	W14x82	0.204
Anillo interior	W6x12	0.296
Estructura radial	W14x283	0.328
Conector de anillos	W14x283	0.363

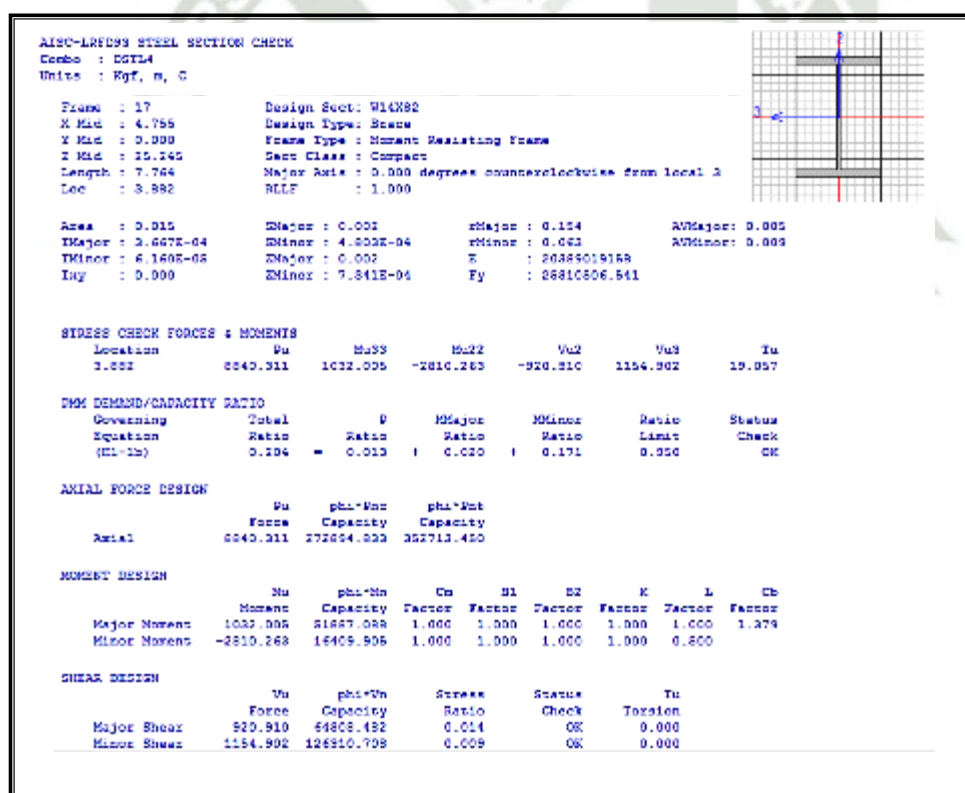


Fig. 69 Características del perfil “Anillo Exterior”

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

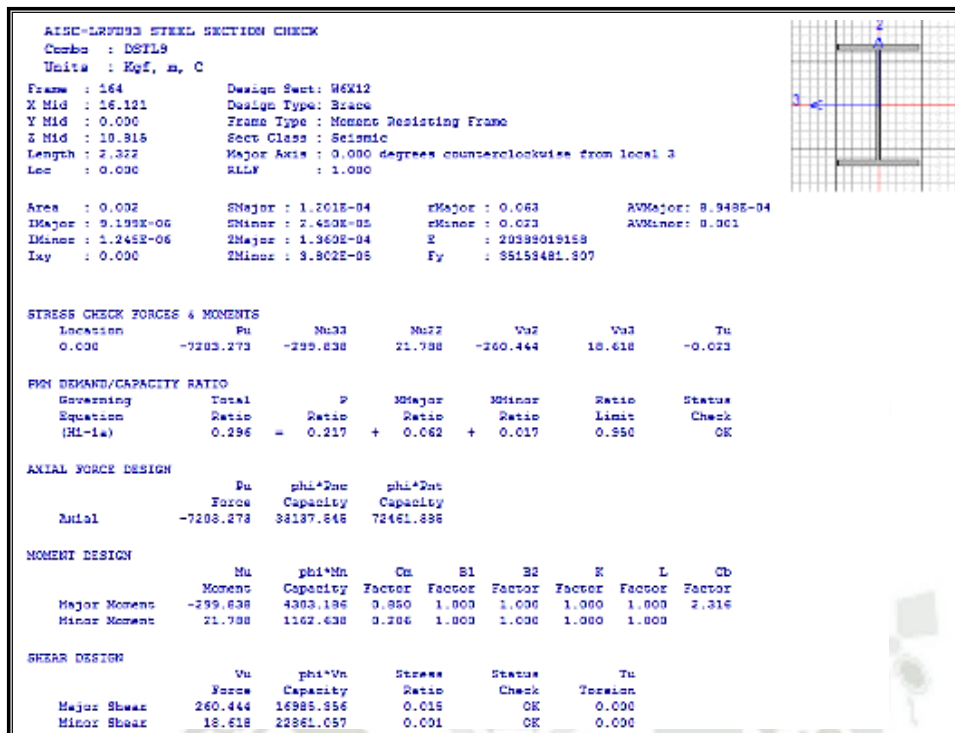


Fig. 70 Características del perfil "Anillo Interior"

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

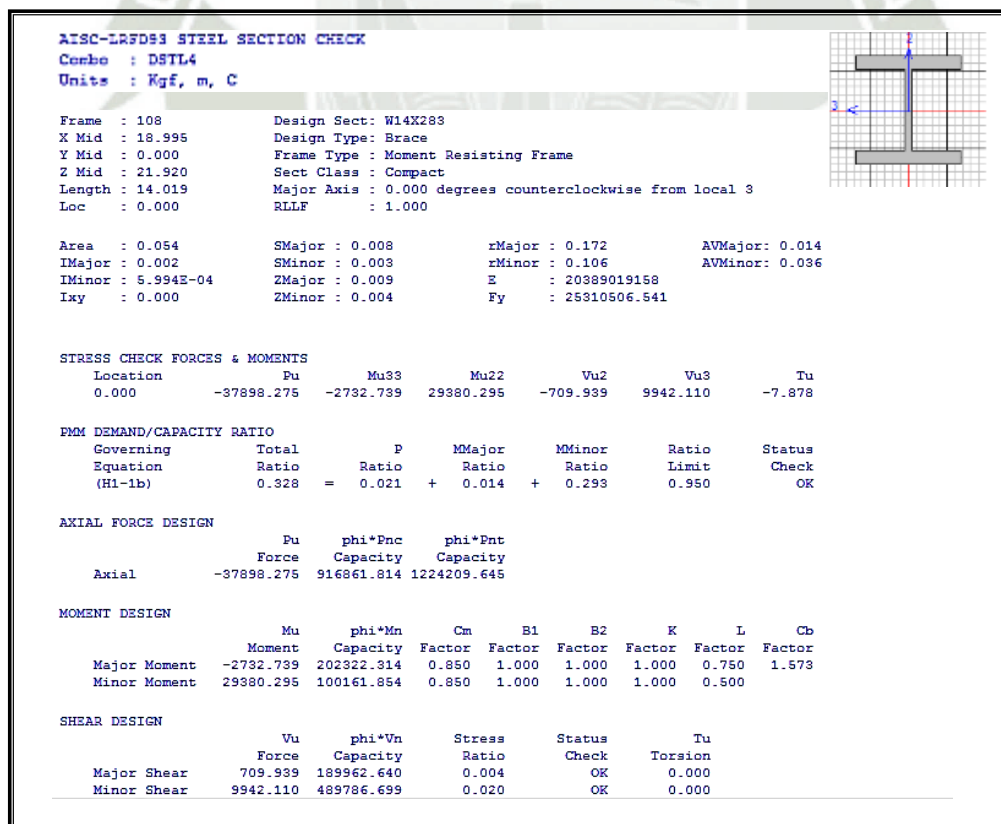


Fig. 71 Características del perfil "Estructura Radial"

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

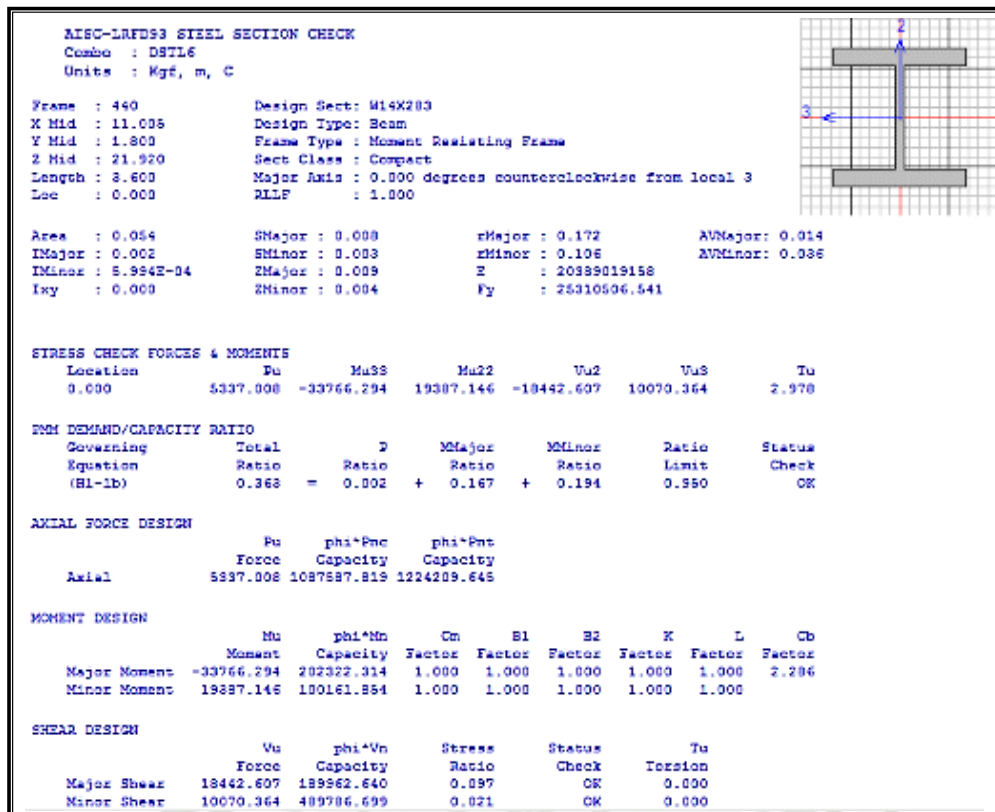


Fig. 72 Características del perfil "Conector de anillos"

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.10.4. Diagrama de momentos y fuerza cortante:

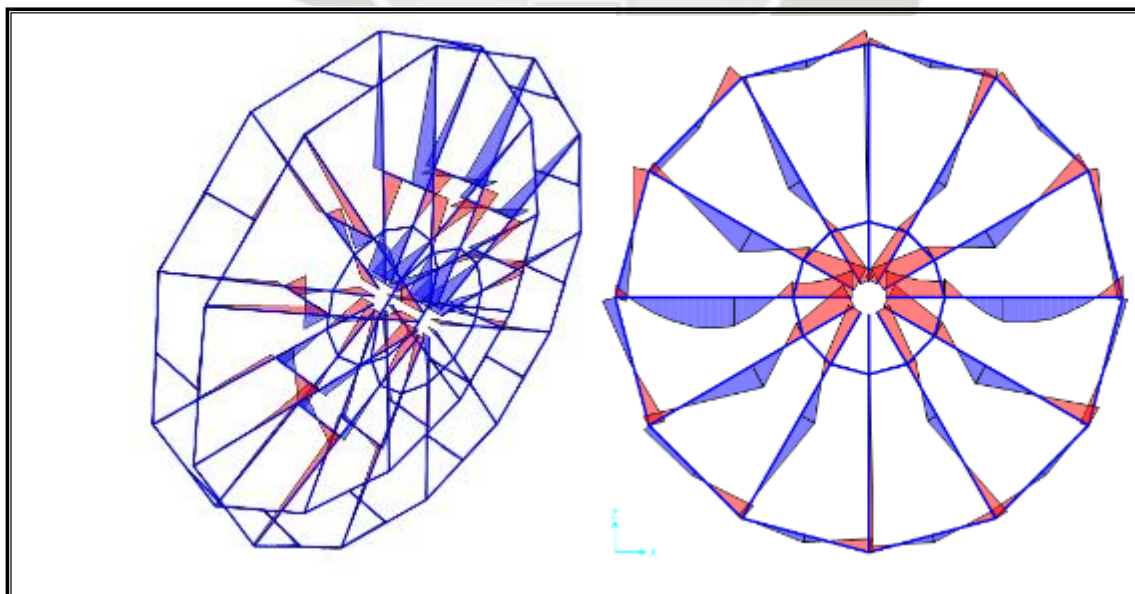


Fig. 73 Diagrama de momentos de la estructura en todos sus ejes.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

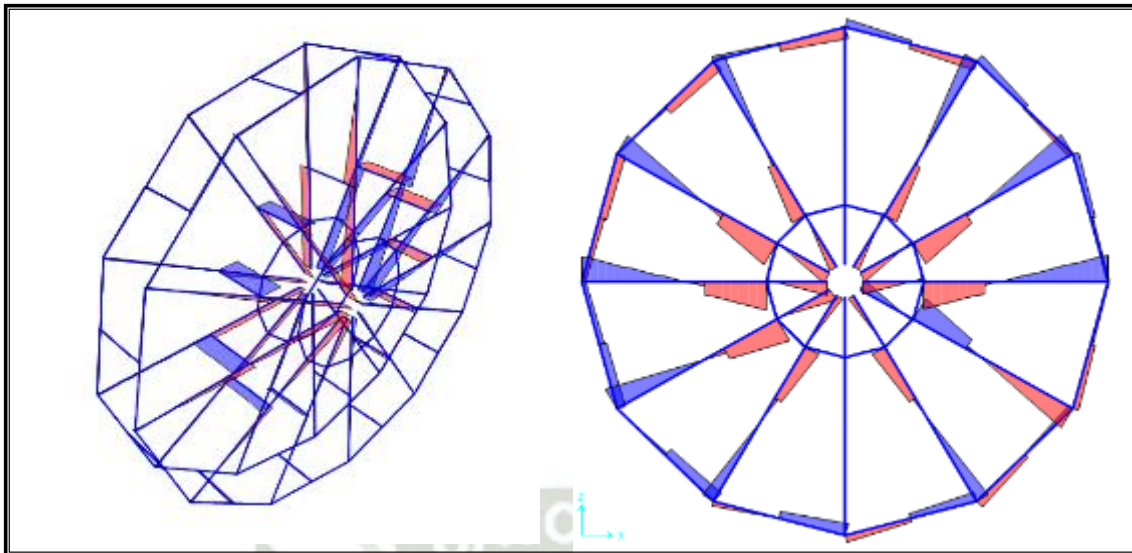


Fig. 74 Fuerzas cortantes de la estructura en todos sus ejes.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

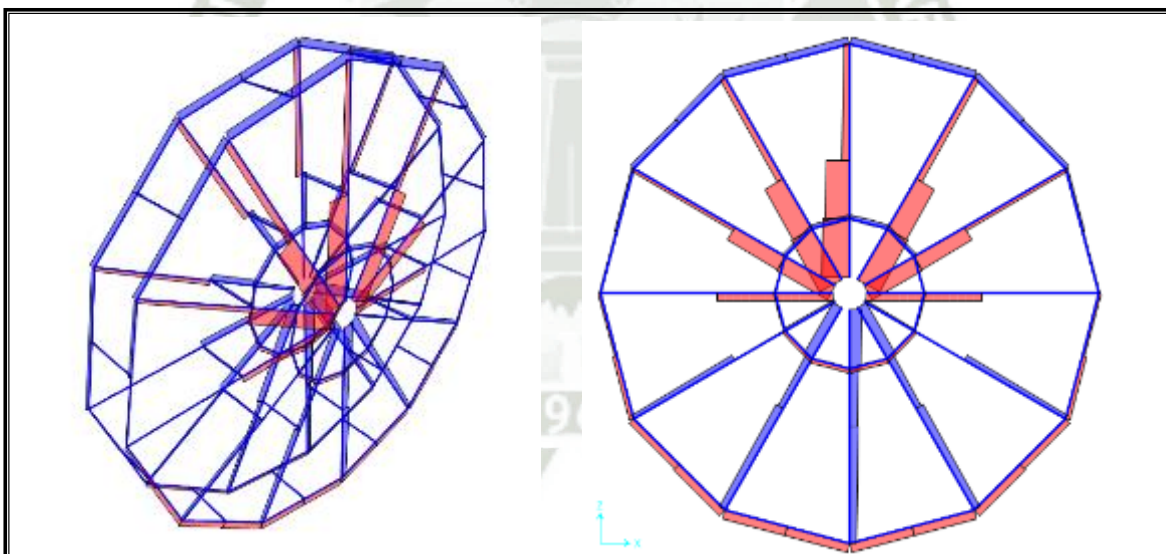


Fig. 75 Fuerza Axial de las Estructuras.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

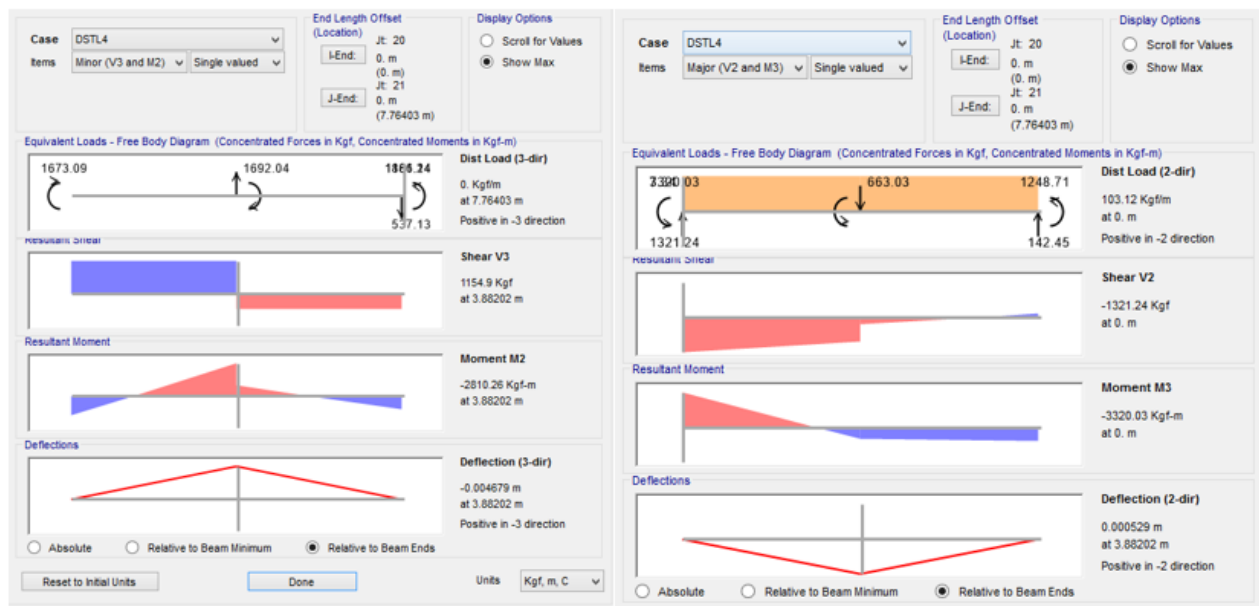


Fig. 76 - Fig. 77 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Anillo Exterior”

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

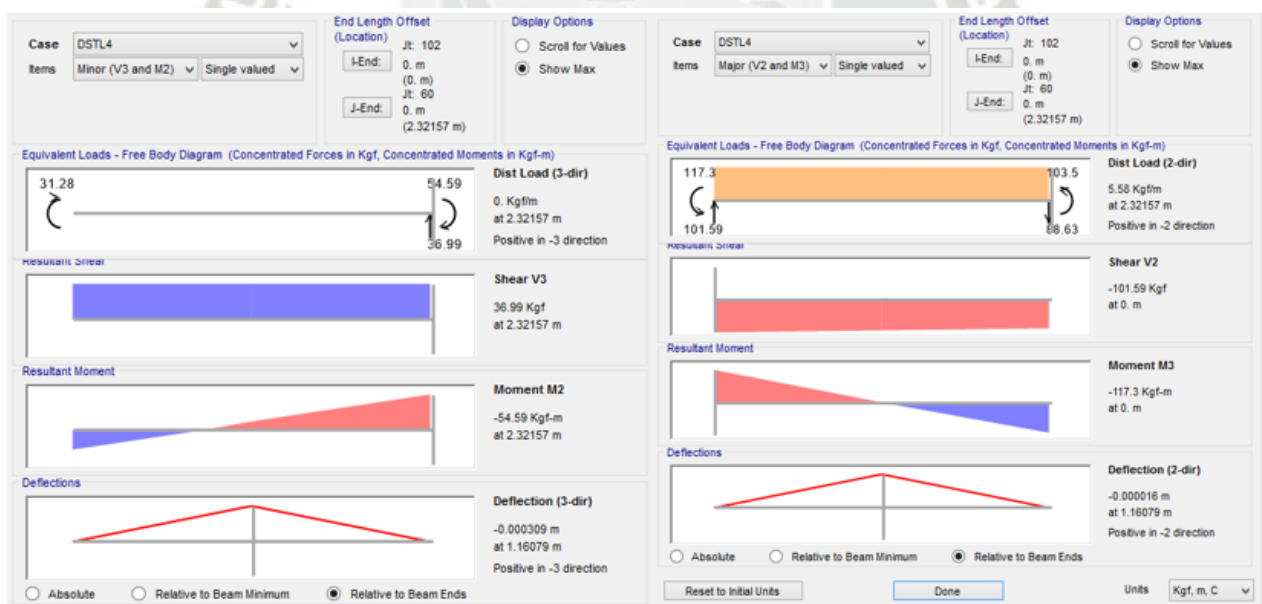


Fig. 78 - Fig. 79 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Anillo Interior”

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

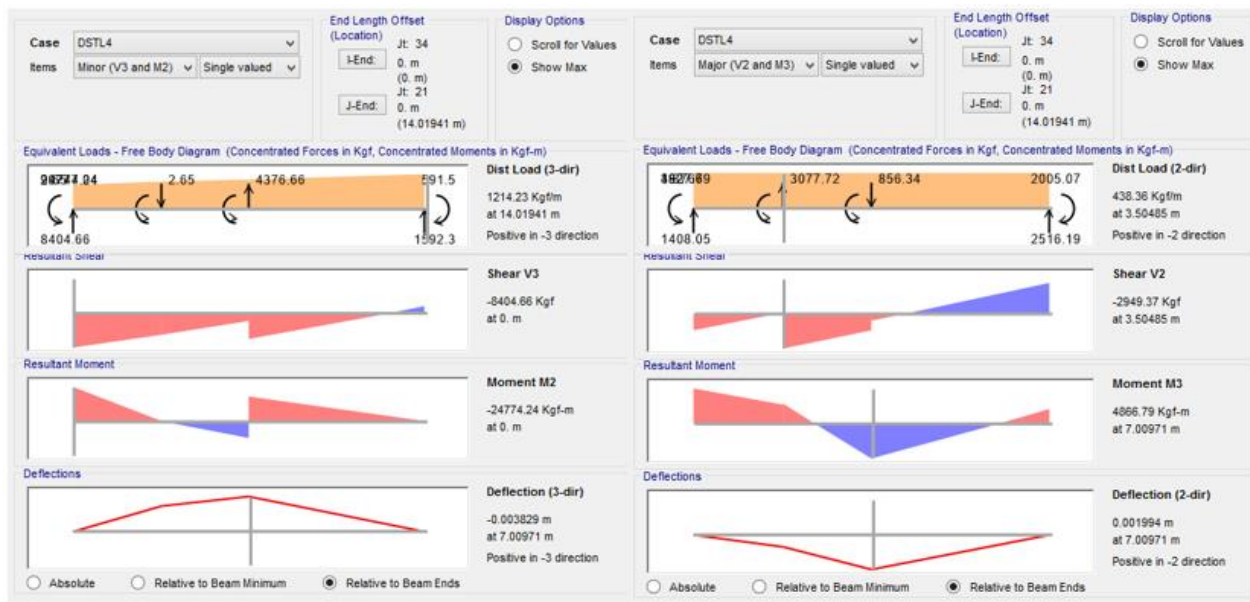


Fig. 80 - Fig. 81 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Estructura”

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.



Fig. 82 - Fig. 83 Diagrama de momentos y cortantes en el perfil “Conector de anillos”

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

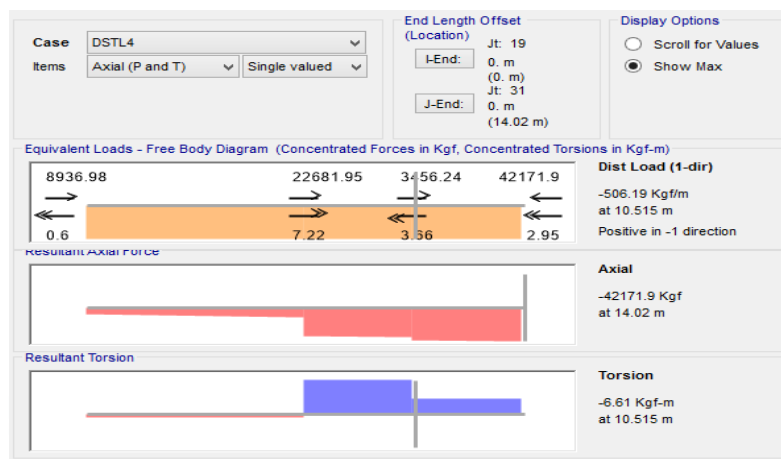


Fig. 84 Diagrama de Fuerzas Axiales

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

A continuación, se corrobora que las estructuras no estén fallando por deflexión:

Tabla 16: Corroboración de deflexión de los perfiles.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Nombre de la Estructura	Longitud (m)	Flecha máx. permisible $L/360$ (mm)	Deflexión del Sistema (mm)	Verificación
Anillo exterior	7.76	21.5	4.7	OK
Anillo interior	2.32	6.4	0.3	OK
Estructura radial	14.02	38.9	3.8	OK
Conector de anillos	3.6	10	0.4	OK

3.4.10.5. Resultados de Selección

- La combinación crítica de cargas es la DSTL4.
- El máximo ratio de “esfuerzo máximo de trabajo” es 0.328, considerando el “1” como falla.
- Todos los perfiles cumplen con: la flecha máxima permisible, esfuerzo cortante y momento flector.
- Dado que la estructura involucra gran cantidad de vidas humanas, se debe tener un factor de seguridad elevado y deflexiones mínimas. En el presente informe se cumple con ello y acotamos que la estructura no fallará en estas condiciones.
- Después de este desarrollo, se debe calcular las uniones de cada categoría. Tomar en cuenta las fuerzas axiales, cortantes y momentos para dicho desarrollo.

3.4.11. Memoria de Calculo Uniones de Estructura principal

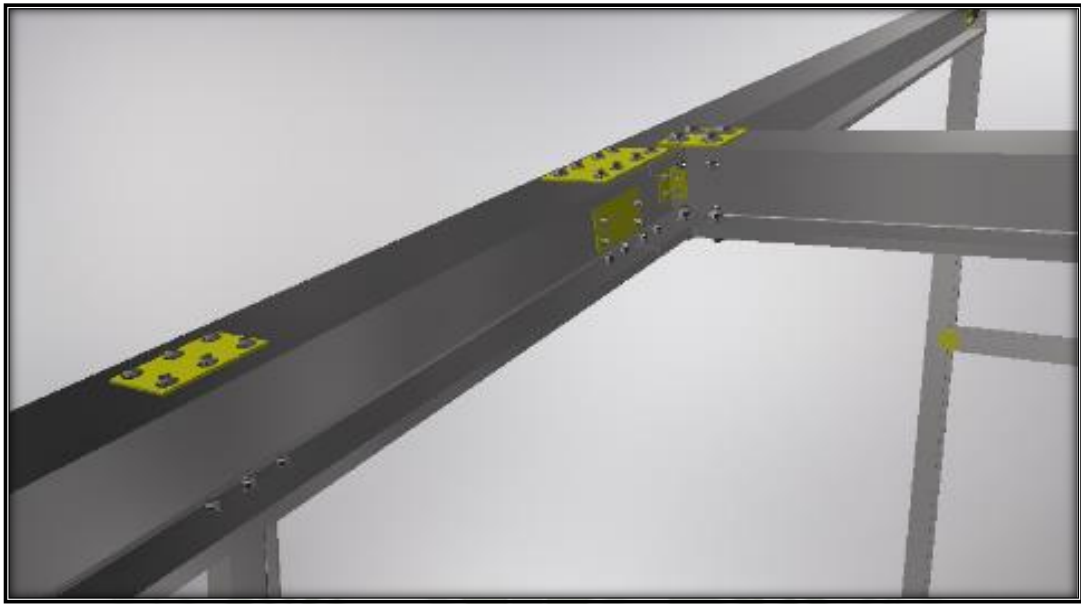


Fig. 85 Simulación 3d CAD de uniones para estructuras

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.11.1. Especificaciones Técnicas y Normas

- ✓ Steel Construction Manual LRFD, 14th edition.
- ✓ ASTM A36 (AMERICAN SOCIETY TESTING MATERIALS – SOCIEDAD AMERICANA PARA PRUEBAS Y MATERIALES).
- ✓ Diseño de Estructuras del Acero, 5^{ta} edición, Jack C. McCormac, México 2012, Editorial: Alfaomega.

3.4.11.2. Cálculos

Existen diversos tipos de uniones:

- **Unión 1:** Disco central – estructura radial.
- **Unión 2:** Unión de las estructuras radiales.
- **Unión 3:** Estructura radial - anillos interiores.
- **Unión 4:** Radios - anillos exteriores.
- **Unión 5:** Conector entre estructura radiales.
- **Unión 6:** Conector entre anillos exteriores

3.4.11.2.1. Cálculo de la Unión 1

Hace referencia a la unión entre el “disco central” y la “estructura radial”.

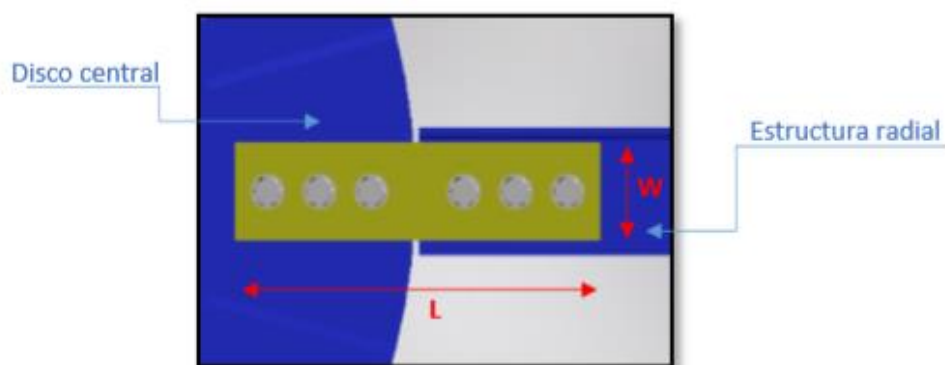


Fig. 86 Ejemplo de unión para Unión#1

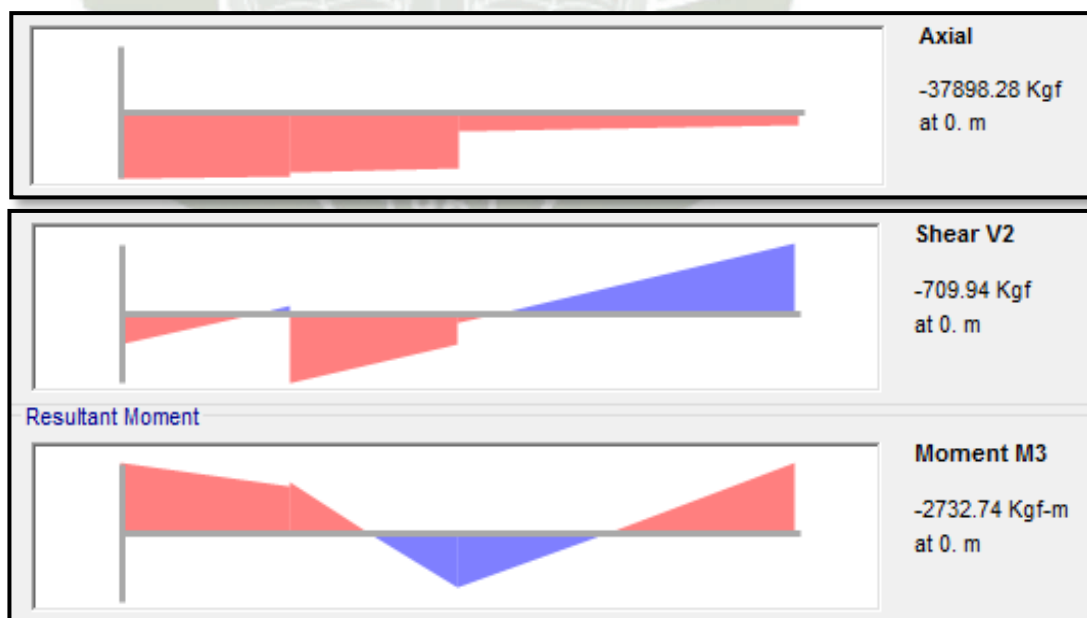
Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Diámetro y Cantidad de pernos

Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi.

Por otro lado a continuación se muestra las fuerzas que intervienen en la unión:



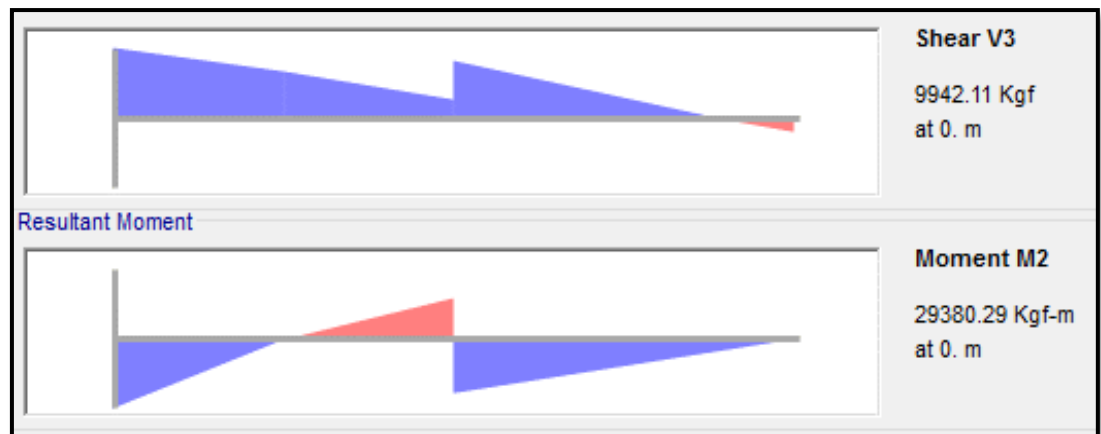


Fig. 87 Diagrama de fuerzas que intervienen en la unión 1 de la estructura radial

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

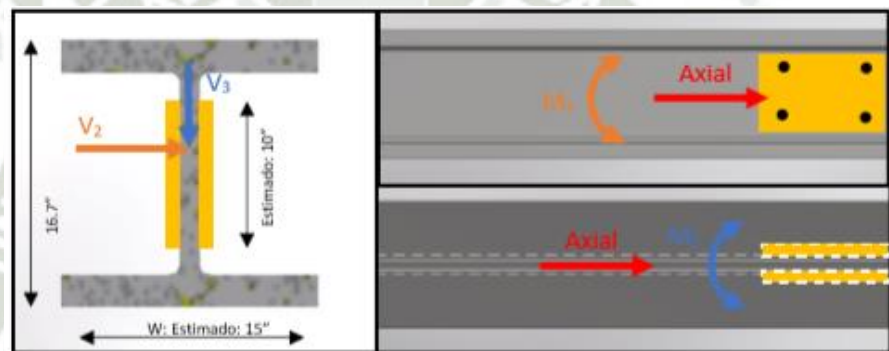


Fig. 88 Disposición de las fuerzas en la viga W de la unión 1

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14*283:

A: 83.3 in ²	t _w : 1.29 in
d: 16.7 in	t _f : 2.07 in
b _f : 16.1 in	b _f /d=0.964

De las fuerzas detalladas anteriormente las que controlan el diseño son:

- Fuerza Axial: 42171.9 kgf (92.97 kip).
- Momento₂: 29380.29 kgf-m (2550.1 kip-in).

Se inicia el cálculo con planchas de espesor de ½".

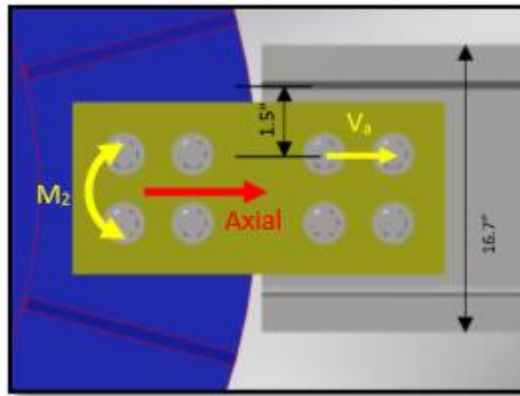


Fig. 89 Distancia tentativa de pernos al borde

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De manera crítica asumimos que el perno puede estar a 1.5" del borde interior del patín por lo que:

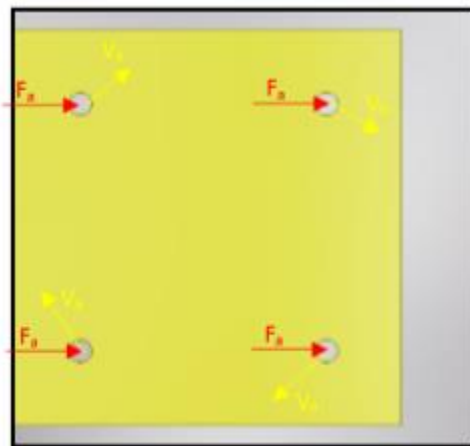
$$M_p = V_p * d \rightarrow 2550.1 \text{kip} - \text{in} = V_a * (16.7 \text{in} - 2.07 \text{in} - 1.5 \text{in})$$

$$V_a = 194.21 \text{kip}$$

La fuerza axial, se divide entre la cantidad tentativa de pernos:

$$F_a = \frac{92.97 \text{kip}}{4} = 23.24 \text{kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es:



$$F_R = \sqrt{F_a^2 + V_a^2}$$

$$F_R = \sqrt{194.21^2 + 23.24^2}$$

$$F_R = 195.6 \text{kip}$$

Fig. 90 Fuerzas Cortantes en la plancha del ala de la unión 1

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi.

De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$195.6 \text{ kip} \leq 0.75 * 54 \text{ ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 4.83 \text{ in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 17: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
25	0.5	4.91
16	0.625	4.91
11	0.75	4.86
9	0.875	5.41
7	1	5.50
5	1.125	4.97
4	1.25	4.91

Se selecciona 4 pernos de Ø1.25" de calidad A325.

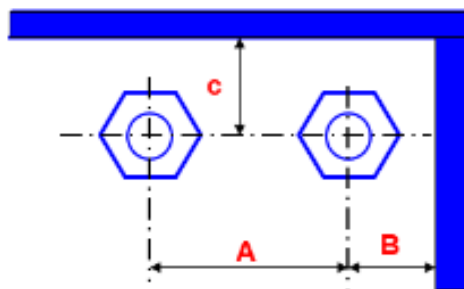


Fig. 91 Distancia A, B, C para pernos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tabla 18: Distancia entre pernos

Fuente: <https://www.slideshare.net/arumoyd/astm-a325-a490-bolts-nuts>

Autor: Slide Share

Bolt Size Inches (mm)	Socket Wrench Inches (mm)			Open End Wrench Inches (mm)		
	A	B	C	A	B	C
1/4" (6)	3/4" (19)	1/2" (13)	1/2" (13)	1" (25)	7/8" (22)	5/8" (16)
3/8" (10)	1-1/8" (29)	3/4" (19)	3/4" (19)	1-3/8" (35)	1-1/8" (29)	3/4" (19)
1/2" (13)	1-3/8" (35)	7/8" (22)	7/8" (22)	1-3/4" (44)	1-3/8" (35)	7/8" (22)
5/8" (16)	1-5/8" (41)	1" (25)	1" (25)	2-1/8" (54)	1-1/2" (38)	1-1/8" (29)
3/4" (19)	1-7/8" (48)	1-1/8" (29)	1-1/8" (29)	2-5/8" (67)	1-5/8" (41)	1-1/4" (32)
7/8" (22)	2-1/8" (54)	1-1/4" (32)	1-1/4" (32)	3" (76)	1-7/8" (48)	1-5/8" (41)
1" (25)	2-3/8" (60)	1-3/8" (35)	1-3/8" (35)	3-1/4" (83)	2-1/8" (54)	1-7/8" (48)
1-1/8" (29)	2-5/8" (67)	1-1/2" (38)	1-1/2" (38)	3-3/8" (86)	2-1/4" (57)	1-7/8" (48)
1-1/4" (32)	2-7/8" (73)	1-5/8" (41)	1-5/8" (41)	3-7/8" (98)	2-1/2" (64)	2" (51)
1-3/8" (35)	3-1/8" (79)	1-3/4" (44)	1-3/4" (44)	4-3/8" (111)	2-3/4" (70)	2-1/4" (57)
1-1/2" (38)	3-3/8" (86)	1-7/8" (48)	1-7/8" (48)	4-7/8" (124)	2-7/8" (73)	2-1/2" (64)

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 2 * (1.25in + 0.125in)) * t = (W - 2.75)t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 2.75)t = \left(\frac{3W}{4} - 2.06\right)t$$

$$\Rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$\frac{92.97kip}{2} \leq 0.75 * 58ksi * \left(\frac{3W}{4} - 2.06\right)t$$

$$1.086 \leq \left(\frac{3W}{4} - 2.06\right)t$$

Tabla 19: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 1

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W _{min}	t	ØP _n
14.5	0.125	1.101875
9	0.25	1.1725
7	0.375	1.19625
6	0.5	1.22
5	0.625	1.05625
5	0.75	1.2675
4.5	0.875	1.150625
4.5	1	1.315

Se selecciona un W ≥ 6in y t: 0.5"

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * menor[1.2 * l_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$195.6 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.25 \text{ in} + 0.125 \text{ in}}{2} \right) * \frac{1}{2} \text{ in} * 58 \text{ ksi} \right. \\ \left. * 4; 2.4 * 1.25 \text{ in} * \frac{1}{2} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 4 \right)$$

$$195.6 \text{ kip} \leq \min \left[104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in}) ; 261 \text{ klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 195.6 \text{ kip} \leq 156.6 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in})$$

$$B \geq 2.56 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 2.6$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 5.2$. De acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 5.5 + 2 * 2.75 \text{ in} \rightarrow W \geq 10.4 \text{ in}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$\frac{92.97 \text{ kip}}{2} \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.5 \text{ in}$$

$$W \geq 2.87 \text{ in} \text{ CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de $\frac{1}{2}$ " con $W \geq 10.4$ ", $A \geq 5.2$ y $B \geq 2.6$

Corroboración de resistencia del perfil

La resistencia diseño a cortante del perfil:

$$\phi P_n = \phi * F_y * A_g \geq 92.97 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 0.9 * 36 \text{ ksi} * 83.3 \text{ in}^2 \geq 92.97 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 2698.92 \text{ klb} \geq 92.97 \text{ kip} \quad \text{CUMPLE}$$

La resistencia de diseño a rotura del perfil considerando los agujeros:

$$A_n = 83.3 \text{ in}^2 - 2 * 1.1375 \text{ in} * 1.29 \rightarrow A_n = 79.75 \text{ in}^2$$

$$A_e = U * A_n \rightarrow A_e = 0.75 * 79.75 = 59.81 \text{ in}^2$$

$$\phi P_n = F_u * A_e * \phi \geq 92.97 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 58 \text{ ksi} * 59.81 \text{ in}^2 * 0.75 \geq 92.97 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 2601.9 \text{ klb} \geq 92.97 \text{ kip} \quad \text{CUMPLE}$$

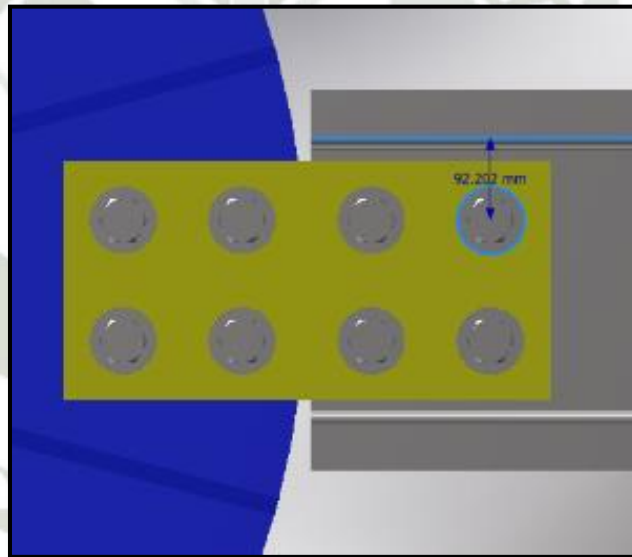


Fig. 92 Mínima distancia al borde interior del perfil W

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Según la tabla N°2: $A \geq 2-7/8''$ y $B \geq 1-5/8$ **CUMPLE**

A continuación, se muestra el resumen de los detalles de la Unión #1

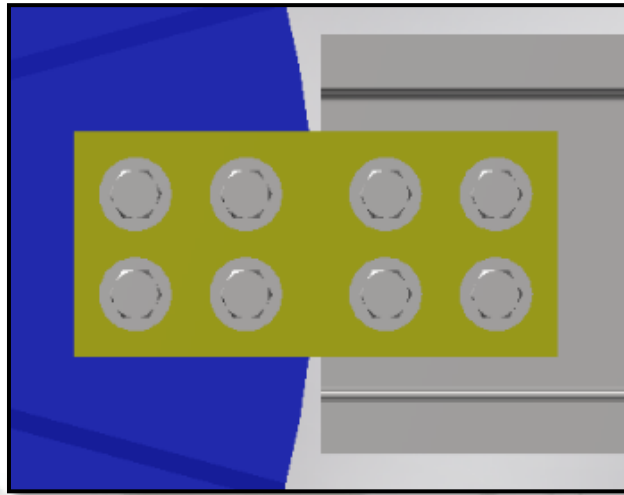


Fig. 93 Unión tipo 1

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tabla 20: Características de la unión 1

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN
PERNOS	Cantidad (#P)	4 und
	Diámetro (d)	Ø1.25"
	Diámetro de los agujeros (d _h)	Ø1.375"
	Calidad	A325
	Distancia entre pernos (A)	5.2in
	Distancia a los bordes (B)	2.6 in
PLANCHA	Material	ASTM A-36
	Espesor (e)	1/2"
	Ancho (W)	10.5 in
	Largo (L)	540mm

3.4.11.2.2. Cálculo de la Unión 2:

Dado que la estructura radial es muy larga, se debe unir con varios perfiles. Esta unión hace referencia a la unión de estas “estructuras radiales”.

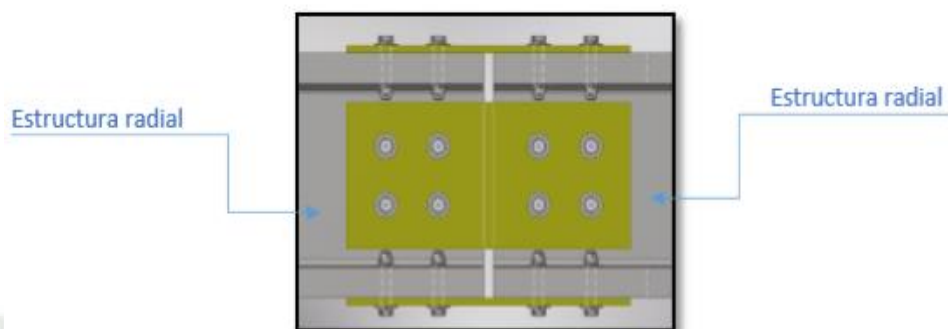


Fig. 94 Ejemplo de unión para unión N°2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

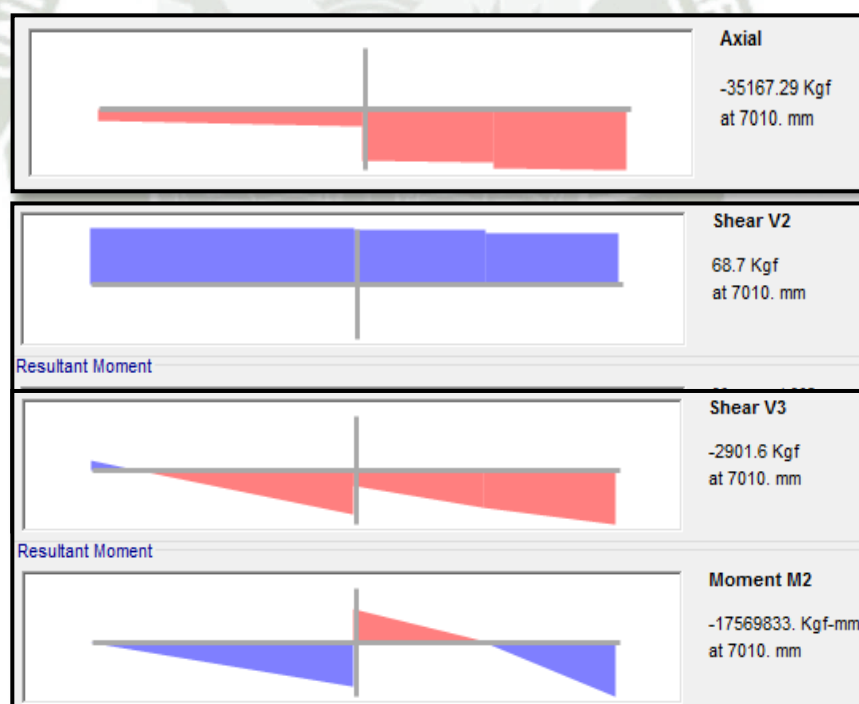


Fig. 95 Fuerzas en la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

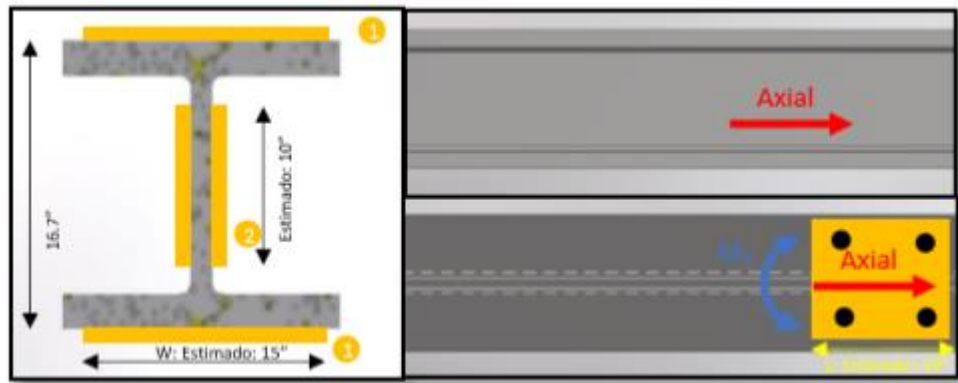


Fig. 96 Disposición de las fuerzas en la viga W de la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14*283:

A: 83.3 in ²	t _w : 1.29 in
d: 16.7 in	t _f : 2.07 in
b _f : 16.1 in	b _f /d=0.964

De las fuerzas detalladas anteriormente las que controlan el diseño son:

- Fuerza Axial: 35167.29 kgf (77.53 kip).
- Momento₂: 17569.8 kgf-m (1525 kip-in).

Se inicia el cálculo con planchas de espesor de ½".

$$I_1 = \left(\frac{19in * (15in)^3}{12} \right) * 2 = 10687.5 in^4$$

$$I_2 = \left(\frac{19in * (0.5in)^3}{12} \right) * 2 = 0.3958 in^4$$

Se distribuye el momento en todas las uniones:

$$M_d = M_{d1} + M_{d2}$$

$$M_{d1} = M_d * \frac{I_1}{I_1 + I_2} = 1525 kip - in * \frac{10687.5 in^4}{10687.5 in^4 + 0.3958 in^4} = 1524.94 kip - in$$

$$M_{d2} = M_d * \frac{I_1}{I_1 + I_2} = 1525 \text{ kip} - \text{in} * \frac{0.3958 \text{ in}^4}{10687.5 \text{ in}^4 + 0.3958 \text{ in}^4} = 0.06 \text{ kip} - \text{in}$$

a) Diseño de la unión de las alas:

Diámetro y Cantidad de pernos

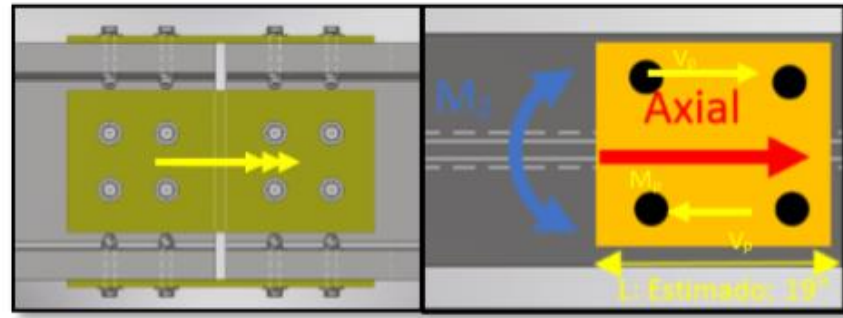


Fig. 97 Fuerzas que intervienen en el ala del perfil

Fuente: Proyecto de Investigación

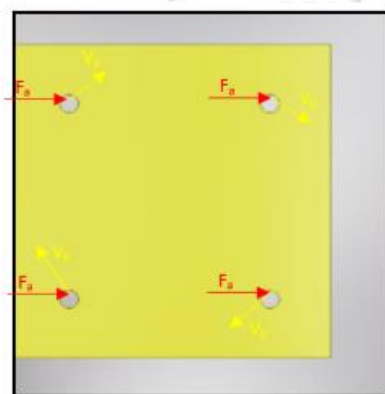
Autor: Carlos Cáceres C.

De manera crítica asumimos que el perno puede estar a 2" del borde del patín por lo que:

$$M_p = V_p * d \rightarrow 1524.94 \text{ kip} - \text{in} = V_p * (16.1 \text{ in} - 2 \text{ in}) \rightarrow V_p = 108.2 \text{ kip}$$

$$F_a = \frac{77.53 \text{ kip}}{4} = 19.38 \text{ kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es:



$$F_R = \sqrt{F_a^2 + V_p^2}$$

$$F_R = \sqrt{19.38^2 + 108.2^2}$$

$$F_R = 109.9 \text{ kip}$$

Fig. 98 Fuerzas cortantes en la plancha del ala de la unión

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi. De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$109.9 \text{ kip} \leq 0.75 * 54 \text{ ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 2.71 \text{ in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 21: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	ϕ	A_b
14	0.5	2.75
10	0.625	3.07
8	0.75	3.53
6	0.875	3.61
4	1	3.14
4	1.125	3.98
4	1.25	4.91

Se selecciona 4 pernos de $\phi 1''$ de calidad A325.

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 2 * (1 \text{ in} + 0.125 \text{ in})) * t = (W - 2.25) t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 2.25) t = \left(\frac{3W}{4} - 1.69 \right) t$$

$$\rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$\frac{77.53 \text{ kip}}{2} \leq 0.75 * 58 \text{ ksi} * \left(\frac{3W}{4} - 1.69 \right) t$$

$$0.89 \leq \left(\frac{3W}{4} - 1.69 \right) t$$

Tabla 22: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 2 del ala

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W_{min}	t	ϕP_n
12	0.125	0.91375
7.5	0.25	0.98375
5.5	0.375	0.913125
5	0.5	1.03
4.5	0.625	1.053125
4	0.75	0.9825
4	0.875	1.14625
3.5	1	0.935

Se selecciona un $W \geq 5.5in$ y $t: 3/8"$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * menor[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$109.9 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1in + 0.125in}{2} \right) * \frac{3}{8}in * 58ksi * 4; 2.4 * \frac{3}{4}in * \frac{3}{8}in * 58ksi * 4 \right)$$

$$109.9kip \leq \min \left[78.3 \frac{klbf}{in} * (B - 0.5625in) ; 156.6 \text{ klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 109.9 \text{ kip} \leq 78.3 \frac{klbf}{in} * (B - 0.5625in)$$

$$B \geq 1.97 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 2.5$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 5$, de acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 5 + 2 * 2.5 \text{ in} \rightarrow W \geq 10 \text{ in}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$\frac{77.53 \text{ kip}}{2} \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.375 \text{ in}$$

$$W \geq 3.19 \text{ in } \text{CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de 3/8" con $W \geq 10''$, $A \geq 5$ y $B \geq 2.5$

b) Diseño de la unión del alma:

Diámetro y Cantidad de pernos

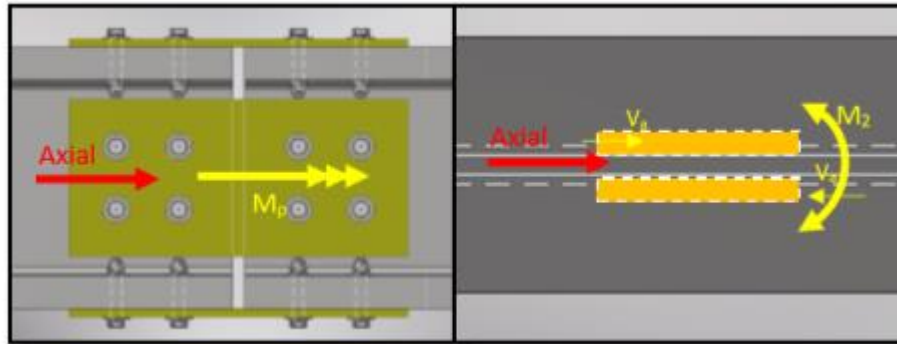


Fig. 99 Fuerzas que intervienen en el alma del perfil

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

$$M_p = V_a * d \rightarrow 0.06 \text{ kip} - \text{in} = V_a * (1.29 \text{ in} + 1 \text{ in}) \rightarrow V_a = 0.026 \text{ kip}$$

Se calcula la fuerza resultante:

$$F_R = F_{axial} + V_a = 77.53 + 0.026 = 77.56 \text{ kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es 77.56 kip. Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi. De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = 2 * \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$77.56 \text{ kip} \leq 2 * 0.75 * 54 \text{ ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 0.96 \text{ in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 23: Posibles cantidades y diámetros de pernos del alma para la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
5	0.5	0.98
4	0.625	1.23
3	0.75	1.33
2	0.875	1.20
2	1	1.57
1	1.125	0.99
1	1.25	1.23

Se selecciona 3 pernos de Ø3/4" de calidad A325.

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 3 * (0.75in + 0.0625in)) * t = (W - 2.44)t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 2.44)t = \left(\frac{3W}{4} - 1.83\right)t$$

$$\rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$\frac{77.56kip}{2} \leq 0.75 * 58ksi * \left(\frac{3W}{4} - 1.83\right)t$$

$$0.89 \leq \left(\frac{3W}{4} - 1.83\right)t$$

Tabla 24: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 2 del alma

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W _{min}	t	ØP _n
12	0.125	0.90
7.5	0.25	0.95
6	0.375	1.00
5	0.5	0.96
4.5	0.625	0.97
4.5	0.75	1.16
4	0.875	1.02
4	1	1.17

Se selecciona un $W \geq 6\text{ in}$ y $t: 0.375''$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * l_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$77.56 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{0.75\text{in} + 0.0625\text{in}}{2} \right) * \frac{3}{8}\text{in} * 58\text{ksi} * 3; 2.4 * \frac{3}{4}\text{in} * \frac{3}{8}\text{in} * 58\text{ksi} * 3 \right)$$

$$77.56\text{kip} \leq \min \left[58.73 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625\text{in}) ; 117.45\text{klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 77.56 \text{ kip} \leq 58.73 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625\text{in})$$

$$B \geq 1.73 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 1.8$, por ende espacio entre pernos $A \geq 3.6$. De acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq 2 * A + 2 * B \rightarrow W \geq 2 * 3.6\text{in} + 2 * 1.8 \text{ in} \rightarrow W \geq 10.8 \text{ in}$$

Según la geometría del perfil W, se tiene la restricción de $W_{\text{máx}}$:

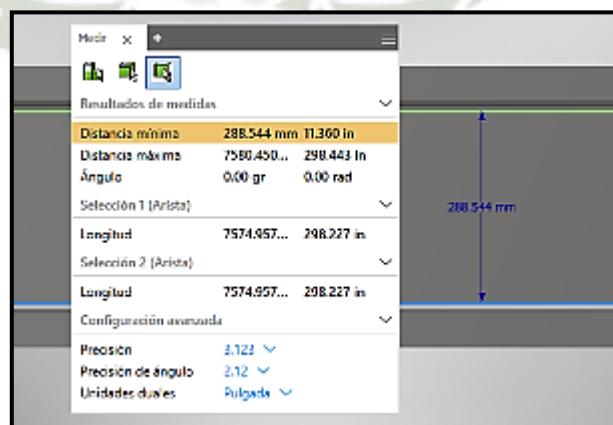


Fig. 100 Ancho máximo de plancha de alma de la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$\frac{77.56 \text{ kip}}{2} \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.375 \text{ in}$$

$$W \geq 3.2 \text{ in } \text{CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de 3/8" con $W \geq 10.8''$, $A \geq 3.6$ y $B \geq 1.8$

- **Corroboración de resistencia del perfil**

La resistencia diseño a cortante del perfil:

$$\phi P_n = \phi * F_y * A_g \geq 77.53 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 0.9 * 36 \text{ ksi} * 83.3 \text{ in}^2 \geq 77.53 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 2698.92 \text{ klb} \geq 77.53 \text{ kip } \text{CUMPLE}$$

La resistencia de diseño a rotura del perfil considerando los agujeros:

$$A_n = 83.3 \text{ in}^2 - 0.8125 \text{ in} * 1.29 \text{ in} - 4 * 1.125 \text{ in} * 2.07 \rightarrow A_n = 72.94 \text{ in}^2$$

$$A_e = U * A_n \rightarrow A_e = 0.75 * 72.94 = 54.7 \text{ in}^2$$

$$\rightarrow \phi P_n = F_u * A_e * \phi \geq 77.53 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 58 \text{ ksi} * 54.7 \text{ in}^2 * 0.75 \geq 77.53 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 2379.6 \text{ klb} \geq 77.53 \text{ kip } \text{CUMPLE}$$

- **Resumen de la unión 2:**

Según la tabla N°2, respecto a las distancias mínimas para diferentes diámetros de pernos para que pueda ingresar herramientas. **CUMPLE**

A continuación, se muestra el resumen de los detalles de la Unión #2

Tabla 25: Características de la unión 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN	
PERNOS	Cantidad (#P)	Ala/Patín	Alma
	Diámetro (d)	16 und	6 und
	Diámetro de los agujeros (d _n)	Ø1"	Ø3/4"
	Calidad	Ø1.125"	Ø13/16"
	Distancia entre pernos (A)	A325	A325
	Distancia a los bordes (B)	7.5"	3.6"
PLANCHA	Material	2.5"	1.8"
	Espesor (e)	ASTM A-36	ASTM A-36
	Ancho (W)	3/8"	3/8"
	Largo (L)	12.5in	11 in
		550 mm	380mm

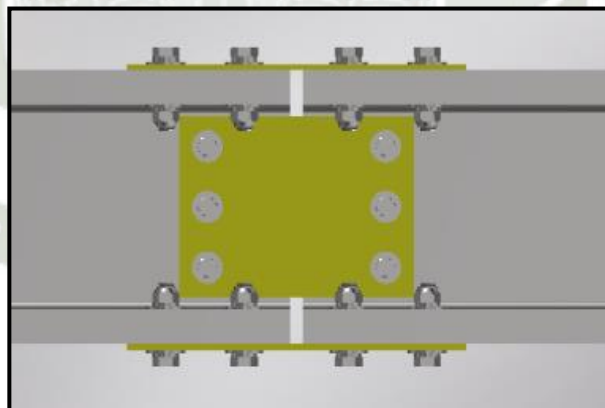


Fig. 101 Unión tipo 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.11.2.3. Cálculo de la Unión 3

Hace referencia a la unión entre la “estructura radial” y la estructura “anillo interior”.

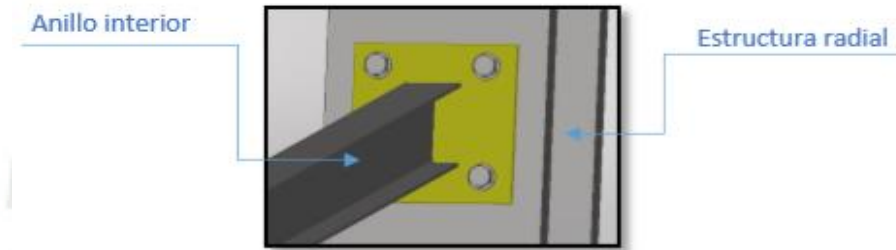


Fig. 102 Ejemplo de unión 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

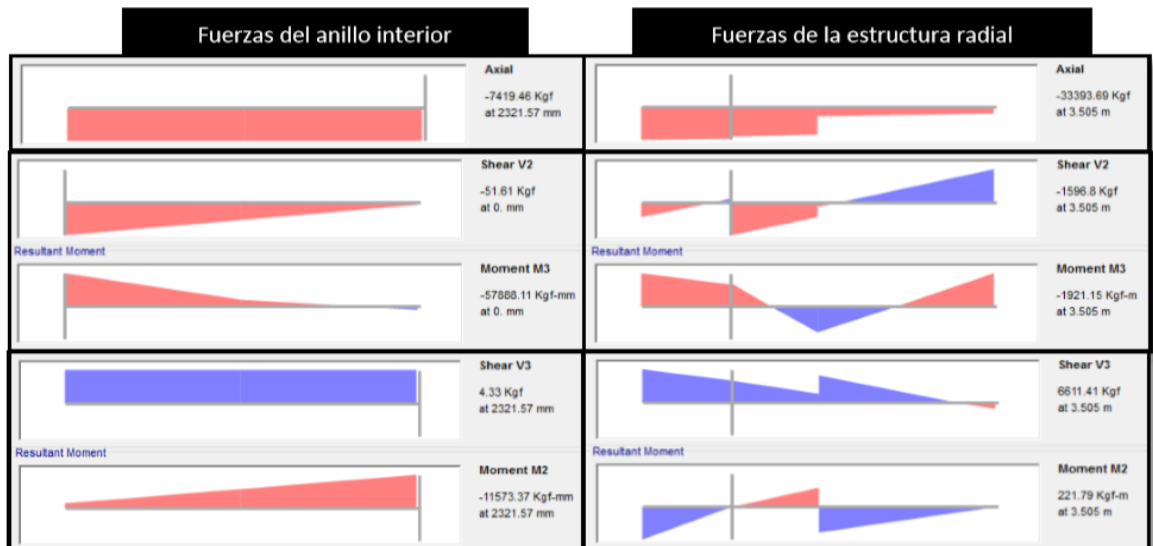


Fig. 103 Fuerzas que intervienen en la unión 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Del gráfico anterior podemos simplificar a las siguientes cargas:

- Fuerza axial de la estructura radial: 33393.69kgf
- Fuerza axial del anillo interior: 7419.5 kgf
- V2: 1648.41 kgf
- V3: 6615.74 kgf
- M2: 1979.04 kgf-m
- M3: 210.22 kgf-m

De las fuerzas mostradas anteriormente, las que controlan el diseño son:

- Fuerza axial de la estructura radial: 33393.69kgf (73.62 kip)
- Momento2: 1979.04 kgf-m (171.77 kip-in)

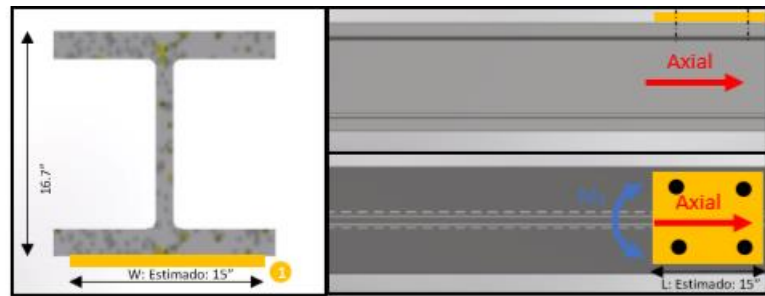


Fig. 104 Disposición de las fuerzas en la estructura radial

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14*283:

A: 83.3 in ²	t _w : 1.29 in
d: 16.7 in	t _f : 2.07 in
b _f : 16.1 in	b _f /d=0.964

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W6*12:

A: 3.55 in ²	t _w : 0.23 in
d: 6.03 in	t _f : 0.28 in
b _f : 4 in	b _f /d=0.66

Diámetro y Cantidad de pernos

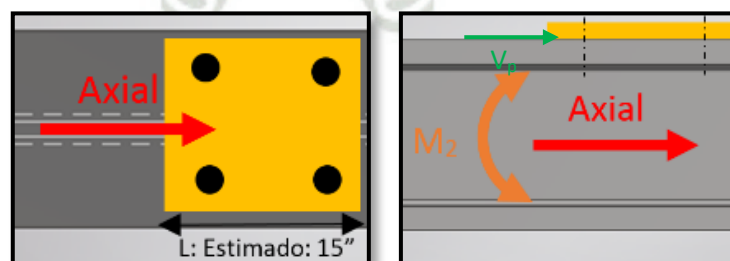


Fig. 105 Fuerzas que intervienen en el ala del perfil

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con planchas de espesor de ½”.

$$M_p = V_p * d \rightarrow 171.77 \text{kip} - \text{in} = V_p * \left(\frac{16.7 \text{in}}{2} + 0.25 \text{in} \right) \rightarrow V_p = 19.97 \text{kip}$$

Se calcula la fuerza resultante:

$$F_R = F_{axial} + V_p = 73.62 + 19.97 = 93.59 \text{kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es 93.59 kip. Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi.

De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$93.59 \text{kip} \leq 0.75 * 54 \text{ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 2.31 \text{in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 26: Posibles cantidades y diámetros para la unión 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
12	0.5	2.36
8	0.625	2.45
6	0.75	2.65
4	0.875	2.41
3	1	2.36
3	1.125	2.98
2	1.25	2.45

Se selecciona 6 pernos de Ø3/4” de calidad A325.

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 3 * (0.75in + 0.0625in)) * t = (W - 2.44)t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 2.44)t = \left(\frac{3W}{4} - 1.83\right)t$$

$$\rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$73.62 \text{ kip} \leq 0.75 * 58ksi * \left(\frac{3W}{4} - 1.83\right)t$$

$$1.69 \leq \left(\frac{3W}{4} - 1.69\right)t$$

Tabla 27: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W_{min}	t	ϕP_n
20.5	0.125	1.69
11.5	0.25	1.70
8.5	0.375	1.70
7	0.5	1.71
6.5	0.625	1.90
5.5	0.75	1.72
5.5	0.875	2.01
5	1	1.92

Se selecciona un $W \geq 8.5in$ y $t: 3/8''$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * menor[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$93.59 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1in + 0.125in}{2} \right) * \frac{3}{8}in * 58ksi * 4; 2.4 * \frac{3}{4}in * \frac{3}{8}in * 58ksi * 4 \right)$$

$$93.59kip \leq \min \left[117.5 \frac{klbf}{in} * (B - 0.40625in) \quad ; \quad 176.2 \text{ klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 93.59 \text{ kip} \leq 117.5 \frac{klbf}{in} * (B - 0.40625in)$$

$$B \geq 1.2 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 1.5$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 3$, de acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq 2 * A + 2 * B \rightarrow W \geq 2 * 3 + 2 * 1.5 \text{ in} \rightarrow W \geq 9 \text{ in}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$93.59 \text{ kip} \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.375 \text{ in}$$

$$W \geq 7.7 \text{ in} \text{ CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de 3/8" con $W \geq 9"$, $A \geq 3$ y $B \geq 1.5$

- Corroboración de resistencia del perfil

La resistencia diseño a cortante del perfil:

$$\phi P_n = \phi * F_y * A_g \geq 73.62 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 0.9 * 36 \text{ ksi} * 83.3 \text{ in}^2 \geq 73.62 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 2698.92 \text{ klpf} \geq 73.62 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

La resistencia de diseño a rotura del perfil considerando los agujeros:

$$A_n = 83.3 \text{ in}^2 - 3 * 0.8125 \text{ in} * 2.07 \rightarrow A_n = 78.25 \text{ in}^2$$

$$A_e = U * A_n \rightarrow A_e = 0.75 * 78.25 = 58.7 \text{ in}^2$$

$$\phi P_n = F_u * A_e * \phi \geq 73.62 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 58 \text{ ksi} * 58.7 \text{ in}^2 * 0.75 \geq 73.62 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 2553.05 \text{ klpf} \geq 73.62 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

- **Resumen de la Unión #3**

Tabla 28: Características de la unión 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN
PERNOS	Cantidad (#P)	6 und
	Diámetro (d)	Ø3/4"
	Diámetro de los agujeros (d _h)	Ø13/16"
	Calidad	A325
	Distancia entre pernos (A)	4.5in
	Distancia a los bordes (B)	1.5 in
PLANCHA	Material	ASTM A-36
	Espesor (e)	1/2"
	Ancho (W)	12in
	Largo (L)	215mm

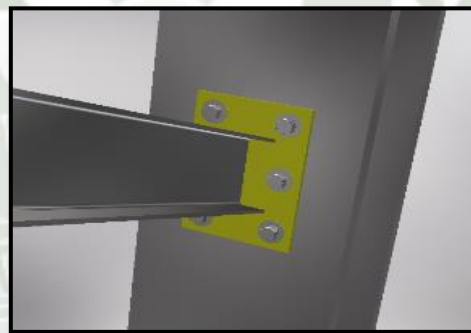


Fig. 106 Unión tipo 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

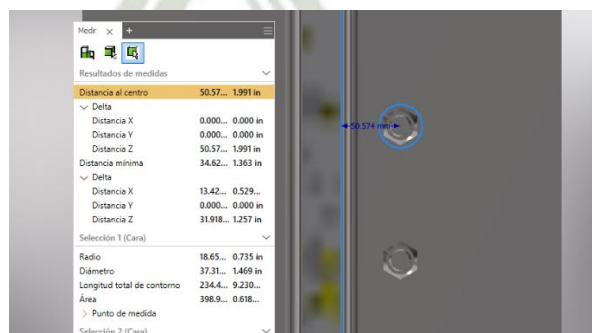


Fig. 107 Distancia mínima de pernos de la unión 3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Según la tabla N°2: $A \geq 1-7/8"$ y $B \geq 1-1/8$ **CUMPLE**

3.4.11.2.4. Cálculo de la Unión 4

Hace referencia a la unión entre la “estructura radial” y la estructura “anillo exterior”.

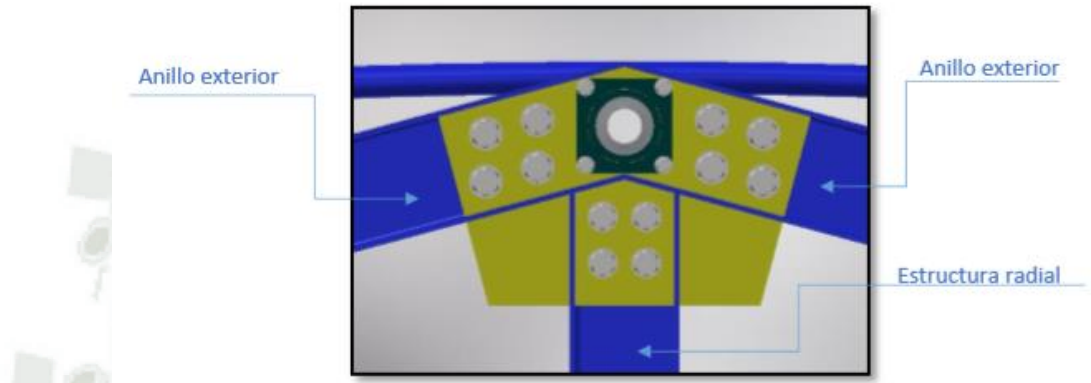


Fig. 108 Ejemplo de unión para unión 4

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

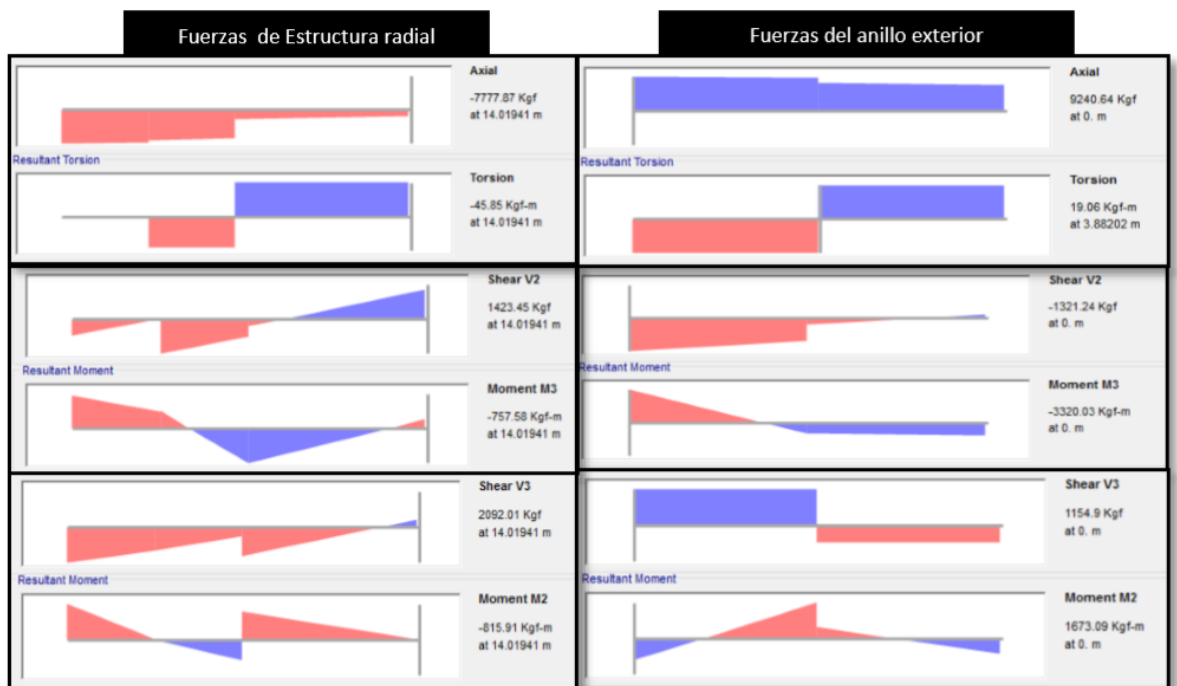


Fig. 109 Fuerzas que intervienen unión 4

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

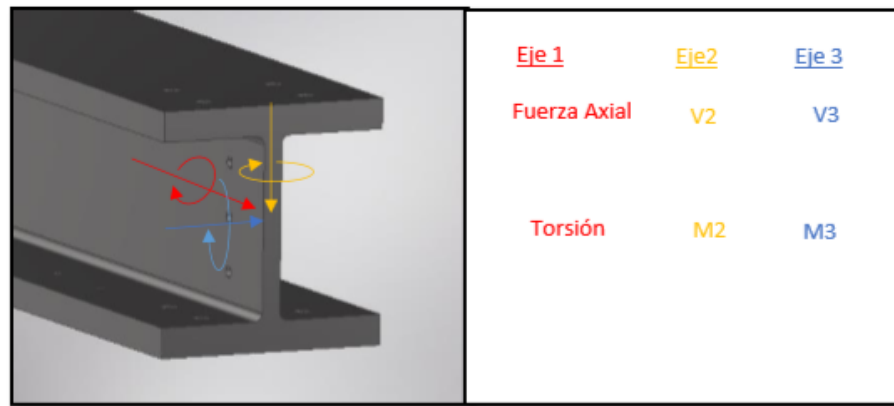


Fig. 110 Distribución de fuerzas en perfiles

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Como la estructura gira, según su posición se alterna la posición del Eje 2 y Eje 3. Por ello se considera el mayor de ellos y de las fuerzas mostradas anteriormente y se obtiene una fuerza resultante por cada tipo de estructura:

$$F_{R(ER)} = \sqrt{7777.87^2 + 2092.01^2} = 8054.30 \text{ kgf con un ángulo de } 75^\circ$$

$$F_{R(AE)} = \sqrt{9240.64^2 + 1321.24} = 9334.6 \text{ kgf con un ángulo de } 81^\circ$$

Las fuerzas que controlan el diseño por cada estructura son:

- Fuerza a cortante de la estructura radial: 8054.30 kgf (17.76 kip).
- Fuerza a cortante del anillo exterior: 9138.65 kgf (20.58 kip).
- Momento₃: 3320.03 kgf-m (288.17 kip-in).

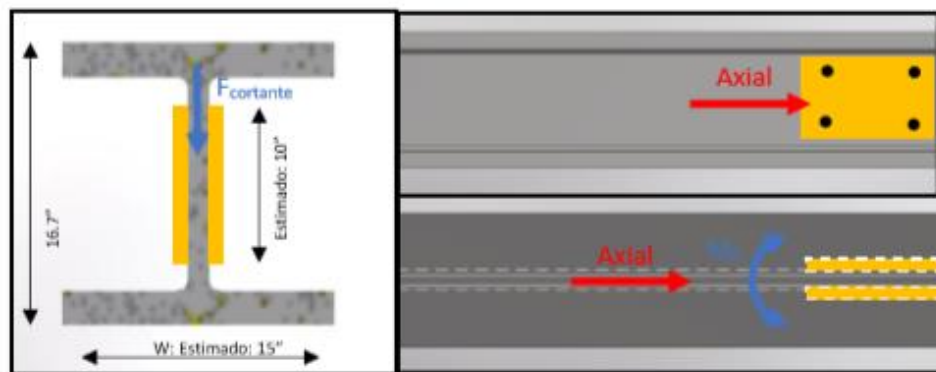


Fig. 111 Disposición de las fuerzas en la viga W de la unión

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

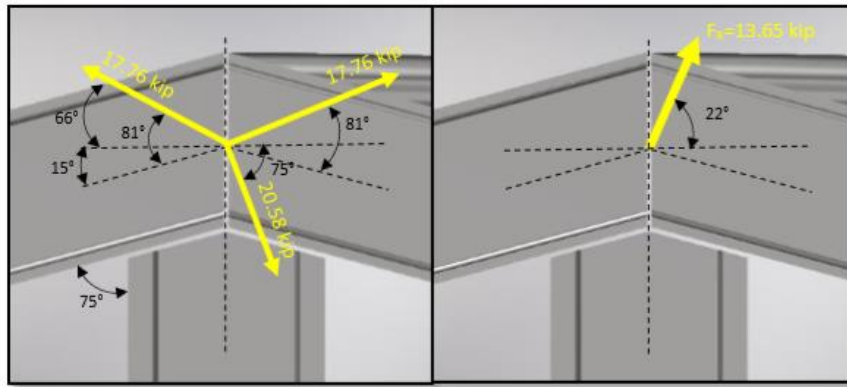


Fig. 112 Distribución de fuerzas cortantes de la unión 4

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

$$F_R = \sqrt{(17.76 * \cos 66^\circ + 20.58 * \cos 75^\circ - 17.76 * \cos 66^\circ)^2 + (20.58 * \cos 15^\circ - 2 * 17.76 * \sin 66^\circ)^2}$$

$$F_R = \sqrt{5.33^2 + 12.57^2} = 13.65 \text{ kip}$$

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14*283:

A: 83.3 in ²	t _w : 1.29 in
d: 16.7 in	t _f : 2.07 in
b _f : 16.1 in	b _f /d=0.964

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14*82:

A: 24 in ²	t _w : 0.51 in
d: 14.3 in	t _f : 0.855 in
b _f : 10.1 in	b _f /d=0.71

Diámetro y Cantidad de pernos

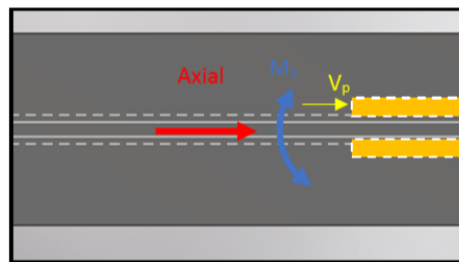


Fig. 113 Fuerzas que intervienen en el perfil W14x282

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con planchas de espesor de 1/2”.

$$M_p = V_p * d \rightarrow 288.17kip - in = V_p * (1.29in + 0.5in)$$

$$\rightarrow V_p = 160.99kip$$

Se calcula la fuerza resultante:

$$F_R = F_{axial} + V_p = 160.99 + 13.65 = 174.64 kip$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es 174.64 kip. Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi.

De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$174.64 kip \leq 0.75 * 54ksi * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 4.31 in^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 29: Posibles cantidades y diámetros para la unión 4

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
22	0.5	4.32
15	0.625	4.60
10	0.75	4.42
8	0.875	4.81
6	1	4.71
5	1.125	4.97
4	1.25	4.91
3	1.5	5.30

Se selecciona 4 pernos de Ø1.25” de calidad A325.

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 2 * (1.25in + 0.125in)) * t = (W - 2.75)t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 2.75)t = \left(\frac{3W}{4} - 2.06\right)t$$

$$\rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$\frac{174.64kip}{2} \leq 0.75 * 58ksi * \left(\frac{3W}{4} - 2.06\right)t$$

$$2.01 \leq \left(\frac{3W}{4} - 2.06\right)t$$

Tabla 30: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 4

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W_{min}	t	ϕP_n
24.5	0.125	2.04
13.5	0.25	2.02
10	0.375	2.04
8.5	0.5	2.16
7.5	0.625	2.23
6.5	0.75	2.11
6	0.875	2.14
5.5	1	2.07

De la figura N°92 se sabe que el máximo ancho permisible es de 11.39 in para la plancha, por el criterio anterior. Por ello se selecciona un $W \geq 10in$ y $t: 0.375"$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * menor[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$174.64 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.5in + 0.125in}{2} \right) * \frac{3}{8}in * 58ksi \right.$$

$$\left. * 4; 2.4 * 1.5in * \frac{3}{8}in * 58ksi * 4 \right)$$

$$174.64kip \leq \min \left[78.3 \frac{klbf}{in} * (B - 0.68in) \quad ; \quad 195.75klbf \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 174.64 \text{ kip} \leq 104.4 \frac{klbf}{in} * (B - 0.68in)$$

$$B \geq 2.92 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 2.95 \text{ in.}$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 5.9 \text{ in.}$ De acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 5.9 + 2 * 2.95 \text{ in} \rightarrow W \geq 11.8 \text{ in} \text{ NO CUMPLE}$$

Se aumenta el espesor y se selecciona un $W \geq 8.5 \text{ in}$ y $t: 1/2''$

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$174.6 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.25 \text{ in} + 0.125 \text{ in}}{2} \right) * \frac{1}{2} \text{ in} * 58 \text{ ksi} \right. \\ \left. * 4; 2.4 * 1.25 \text{ in} * \frac{1}{2} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 4 \right)$$

$$174.64 \text{ kip} \leq \min \left[104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.68 \text{ in}) \quad ; \quad 261 \text{ klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 174.64 \text{ kip} \leq 104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.68 \text{ in}) \\ B \geq 2.36 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 2.5 \text{ in.}$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 5 \text{ in.}$ De acuerdo con estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 5 \text{ in} + 2 * 2.5 \text{ in} \rightarrow W \geq 10 \text{ in} \\ \text{CUMPLE}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$\frac{174.64 \text{ kip}}{2} \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.5 \text{ in}$$

$$W \geq 5.39 \text{ in} \text{ CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de 1/2" con $W \geq 10"$, $A \geq 5"$ y $B \geq 2.5"$

Corroboración de resistencia del perfil

La resistencia diseño a cortante del perfil más crítico (W14x82):

$$\phi P_n = \phi * F_y * A_g \geq 53.64 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 0.9 * 36 \text{ ksi} * 24 \text{ in}^2 \geq 53.64 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 777.6 \text{ klpf} \geq 53.64 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

La resistencia de diseño a rotura del perfil más crítico (W14x82) considerando los agujeros:

$$A_n = 24 \text{ in}^2 - 2 * 1.625 \text{ in} * 0.51 \rightarrow A_n = 22.34 \text{ in}^2$$

$$A_e = U * A_n \rightarrow A_e = 0.75 * 22.34 = 16.76 \text{ in}^2$$

$$\phi P_n = F_u * A_e * \phi \geq 53.64 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 58 \text{ ksi} * 16.76 \text{ in}^2 * 0.75 \geq 53.64 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 729.06 \text{ klpf} \geq 53.64 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

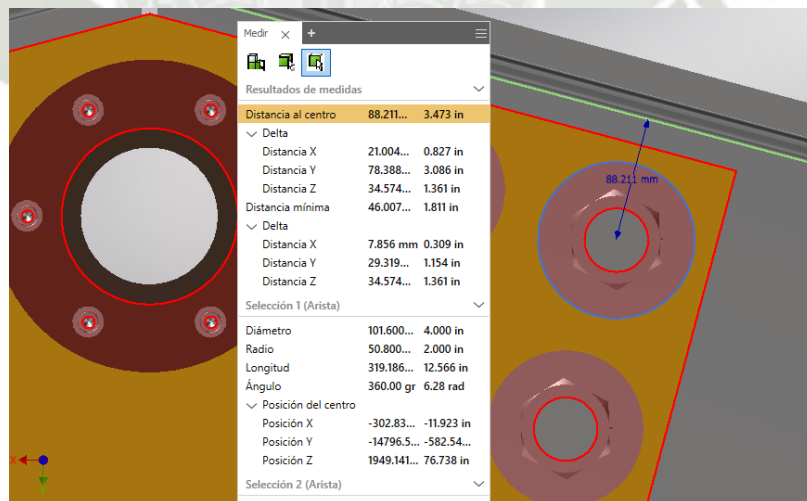


Fig. 114 Distancia mínima al borde, para la unión 4.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Según la tabla N°2: $A \geq 2-7/8"$ y $B \geq 1-5/8$ **CUMPLE**

A continuación, se muestra el resumen de los detalles de la Unión #4

Tabla 31: Características de la unión 4

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN
PERNOS	Cantidad (#P)	12 und
	Diámetro (d)	Ø1.5"
	Diámetro de los agujeros (d_h)	Ø1.625"
	Calidad	A325
	Distancia entre pernos (A)	5"
	Distancia a los bordes (B)	2.5"
PLANCHA	Material	ASTM A-36
	Espesor (e)	5/8"
	Ancho (W)	10"
	Largo (L)	500mm

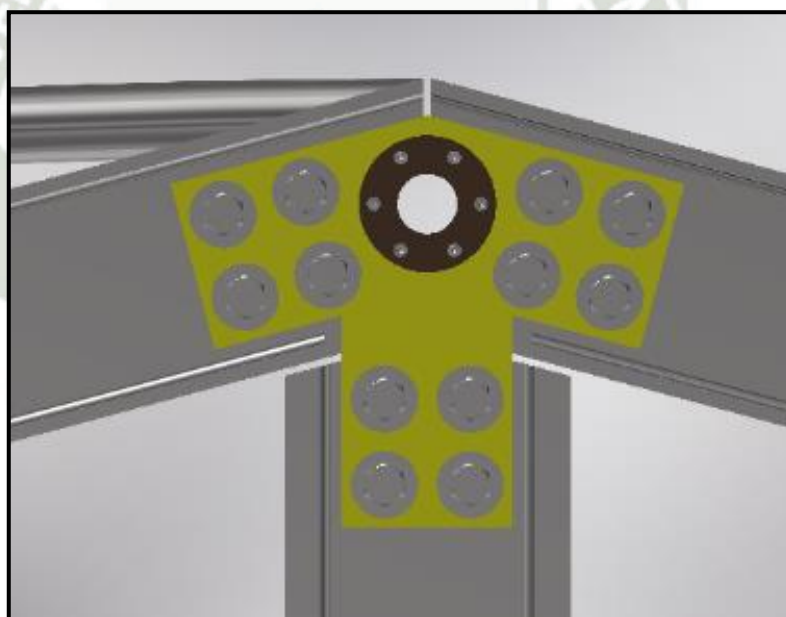


Fig. 115 Unión tipo 4.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.11.2.5. Cálculo de la Unión 5

Hace referencia a la unión entre la “estructura radial” y la estructura “conector de anillos”.

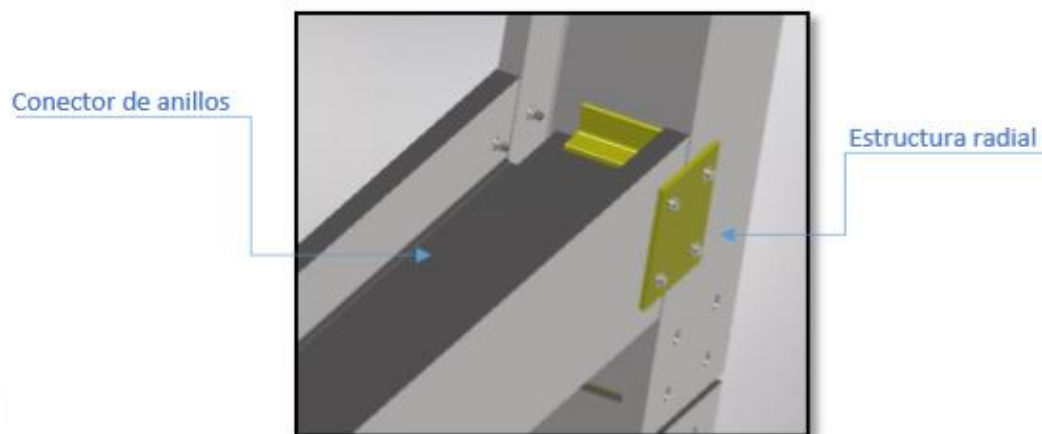


Fig. 116 Ejemplo de unión 5.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

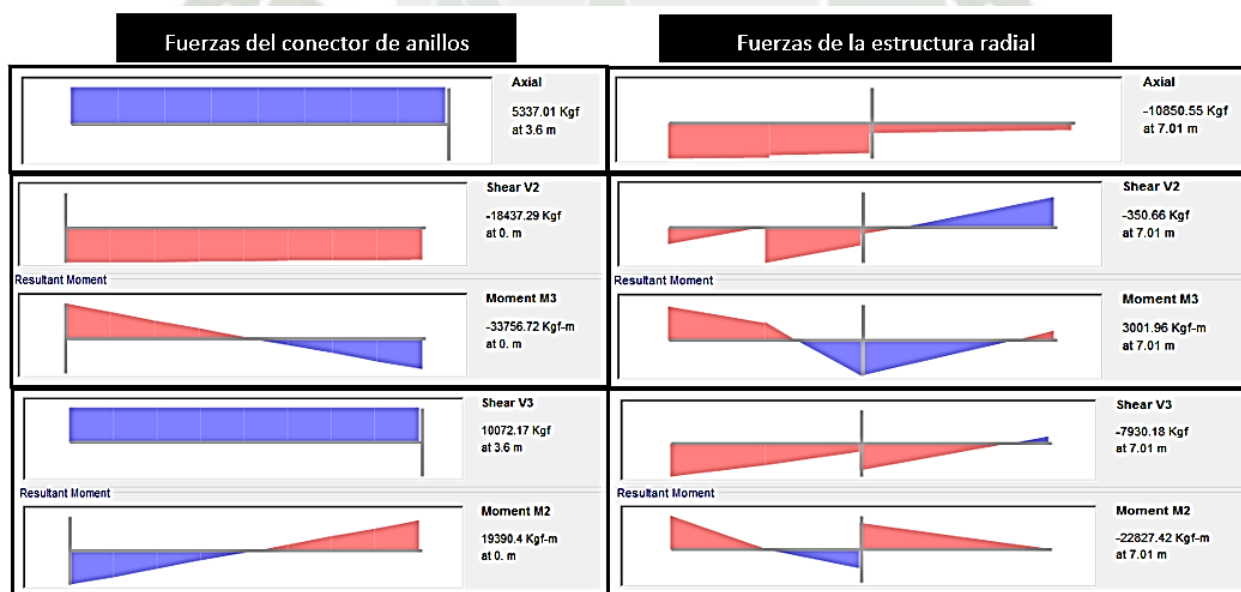


Fig. 117 Fuerzas que intervienen en la unión 5.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

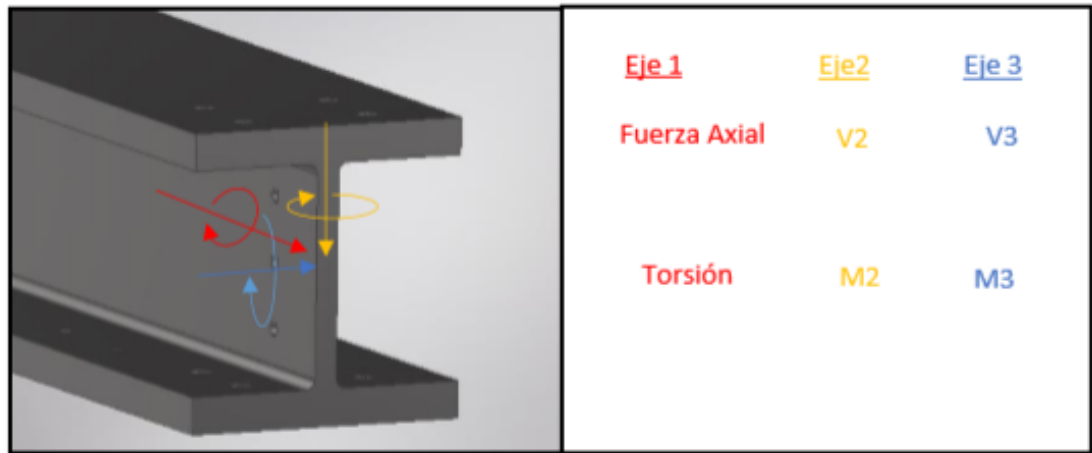


Fig. 118 Distribución de fuerzas en perfiles.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Como la estructura gira, según su posición se alterna la posición del Eje 2 y Eje 3. Por ello se considera el mayor de ellos y de las fuerzas mostradas anteriormente y se obtiene una fuerza resultante por cada tipo de estructura:

$$F_{R(CER)} = \sqrt{5337.01^2 + 18437.29^2}$$

$$= 19194.2 \text{ kgf con un ángulo de } 16.14^\circ$$

$$F_{R(ER)} = \sqrt{10850.55^2 + 7930.18^2}$$

$$= 13439.58 \text{ kgf con un ángulo de } 53.84^\circ$$

Las fuerzas que controlan el diseño por cada estructura son:

- Fuerza a cortante de la estructura radial: 13439.58 kgf (29.6 kip).
- Fuerza a cortante del anillo exterior: 19194.2 kgf (42.31 kip).
- Momento₃: 33756.72 kgf-m (2929.9 kip-in).

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14x283:

A: 83.3 in ²	t _w : 1.29 in
d: 16.7 in	t _f : 2.07 in
b _f : 16.1 in	b _f /d=0.964

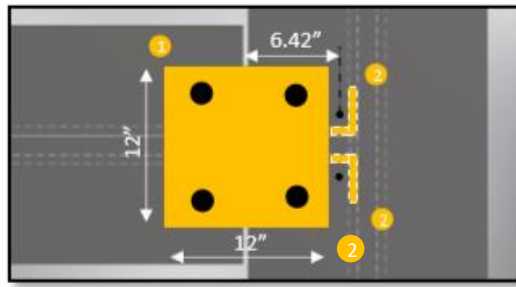


Fig. 119 Geometría esquemática para inicio de cálculos de la unión 5.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con planchas de espesor de $\frac{1}{2}$ " y un perfil L4x4x1/2".

$$I_1 = \left(\frac{12in * (12in)^3}{12} + 12in * 12in * \left(1.18in + 6.42in + \frac{1.29in}{2} \right)^2 \right) * 2 = 23034.25 in^4$$

$$I_2 = \left(5.52in^4 + 3.75 in^2 * \left(1.18in + \frac{1.29in}{2} \right)^2 \right) * 2 = 36.02 in^4$$

Se distribuye el momento en todas las uniones:

$$M_d = M_{d1} + M_{d2}$$

$$M_{d1} = M_d * \frac{I_1}{I_1 + I_2} = 2929.9 kip - in * \frac{23034.25 in^4}{23034.25 in^4 + 36.02 in^4} = 2925.36 kip - in$$

$$M_{d2} = M_d * \frac{I_2}{I_1 + I_2} = 2929.9 kip - in * \frac{36.02 in^4}{23034.25 in^4 + 36.02 in^4} = 4.54 kip - in$$

a) Diseño de la unión de las alas:

Diámetro y Cantidad de pernos

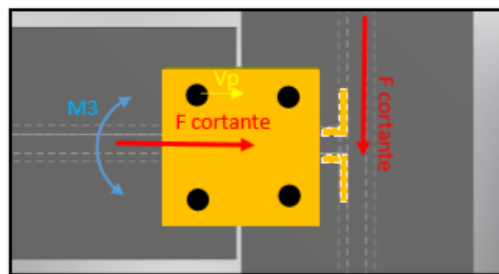


Fig. 120 Fuerzas que intervienen en el ala de la unión 5.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De manera crítica asumimos que el perno puede estar a 2.5" del borde del patín por lo que:

$$M_p = V_p * d \rightarrow 2925.36kip - in = V_p * (16.1in - 2.5in) \rightarrow V_p = 215.1kip$$

$$F_{cortante\ resultante\ por\ perno} = F_a = \frac{\sqrt{29.6^2 + 42.31^2}}{4} = \frac{51.64kip}{4} = 12.91kip$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es:

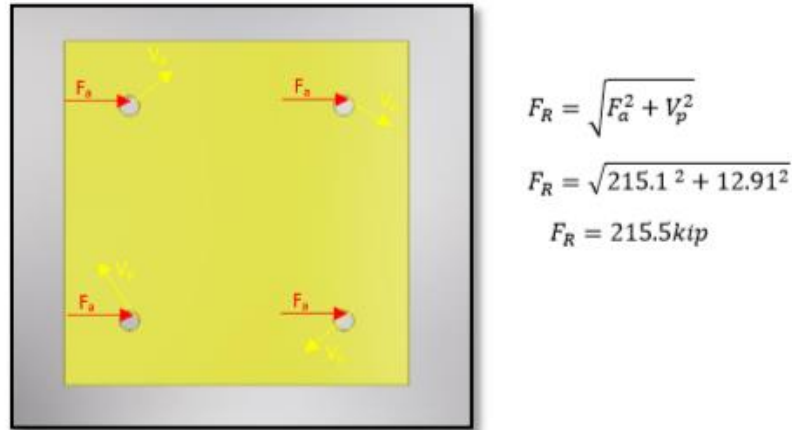


Fig. 121 Fuerzas cortantes en la plancha del ala de la unión 5.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi. De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$215.5\ kip \leq 0.75 * 54ksi * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 5.32\ in^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 32: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 5

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
28	0.5	5.50
18	0.625	5.52
13	0.75	5.74
9	0.875	5.41
7	1	5.50
6	1.125	5.96
5	1.25	6.14
4	1.5	7.07

Se selecciona 4 pernos de Ø1.5” de calidad A325.

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 2 * (1.5in + 0.125in)) * t = (W - 3.25)t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 3.25)t = \left(\frac{3W}{4} - 2.44\right)t$$

$$\rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$51.64 \leq 0.75 * 58ksi * \left(\frac{3W}{4} - 2.44\right)t$$

$$1.19 \leq \left(\frac{3W}{4} - 2.44\right)t$$

Tabla 33: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 5 del ala

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W _{min}	t	ØP _n
16	0.125	1.20
9.7	0.25	1.21
7.5	0.375	1.19
6.5	0.5	1.22
5.8	0.625	1.19
5.4	0.75	1.21
5.1	0.875	1.21
4.9	1	1.24

Se selecciona un $W \geq 9.7\text{in}$ y $t: 0.25''$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$215.5 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.5\text{in} + 0.125\text{in}}{2} \right) * \frac{1}{4} \text{in} * 58\text{ksi} \right. \\ \left. * 4; 2.4 * 1.5\text{in} * \frac{1}{4} \text{in} * 58\text{ksi} * 4 \right)$$

$$215.5\text{kip} \leq \min \left[104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.8125\text{in}) \quad ; \quad 156.6 \text{ klbf} \right]$$

NO CUMPLE >>>> Aumentar espesor

Se selecciona un $W \geq 7.5\text{in}$ y $t: 0.375''$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$215.5 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.5\text{in} + 0.125\text{in}}{2} \right) * \frac{3}{8} \text{in} * 58\text{ksi} \right. \\ \left. * 4; 2.4 * 1.5\text{in} * \frac{3}{8} \text{in} * 58\text{ksi} * 4 \right)$$

$$215.5\text{kip} \leq \min \left[78.3 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} \right. \\ \left. * (B - 0.8125\text{in}) \quad ; \quad 234.9 \text{ klbf} \right] \text{ **CUMPLE**}$$

$$\rightarrow 215.5 \text{ kip} \leq 104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.8125\text{in})$$

$$B \geq 3.56 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 3.6$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 7.2$, de acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \quad \rightarrow \quad W \geq 7.2 + 2 * 3.6 \text{ in} \quad \rightarrow \quad W \geq 14.4 \text{ in}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$12.91 \leq 0.9 * 36ksi * W * 0.375in$$

$$W \geq 1.06 \text{ in } \textbf{CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de 3/8" con $W \geq 14.4''$, $A \geq 3.6$ y $B \geq 7.2$



Fig. 122 Distancia entre alma perfil W y perno del ala de la unión 5 con PL 3/8".

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Según la tabla N°2: $A \geq 4-7/8''$ y $B \geq 2-7/8$ **NO CUMPLE**

>>>> Aumentar espesor

Se selecciona un $W \geq 6.5in$ y $t: 0.5''$.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$215.5 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.5in + 0.125in}{2} \right) * \frac{1}{2}in * 58ksi \right. \\ \left. * 4; 2.4 * 1.5in * \frac{1}{2}in * 58ksi * 4 \right)$$

$$215.5 \text{ kip} \leq \min \left[104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.8125 \text{ in}) \quad ; \quad 313.2 \text{ klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 215.5 \text{ kip} \leq 104.4 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.8125 \text{ in})$$

$$B \geq 2.87 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 3$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 6$, de acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 6 + 2 * 3 \text{ in} \rightarrow W \geq 12 \text{ in}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$51.64 \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.5 \text{ in}$$

$$W \geq 3.2 \text{ in} \text{ CUMPLE}$$

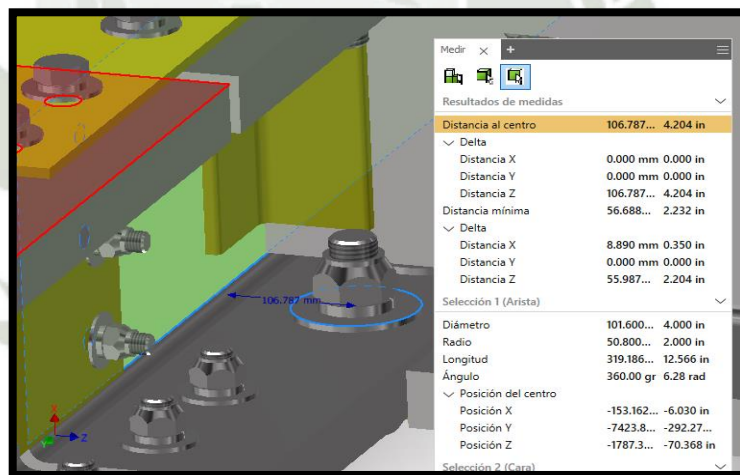


Fig. 123 Distancia entre alma perfil W y perno del ala de la unión 5 con PL 1/2".

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Según la tabla N°2: $A \geq 4-7/8"$ y $B \geq 2-7/8$ **CUMPLE**

Se utiliza plancha de 3/8" con $W \geq 12"$, $A \geq 3"$ y $B \geq 6"$.

b) Diseño de la unión del alma:

Diámetro y Cantidad de pernos

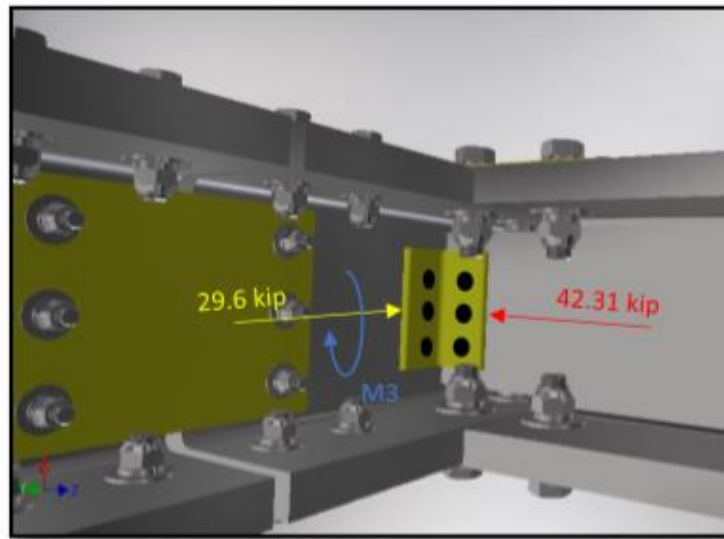


Fig. 124 Fuerzas que intervienen en el alma de la unión 5.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De las fuerzas mostradas las que gobiernan el diseño son:

- Fuerza a cortante de los pernos: 42.31 kip
- Momento₃: 33756.72 kgf-m (2929.9 kip-in).

De manera crítica asumimos que el perno se encuentra a 80 mm del borde del patín y al borde del perfil L por lo que:

$$\begin{aligned} M_{d2} &= V_a * d \rightarrow 4.54 \text{ kip} - \text{in} \\ &= V_a * \sqrt{\left(\frac{80\text{mm} * 2}{25.4}\right)^2 + \left(4'' + 1.18\text{in} + \frac{1.29\text{in}}{2}\right)^2} \\ &\rightarrow V_a = 0.53 \text{ kip} \end{aligned}$$

Supongamos inicialmente que tiene 3 pernos por ala:

$$F_{\text{cortante resultante por perno}} = F_{a2} = 42.31\text{kip} + 0.53\text{kip} = 42.84\text{kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es 77.56 kip. Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi.

De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = 2 * \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$42.84 \text{ kip} \leq 2 * 0.75 * 54 \text{ ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 0.53 \text{ in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 34: Posibles cantidades y diámetros de pernos del alma para la unión 5

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
3	0.5	0.59
2	0.625	0.61
2	0.75	0.88
1	0.875	0.60
1	1	0.79
1	1.125	0.99
1	1.25	1.23
1	1.5	1.77

Se selecciona 2 pernos de Ø3/4” de calidad A325.

Distancia entre pernos y selección de perfil

De la tabla 5.2 de “Esfuerzo permisible y Fuerza axial” del LRFD 14th, se selecciona el siguiente perfil:

Table 5-2 (continued) Available Strength in Axial Tension Angles						
$F_y = 36 \text{ ksi}$ $F_u = 58 \text{ ksi}$		$A_g = 0.75 A_g$		Angles		
Shape	Gross Area, A_g in. ²	$A_g = 0.75 A_g$ in. ²	Yielding kips		Rupture kips	
			P_u / ϕ_t	$\phi_t P_n$	P_u / ϕ_t	$\phi_t P_n$
L3x3x1/2	2.76	2.07	59.5	89.4	60.0	90.0
x2/16	2.43	1.82	52.4	78.7	52.8	79.2
x1/4	2.11	1.58	45.5	68.4	45.8	68.7
x3/8	1.78	1.34	38.4	57.7	38.9	58.3
x1/2	1.44	1.08	31.0	46.7	31.3	47.0
x5/8	1.09	0.818	23.5	35.3	23.7	35.5

Fig. 125 Selección del perfil L para el alma de la unión 5.

Fuente: Manual of Steel Construction

Autor: AISI

Se selecciona un perfil L3x3x1/4”

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$42.84 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{0.75 \text{ in} + 0.0625 \text{ in}}{2} \right) * \frac{1}{4} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2; 2.4 * \frac{3}{4} \text{ in} * \frac{1}{4} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2 \right)$$

$$42.84 \text{ kip} \leq \min \left[26.1 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in}) \quad ; \quad 39.15 \text{ klbf} \right]$$

NO CUMPLE

>>>> Aumentar espesor del perfil

De la figura anterior se selecciona un perfil L3x3x5/16”

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$42.84 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{0.75 \text{ in} + 0.0625 \text{ in}}{2} \right) * \frac{5}{16} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2; 2.4 * \frac{3}{4} \text{ in} * \frac{5}{16} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2 \right)$$

$$42.84 \text{ kip} \leq \min \left[32.625 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in}) \quad ; \quad 48.93 \text{ klbf} \right]$$

NO CUMPLE

$$\rightarrow 42.84 \text{ kip} \leq 32.63 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in})$$

$$B \geq 1.72 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 1.8$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 3.6$ De acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \quad \rightarrow \quad W \geq 3.6 \text{ in} + 2 * 1.8 \text{ in} \quad \rightarrow \quad W \geq 7.2 \text{ in}$$

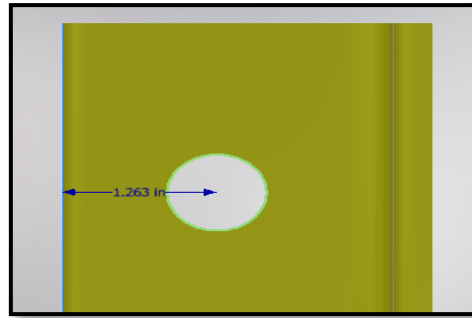


Fig. 126 Distancia del agujero al borde de la unión 5 con L3x3x5/16

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La distancia mostrada no cumple con el requerimiento mínimo (1.8”), por lo que seleccionamos el perfil L4x4x5/16”:

Table 5-2 (continued)
Available Strength in Axial Tension
Angles

$F_y = 36 \text{ ksi}$
 $F_u = 58 \text{ ksi}$

L4-L3 1/2

Shape	Gross Area, A_g in. ²	$A_n = 0.75A_g$ in. ²	Yielding kips		Rupture kips	
			$P_n/1.2$	$\phi_t P_n$	$P_n/1.2$	$\phi_t P_n$
			ASD	LRFD	ASD	LRFD
L4x4x3/4	5.44	4.08	117	176	118	177
x5/8	4.61	3.46	99.4	149	100	151
x1/2	3.75	2.81	80.8	122	81.5	122
x7/16	3.30	2.48	71.1	107	71.9	108
x5/16	2.86	2.15	61.7	92.7	62.4	93.5
x3/8	2.40	1.80	51.7	77.8	52.2	78.3
x1/4	1.93	1.45	41.6	62.5	42.1	63.1

Fig. 127 Perfiles L 4x4 para seleccionar

Fuente: Manual of Steel Construction

Autor: AISC

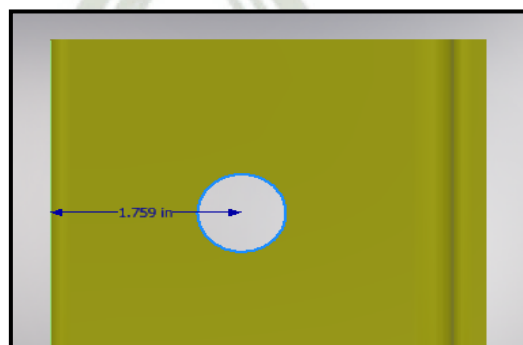


Fig. 128 Distancia del agujero al borde de la unión 5 con L4x4x5/16

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La distancia mostrada no cumple con el requerimiento mínimo (1.8”), por lo que seleccionamos el perfil L4x4x3/8”:

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * l_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$42.84 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{0.75 \text{ in} + 0.0625 \text{ in}}{2} \right) * \frac{3}{8} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2; 2.4 * \frac{3}{4} \text{ in} * \frac{3}{8} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2 \right)$$

$$42.84 \text{ kip} \leq \min \left[39.15 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in}) ; 58.72 \text{ klbf} \right] \text{ CUMPLE}$$

$$\rightarrow 42.84 \text{ kip} \leq 39.15 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in})$$

$$B \geq 1.5 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 1.6$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 3.2$. De acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 3.2 \text{ in} + 2 * 1.6 \text{ in} \rightarrow W \geq 6.4 \text{ in}$$

Se utiliza perfil L 4 x 4 x 3/8” con $W \geq 6.4$ ”, $A \geq 3.2$ y $B \geq 1.6$

- Corroboración de resistencia del perfil

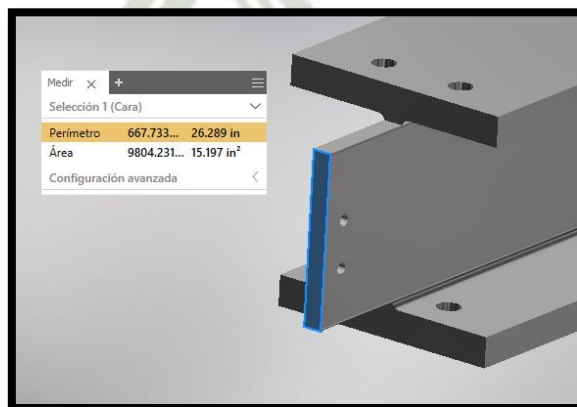


Fig. 129 Área de la sección crítica del perfil 14x283 en la unión 5

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La resistencia diseño a cortante del perfil:

$$\phi P_n = \phi * F_y * A_g \geq 77.53 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 0.9 * 36 \text{ ksi} * 15.2 \text{ in}^2 \geq 77.53 \text{ kip} = 492.48 \text{ klpf} \geq 42.84 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

La resistencia de diseño a rotura del perfil considerando los agujeros:

$$A_n = 15.2 \text{ in}^2 - 2 * 0.875 \text{ in} * 1.29 \text{ in} \rightarrow A_n = 12.94 \text{ in}^2$$

$$\rightarrow A_e = U * A_n \rightarrow A_e = 0.75 * 12.94 = 9.71 \text{ in}^2$$

$$\rightarrow \phi P_n = F_u * A_e * \phi \geq 42.84 \text{ kip} \quad \phi P_n = 58 \text{ ksi} * 9.71 \text{ in}^2 * 0.75 \geq 77.53 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 422.25 \text{ klpf} \geq 77.53 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

- Resumen de la unión 5

A continuación, se muestra el resumen de los detalles de la Unión #5

Tabla 35: Características de la unión 5

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN	
PERNOS	Cantidad (#P)	4und	4 und
	Diámetro (d)	Ø1.5"	Ø3/4"
	Diámetro de los agujeros (d _h)	Ø1.625"	Ø13/16"
	Calidad	A325	A325
	Distancia entre pernos (A)	6"	3.2"
	Distancia a los bordes (B)	3"	1.6"
PLANCHA	Material	ASTM A-36	ASTM A-36
	Espesor (e)	1/2"	3/8"
	Ancho (W)	12in	7.2"
	Largo (L)	315 mm	L4x4x3/8"

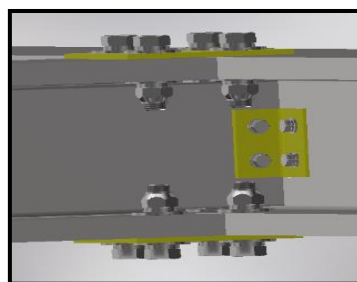


Fig. 130 Unión tipo 5

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.11.2.6. Cálculo de la Unión 6

Hace referencia a la unión entre la “estructura radial” y la estructura “conector de anillos”.

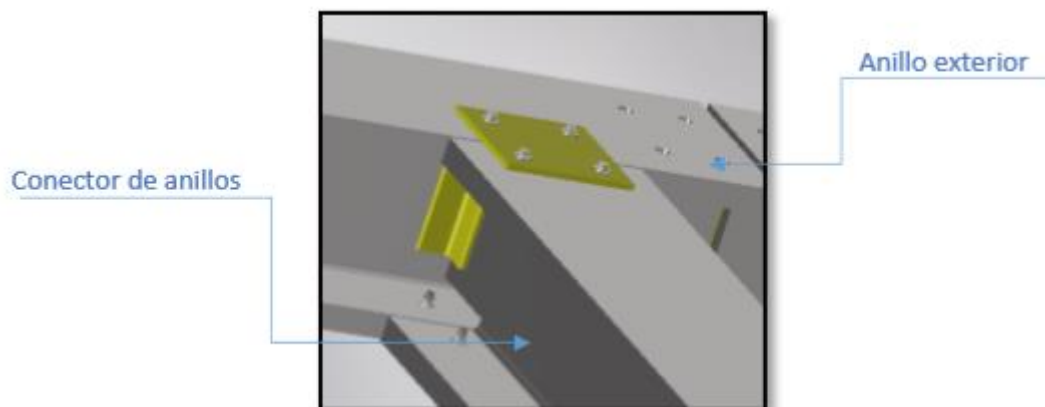


Fig. 131 Ejemplo de unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

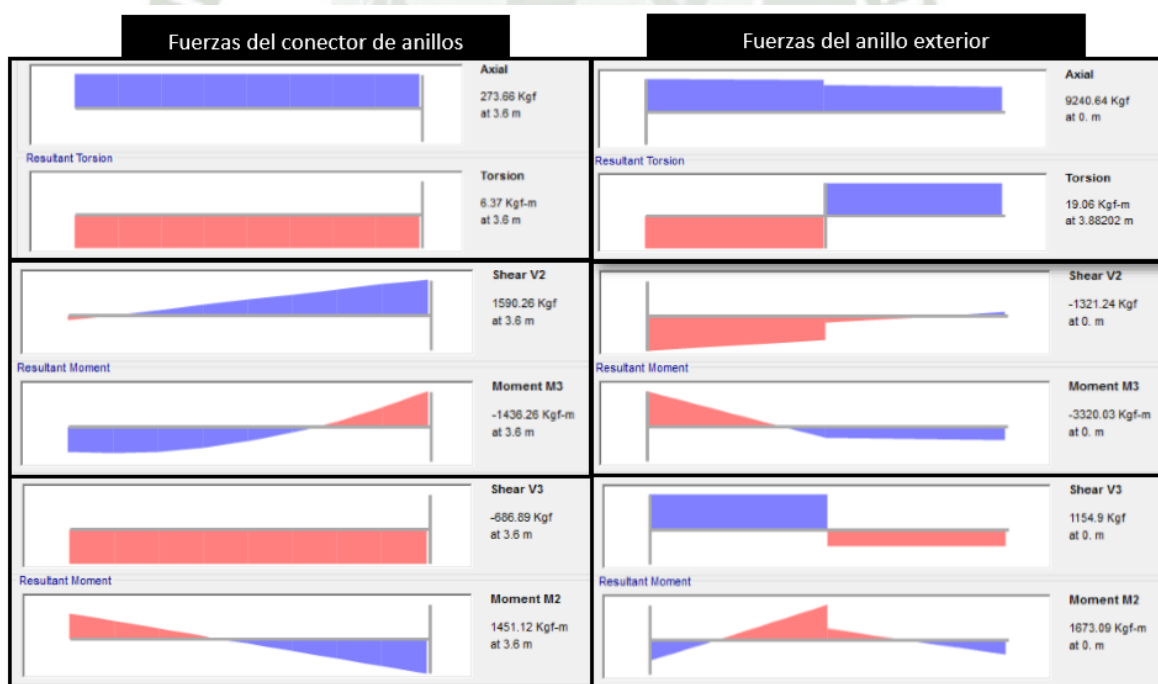


Fig. 132 Fuerzas aplicadas en la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.



Fig. 133 Distribución de fuerzas en perfiles

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Como la estructura gira, según su posición se alterna la posición del Eje 2 y Eje 3. Por ello se considera el mayor de ellos y de las fuerzas mostradas anteriormente se obtiene una fuerza resultante por cada tipo de estructura:

$$F_{R(CAE)} = \sqrt{273.66^2 + 1590.26^2} = 1613.65 \text{ kgf con un angulo de } 9.75^\circ$$

$$F_{R(AE)} = \sqrt{9240.64^2 + 1321.24^2} = 9334.62 \text{ kgf con un angulo de } 81.86^\circ$$

Las fuerzas que controlan el diseño por cada estructura son:

- Fuerza a cortante del conector de anillos: 1613.65 kgf (3.56 kip).
- Fuerza a cortante del anillo exterior: 9334.62 kgf (20.58 kip).
- Momento₃: 3320.03 kgf-m (288.17 kip-in).

De tabla se obtiene los siguientes datos del perfil W14*82:

$$A: 24 \text{ in}^2$$

$$t_w: 0.51 \text{ in}$$

$$d: 14.3 \text{ in}$$

$$t_f: 0.855 \text{ in}$$

$$b_f: 10.1 \text{ in}$$

$$b_f/d = 0.71$$

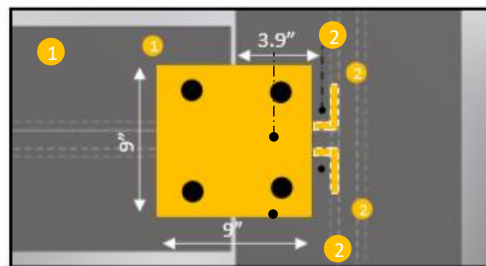


Fig. 134 Geometría esquemática para inicio de cálculos de la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con planchas de espesor de ½” y un perfil L4x4x1/2”.

$$I_1 = \left(\frac{9in * (9in)^3}{12} + 9in * 9in * \left(1.18in + 3.9in + \frac{0.51in}{2} \right)^2 \right) * 2 = 1150.43 in^4$$

$$I_2 = \left(5.52in^4 + 3.75 in^2 * \left(1.18in + \frac{0.51in}{2} \right)^2 \right) * 2 = 26.48 in^4$$

Se distribuye el momento en todas las uniones:

$$M_d = M_{d1} + M_{d2}$$

$$M_{d1} = M_d * \frac{I_1}{I_1 + I_2} = 288.17 kip - in * \frac{1150.43 in^4}{1150.43 in^4 + 26.48 in^4}$$

$$= 281.68 kip - in$$

$$M_{d2} = M_d * \frac{I_2}{I_1 + I_2} = 288.17 kip - in * \frac{26.48 in^4}{1150.43 in^4 + 26.48 in^4}$$

$$= 6.49 kip - in$$

a) Diseño de la unión de las alas

Diámetro y Cantidad de pernos

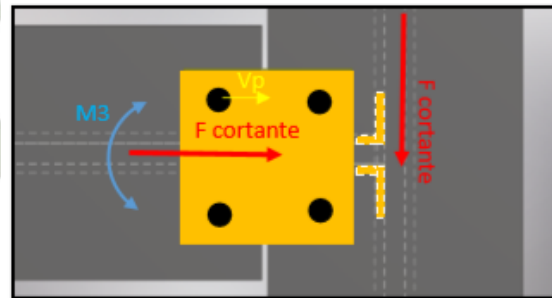


Fig. 135 Fuerzas que intervienen en el ala de la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De manera crítica asumimos que el perno puede estar a 2.5” del borde del patín por lo que:

$$M_p = V_p * d \quad \rightarrow \quad 281.68kip - in = V_p * (10.1in - 2.5in)$$

$$\rightarrow \quad V_p = 37.1kip$$

$$F_{\text{cortante resultante por perno}} = F_a = \frac{\sqrt{20.58^2 + 3.56^2}}{4} = \frac{43.15 \text{kip}}{4} = 20.89 \text{kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es:

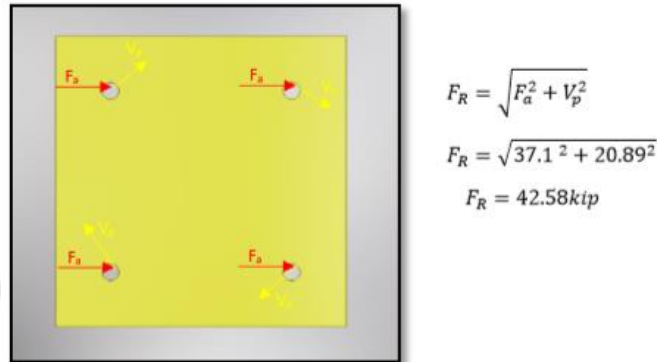


Fig. 136 Fuerzas cortantes en la plancha del ala de la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi. De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$42.58 \text{ kip} \leq 0.75 * 54 \text{ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 1.05 \text{ in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros para que cumplan con el requerimiento:

Tabla 36: Posibles cantidades y diámetros de pernos del ala para la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
6	0.5	1.18
4	0.625	1.23
3	0.75	1.33
2	0.875	1.20
2	1	1.57
2	1.125	1.99
1	1.25	1.23
1	1.5	1.77

Se selecciona 4 pernos de Ø5/8” de calidad A325.

Ancho de la plancha, Distancia entre pernos y Espesor de la plancha

Con la fórmula de la resistencia a la ruptura por tensión de las placas se obtiene el ancho mínimo (W) y espesor mínimo (t):

$$A_n = (W - 2 * (0.625in + 0.0625in)) * t = (W - 1.375)t$$

$$A_e = U * A_n = 0.75 * (W - 1.375)t = \left(\frac{3W}{4} - 1.03\right)t$$

$$\Rightarrow \phi P_n = \phi F_u * A_e$$

$$43.15 \text{ kip} \leq 0.75 * 58 \text{ ksi} * \left(\frac{3W}{4} - 1.03\right)t$$

$$0.99 \leq \left(\frac{3W}{4} - 1.03\right)t$$

Tabla 37: Diversos espesores de plancha y espesores para la unión 6 del ala

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

W _{min}	t	ØP _n
12	0.125	1.00
7	0.25	1.06
5	0.375	1.02
4.5	0.5	1.17
3.5	0.625	1.00
3.5	0.75	1.20
3	0.875	1.07
3	1	1.22

Se selecciona un W ≥ 5in y t: 0.375”.

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * \text{menor}[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$42.58 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{1.5in + 0.125in}{2} \right) * \frac{3}{8}in * 58ksi \right. \\ \left. * 4; 2.4 * 1.5in * \frac{3}{8}in * 58ksi * 4 \right)$$

$$42.58 \text{ kip} \leq \min \left[78.3 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.344 \text{ in}) \quad ; \quad 97.87 \text{ klbf} \right]$$

CUMPLE

$$\Rightarrow 42.58 \text{ kip} \leq 78.3 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.344 \text{ in})$$

$$B \geq 0.89 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 1$, por ende espacio entre pernos $A \geq 2$, de acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \quad \rightarrow \quad W \geq 2 + 2 * 1 \text{ in} \quad \rightarrow \quad W \geq 3 \text{ in}$$

Con la fórmula de la fluencia de la placa se corrobora el de ancho mínimo:

$$\phi P_n = \phi F_y * A_g$$

$$43.15 \leq 0.9 * 36 \text{ ksi} * W * 0.375 \text{ in}$$

$$W \geq 3.6 \text{ in} \quad \text{CUMPLE}$$

Se utiliza plancha de 3/8" con $W \geq 5"$, $A \geq 2$ y $B \geq 1$

b) Diseño de la unión del alma

Diámetro y Cantidad de pernos

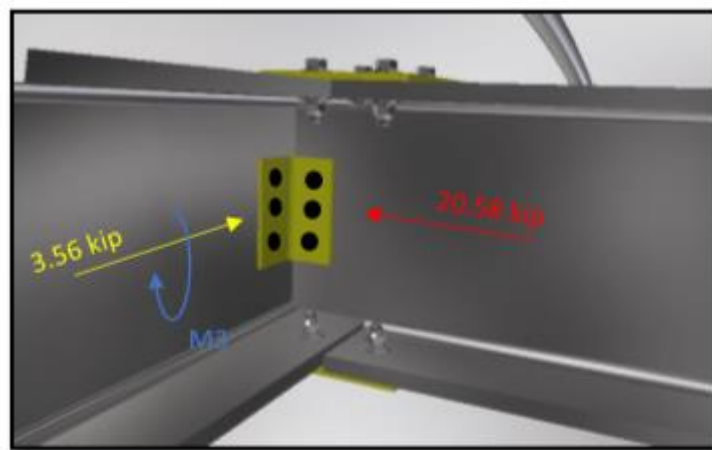


Fig. 137 Fuerzas que intervienen en el alma de la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De las fuerzas mostradas las que gobiernan el diseño son:

- Fuerza a cortante de los pernos: 20.58 kip
- Momento₃: 3320.03 kgf-m (288.17 kip-in).

De manera crítica asumimos que el perno se encuentra a 80 mm del borde del patín y al borde del perfil L por lo que:

$$M_{d2} = V_a * d \rightarrow 6.49 \text{ kip} - \text{in}$$

$$= V_a * \sqrt{\left(\frac{80\text{mm} * 2}{25.4}\right)^2 + \left(4" + 1.18\text{in} + \frac{0.51\text{in}}{2}\right)^2} \rightarrow V_a = 0.78 \text{ kip}$$

Supongamos inicialmente que tiene 2 pernos por ala:

$$F_{\text{cortante resultante por perno}} = F_{a2} = 20.58\text{kip} + 0.78\text{kip} = 21.36\text{kip}$$

La fuerza cortante que debe resistir todos los pernos es 21.36 kip. Se inicia el cálculo con pernos de calidad A325. En caso crítico se indica que la rosca está incluida en el plano de corte, por lo que F_{nv} es 54 ksi.

De la fórmula de resistencia a cortante de los pernos, obtenemos el diámetro mínimo de los pernos:

$$\phi R_n = 2 * \phi F_{nv} * A_b * \#P$$

$$21.36 \text{ kip} \leq 2 * 0.75 * 54\text{ksi} * A_b * \#P$$

$$A_b * \#P \geq 0.27 \text{ in}^2$$

Se plantea diferentes cantidades de pernos y diámetros:

Tabla 38: Posibles cantidades y diámetros de pernos del alma para la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

#P	Ø	Ab
2	0.5	0.39
1	0.625	0.31
1	0.75	0.44
1	0.875	0.60
1	1	0.79
1	1.125	0.99
1	1.25	1.23
1	1.5	1.77

Para utilizar el mismo perno que el ala. Se selecciona 2 pernos de Ø5/8” de calidad A325.

Distancia entre pernos y selección de perfil

De la tabla 5.2 de “Esfuerzo permisible y Fuerza axial” del LRFD 14th, se selecciona el siguiente perfil:

Shape	Gross Area, A_g in. ²	$A_n = 0.75A_g$ in. ²	Yielding kips		Rupture kips	
			P_n/Ω_t	$\phi_t P_n$	P_n/Ω_t	$\phi_t P_n$
			ASD	LRFD	ASD	LRFD
L4x4x¼	5.44	4.08	117	176	118	177
x⅝	4.61	3.46	99.4	149	100	151
x½	3.75	2.81	80.8	122	81.5	122
x⅞	3.30	2.48	71.1	107	71.9	108
x¾	2.86	2.15	61.7	92.7	62.4	93.5
x⅝	2.40	1.80	51.7	77.8	52.2	78.3
x¼	1.93	1.45	41.6	62.5	42.1	63.1

Fig. 138 Perfiles L 4x4 para seleccionar

Fuente: Manual of Steel Construction

Autor: AISC

Se selecciona un perfil L4x4x3/8”

De la fórmula de resistencia por aplastamiento del perno se obtiene que la distancia mínima al borde (B) debe ser:

$$\phi R_n = 0.75 * menor[1.2 * I_c * t * F_u * \#P; 2.4 * d * t * F_u * \#P]$$

$$21.36 \text{ kip} \leq 0.75$$

$$* \min \left(1.2 * \left(B - \frac{0.625 \text{ in} + 0.0625 \text{ in}}{2} \right) * \frac{3}{8} \text{ in} \right. \\ \left. * 58 \text{ ksi} * 2; 2.4 * \frac{5}{8} \text{ in} * \frac{3}{8} \text{ in} * 58 \text{ ksi} * 2 \right)$$

$$21.36 \text{ kip} \leq \min \left[78.3 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in}) \quad ; \quad 97.86 \text{ klbf} \right]$$

CUMPLE

$$\Rightarrow 21.36 \text{ kip} \leq 78.3 \frac{\text{klbf}}{\text{in}} * (B - 0.40625 \text{ in})$$

$$B \geq 0.62 \text{ in}$$

Entonces se considera el ancho al borde $B \geq 1$, por ende, espacio entre pernos $A \geq 2$ De acuerdo a estas medidas se obtiene una restricción de ancho de plancha:

$$W \geq A + 2 * B \rightarrow W \geq 2in + 2 * 1 in \rightarrow W \geq 5 in$$

Se utiliza perfil $L 4 \times 4 \times 3/8''$ con $W \geq 5''$, $A \geq 2$ y $B \geq 1$

- Corroboración del perfil:

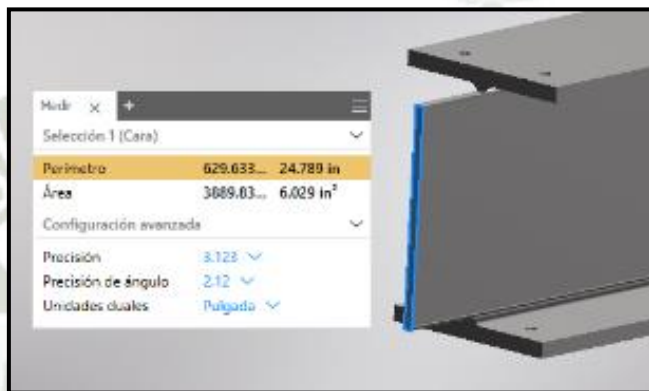


Fig. 139 Área de la sección crítica del perfil 14x82 de la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La resistencia diseño a cortante del perfil:

$$\phi P_n = \phi * F_y * A_g \geq 21.36 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 0.9 * 36 \text{ ksi} * 6.03 \text{ in}^2 \geq 21.36 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 195.37 \text{ klpf} \geq 21.36 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

La resistencia de diseño a rotura del perfil considerando los agujeros:

$$A_n = 6.03 \text{ in}^2 - 2 * 0.6875 \text{ in} * 0.51 \text{ in} \rightarrow A_n = 5.33 \text{ in}^2$$

$$A_e = U * A_n \rightarrow A_e = 0.75 * 5.33 = 4 \text{ in}^2$$

$$\Rightarrow \phi P_n = F_u * A_e * \phi \geq 21.36 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 58 \text{ ksi} * 4 \text{ in}^2 * 0.75 \geq 21.36 \text{ kip}$$

$$\phi P_n = 173.85 \text{ klpf} \geq 21.36 \text{ kip} \text{ CUMPLE}$$

- **Resumen de la unión 6**

A continuación, se muestra el resumen de los detalles de la Unión #6.

Tabla 39: Características de la unión 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN	
		Ala/Patín	Alma
PERNOS	Cantidad (#P)	4und	4 und
	Diámetro (d)	Ø5/8"	Ø5/8"
	Diámetro de los agujeros (d _h)	Ø11/16"	Ø11/16"
	Calidad	A325	A325
	Distancia entre pernos (A)	5.5"	3"
	Distancia a los bordes (B)	2"	1.5"
PLANCHA	Material	ASTM A-36	ASTM A-36
	Espesor (e)	3/8"	3/8"
	Ancho (W)	9.5"	6"
	Largo (L)	200 mm	L4x4x3/8"

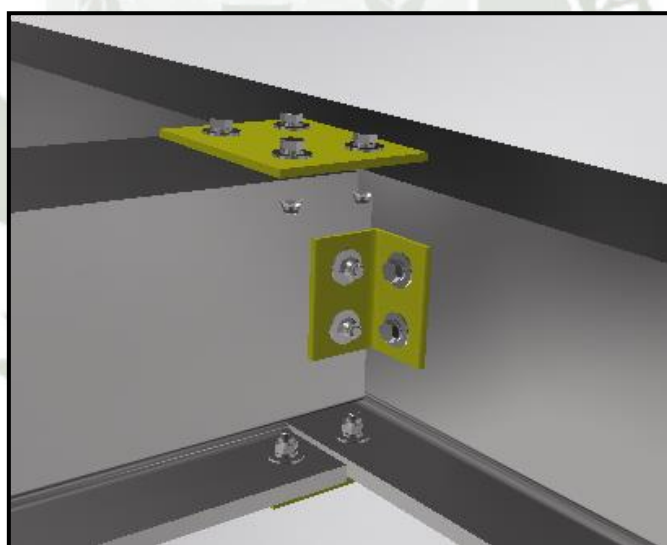


Fig. 140 Unión tipo 6

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.11.2.7. Resumen

En el siguiente cuadro se muestra el resumen de las uniones:

Tabla 40: Cuadro Resumen de las Características de las uniones

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

ESPECIFICACIÓN		DESCRIPCIÓN								
		Unión 1	Unión 2		Unión 3	Unión 4	Unión 5		Unión 6	
			Patin	Alma			Patin	Alma	Patin	Alma
PERNOS	Cantidad (#P)	4 und	16 und	6 und	6 und	12 und	4 und	4 und	4und	4 und
	Diámetro (d)	Ø1.25"	Ø1"	Ø3/4"	Ø3/4"	Ø1.5"	Ø1.5"	Ø3/4"	Ø5/8"	Ø5/8"
	Diámetro de los agujeros (d _h)	Ø1.375"	Ø1.125"	Ø13/16"	Ø13/16"	Ø1.625"	Ø1.625"	Ø13/16"	Ø11/16"	Ø11/16"
	Calidad	A325	A325	A325	A325	A325	A325	A325	A325	A325
	Distancia entre pernos (A)	5.2"	7.5"	3.6"	4.5"	5"	6"	3.2"	5.5"	3"
	Distancia a los bordes (B)	2.6"	2.5"	1.8"	1.5"	2.5"	3"	1.6"	2"	1.5"
PLANCHAS	Material	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36	ASTM A-36
	Espesor (e)	1/2"	3/8"	3/8"	1/2"	5/8"	1/2"	3/8"	3/8"	3/8"
	Ancho (W)	10.5 in	12.5in	11 in	12in	10"	12"	7.2"	9.5"	6"
	Largo (L)	540mm	550 mm	380mm	215mm	500mm	315 mm	L4x4x3/8"	200 mm	L4x4x3/8"



3.4.12. Diseño de Ejes

Se calcularán 3 ejes para el ferri, el eje central sobre el cual girara toda la rueda, el eje sobre el cual girarán las cabinas y el eje de salida del reductor en la transmisión mecánica.

3.4.12.1.Eje central sobre el cual girara la rueda del Ferri

3.4.12.1.1. Cálculo Mecánico

El diagrama del eje se presenta a continuación y se toman las cargas de acuerdo a los siguientes criterios:

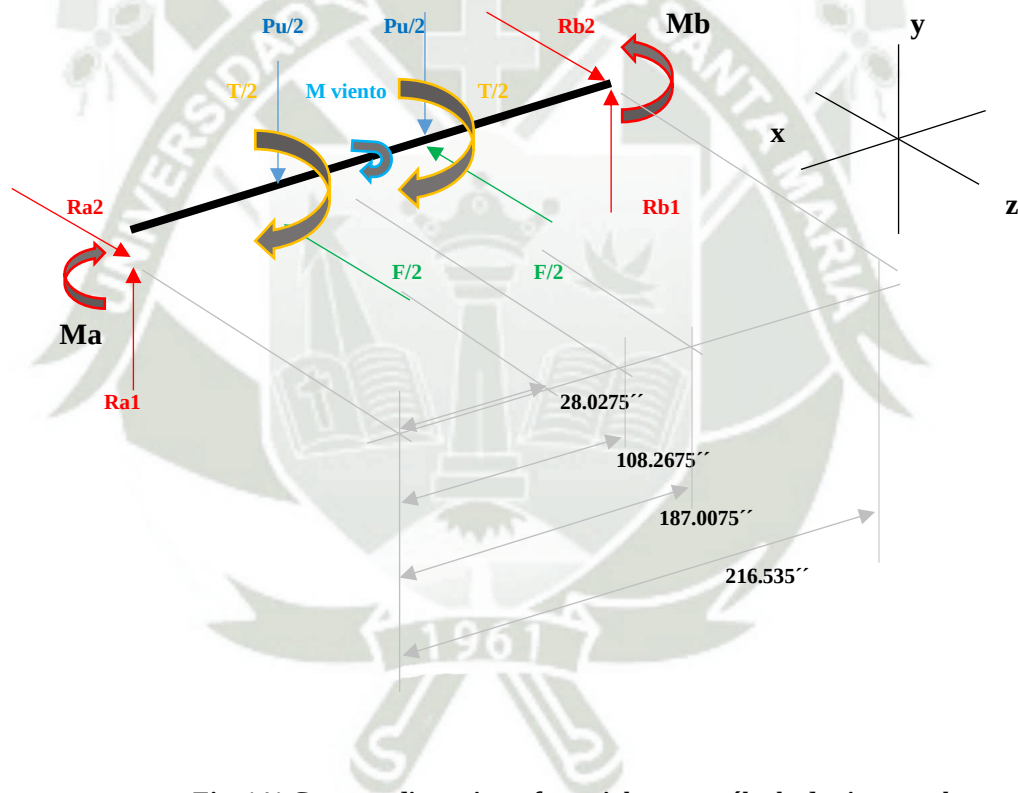


Fig. 141 Cargas y distancias referenciales para cálculo de eje central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Se tendrán 2 apoyos que estarán con movimiento restringido, debido a que el eje no girará la rueda sola.
- Se estima que las cargas a las cuales estará sometido el eje son las cargas de la rueda (con todos Sus componentes), lo que significa que el eje cargara la carga P_u hallada en la combinación de carga. Esta carga

se repartirá en 2 puntos separados como se muestra y será la mitad del Pu antes mencionado.

- Se considerará un momento producido por el viento como si estuviera soplando perpendicular a la estructura. Este momento se calculará tomando en cuenta la fuerza hallada del viento anteriormente
- Existirá un torque en el eje producto de las fuerzas que hacen girar el ferri. Dichas fuerzas se trasladarán al eje en forma de fuerza y momento.

Calculamos las cargas a las que estará sometido el eje:

$$\frac{Pu}{2} = \frac{153320 \text{ Lb}}{2} = 76660 \text{ Lb}$$

Momento del viento

$$Mv = Fv * \text{radio del ferri} = 21400 \text{ lb} * (50' * 12'') = 12840000 \text{ lb} * \text{in}$$

Fuerza por motores

$$\frac{F}{2} = \frac{10 \text{ Ton}}{2} = 5 \text{ Ton} = 11000 \text{ lb}$$

Torque producido por motores

$$T = \frac{F}{2} * \text{radio del ferri} = 11000 \text{ lb} * 15\text{m} = 6496062.99 \text{ Lb} * \text{in}$$

Analizando el eje en el plano XY tenemos:

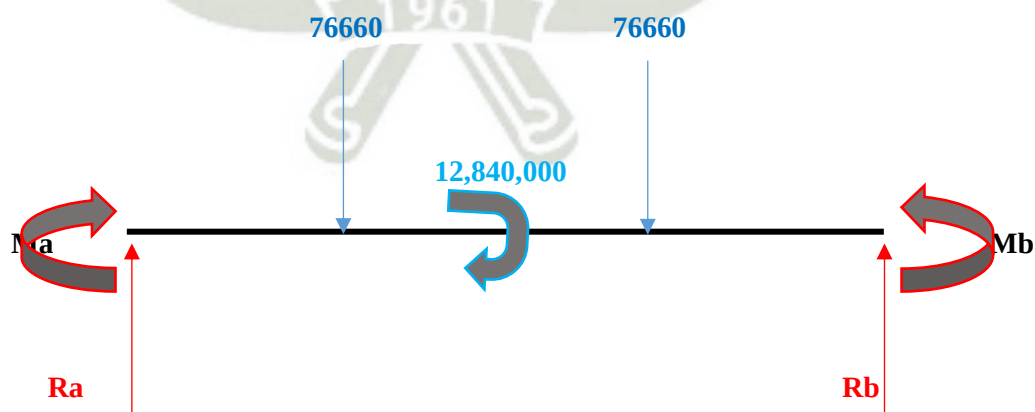


Fig. 142 Cargas en el eje plano XY

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

$$R_a = 11919.19 \text{ Lb}$$

$$R_b = 165239.19 \text{ Lb}$$

$$M_a = 1315047.29 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

$$M_b = 5146438.44 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque se muestran a continuación:

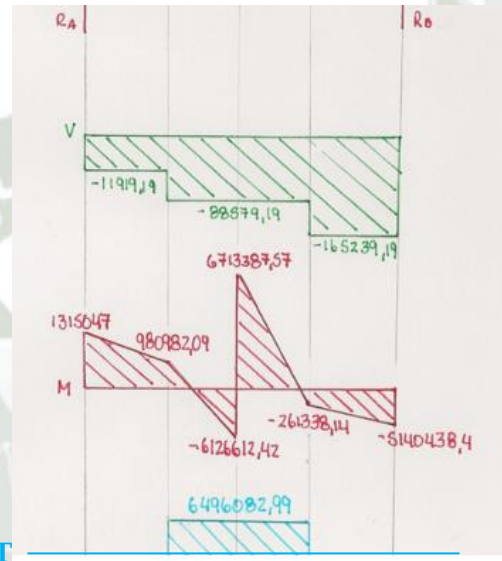


Fig. 143 Diagramas para plano XY

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Analizando el eje en el plano ZX tenemos:

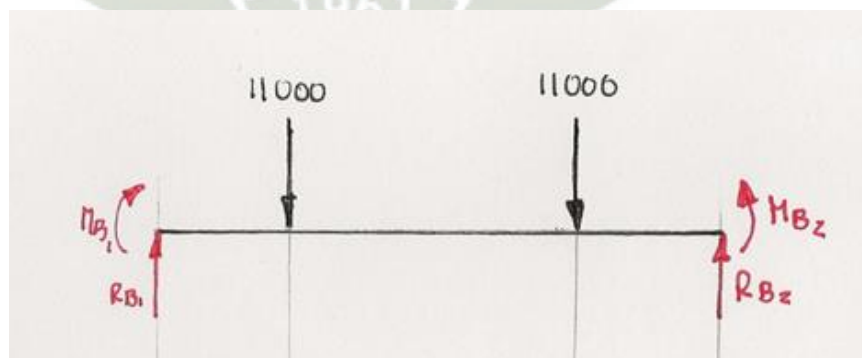


Fig. 144 Cargas en el eje plano ZX

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

$$R_a = 11000 \text{ Lb}$$

$$R_b = 11000 \text{ Lb}$$

$$M_a = 277000.03 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

$$M_b = 277000.03 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque se muestran a continuación:

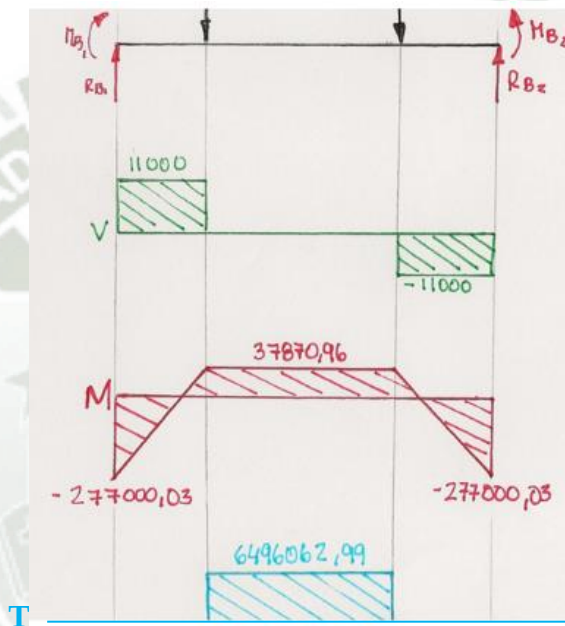


Fig. 145 Diagramas para plano ZX

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se combinan los esfuerzos vectorialmente en ambos planos del análisis mediante la expresión:

$$M_t = \sqrt{M_{xy} + M_{zx}}$$

$$T_t = \sqrt{T_{xy} + T_{zx}}$$

Combinando los momentos tenemos:

$$Mo1 = 1343903.87 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$MA = 981712.82 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$MB = 6126729.46 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$MC = 6713494.38 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$MD = 264067.85 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$Mo2 = 4900483.98 \text{ Lb} * \text{in}$$

Obtenemos los valores de momento alternante y torque medio

$$M \text{ alternante} = 6713494.38 \text{ Lb} * \text{in}$$

$$T \text{ medio} = 6496062.99 \text{ Lb} * \text{in}$$

Para el diseño emplearemos un acero AISI 1045 cuyo esfuerzo último será de 91 Ksi.

De acuerdo al diseño de ejes calculamos los factores de diseño desde ka hasta kf.

$$Ka=0.883$$

$$Kb=0.7$$

$$Kc=Kd=Ke=kf=kfs1$$

Calculando el Se:

$$Se = Se' * ka * kb * kc * kd * ke * kf$$

$$Se = 0.5 * 91 * 0.883 * 0.7 = 28.1235$$

Calculamos el diámetro requerido del eje con la siguiente expresión

$$\phi = \left[\frac{16 * n}{\pi} \left(\frac{1}{Se} (4 * (kf * Ma)^2 + 3 * (kf * Ta)^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut} * (4 * (kf * Mm)^2 + 3 * (Kfs * Tm)^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

Remplazando los valores se obtiene

$$\phi = 16.62 \text{ in} \approx 17 \text{ in}$$

3.4.12.1.2. Análisis FEA

Se determinará el diámetro del eje de la estructura principal cumple con la fuerza aplicada.

- Especificaciones Técnicas y Softwares

- ✓ Steel Construction Manual LRFD, 14th edition.
- ✓ ASTM A36 (AMERICAN SOCIETY TESTING MATERIALS – SOCIEDAD AMERICANA PARA PRUEBAS Y MATERIALES).
- ✓ ANSYS WORKBENCH V17.1

- Cálculos

a) Fuerza aplicada al eje central:

Las reacciones más críticas son de la combinación 4 (DSTL4). Por lo que se extrae las fuerzas que intervienen en el sistema:

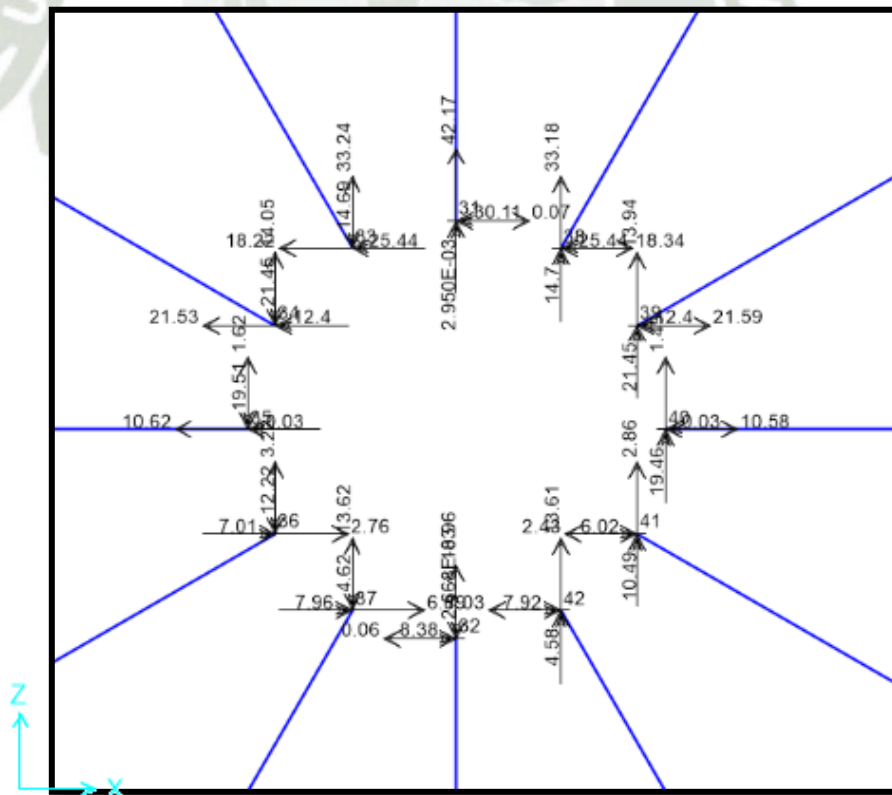


Fig. 146 Reacciones de la estructura principal

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El eje debe resistir toda la suma de estas fuerzas:

$$R_x = 18.22 + 21.53 + 10.62 + 2.76 - 6.89 + 0.06 + 7.03 + 2.43 - 10.58 \\ - 21.59 - 18.34 - 0.07$$

$$R_x = 5.18 \text{ tonf}$$

$$R_z = 42.17 + 33.18 + 13.94 + 1.49 + 2.86 + 13.61 + 0.001 + 13.62 + 3.22 \\ + 1.62 + 14.05 + 33.24$$

$$R_z = 173 \text{ tonf}$$

$$M_x = 25.44 + 12.4 + 0.03 - 7.01 - 7.96 - 8.38 - 7.92 - 6.02 + 0.03 \\ + 12.4 + 25.44 + 30.11$$

$$M_x = 68.56 \text{ tonf} - m$$

$$M_z = 0.003 + 14.7 + 21.45 + 19.46 + 10.49 + 4.58 + 0.003 - 4.62 \\ - 12.22 - 19.51 - 21.45 - 14.69$$

$$M_z = -1.8 \text{ tonf} - m$$

La fuerza cortante que el eje debe resistir es:

$$F_R = \sqrt{173^2 + 5.18^2} = 173.08 \text{ tonf} (381.6 \text{ kip})$$

$$M_R = \sqrt{68.56^2 + 1.8^2} = 68.58 \text{ tonf} - m (5952.5 \text{ kip} - in)$$

Otra fuerza que interviene en el diseño, es el peso propio del eje, el diámetro actual es de 440 mm, de un material de AISI1020

$$F_D = \frac{(0.44m)^2 * \pi}{4} * 4.8m * 7850 \frac{kg}{m^3} = 5729 \text{ kgf} (12.63 \text{ kip})$$

Desplazamiento permisible:



Fig. 147 Distribución de fuerzas del eje central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La inercia del eje solido es:

$$I = \frac{1}{4} \pi * r^4 = \frac{\pi * (0.22m)^4}{4} = 0.00183984 m^4 \approx (4420.24 in^4)$$

Las ecuaciones de deformaciones máximas permisibles son:

1. SIMPLE BEAM—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD

Total Equiv. Uniform Load	$= wl$
$R = V$	$= \frac{wl}{2}$
V_x	$= w \left(\frac{l}{2} - x \right)$
M_{max} (at center)	$= \frac{wl^2}{8}$
M_x	$= \frac{wx}{2} (l - x)$
Δ_{max} (at center)	$= \frac{5wl^4}{384EI}$
Δ_x	$= \frac{wx}{24EI} (l^2 - 2lx^2 + x^3)$

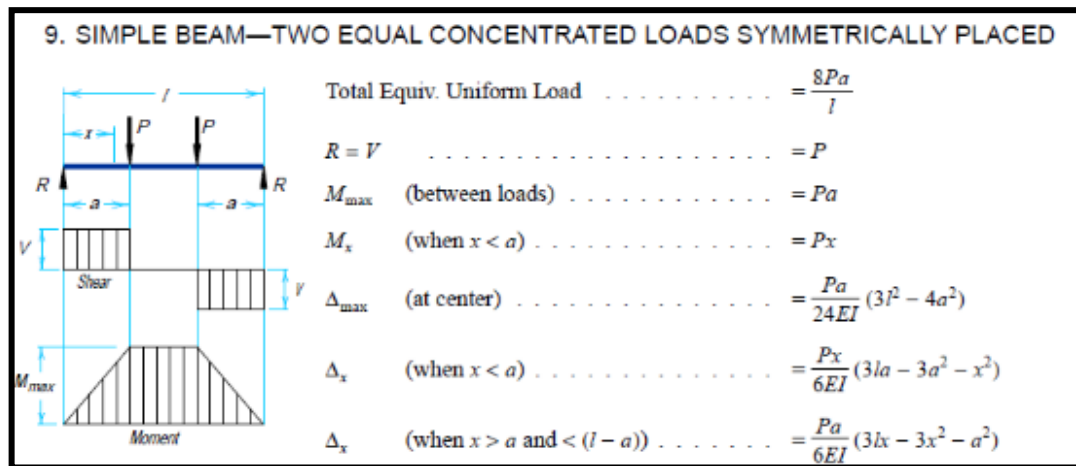


Fig. 148 Ecuaciones para el cálculo de desplazamiento permisible

Fuente: Steel Construction Manual LRFD, 14th edition

Autor: AISC

Se calcula la deflexión en el sistema actual:

$$\triangleright \Delta_1 = \frac{P \cdot a}{24EI} \cdot (3l^2 - 4a^2)$$

$$\Delta_1 = \frac{381.6 \text{ kip} \cdot \frac{(500\text{mm} + 115.5\text{mm})}{25.4}}{24 \cdot 29000\text{ksi} \cdot 4420.24\text{in}^4} \cdot \frac{(3 \cdot (4.8\text{m})^2 - 4 \cdot (0.5 + 0.115\text{m})^2)}{0.0254^2}$$

$$\Delta_1 = 0.31 \text{ in}$$

$$\triangleright \Delta_2 = \frac{5wl^4}{384EI}$$

$$\Delta_2 = \frac{5 \cdot \frac{12.63\text{kip}}{4800\text{mm}/25.4} \cdot \left(\frac{4800\text{mm}}{25.4}\right)^4}{384 \cdot 29000\text{ksi} \cdot 4420.24\text{in}^4} = 0.0087 \text{ in}$$

$$\triangleright \Delta_{max} = \Delta_1 + \Delta_2 = 0.0087 + 0.31 \text{ in} = 0.323 \text{ in}$$

La deflexión máxima entre apoyos es de:

$$\frac{L}{360} = \frac{4800 \text{ mm}}{360} = 13.3 \text{ mm} = 0.52\text{in} \geq 0.323 \text{ in CUMPLE}$$

El eje **CUMPLE** con las fuerzas de diseño

- Simulación por FEM:

Se toma en cuenta todos los parámetros de geometría mencionados anteriormente tales como:

- Diámetro del eje: 440 mm
- Longitud del eje: 4800 mm
- Aplicación de fuerzas: Según figura N°2
- Material AISI1020

A continuación, se muestra todas las fuerzas aplicadas en el software ANSYS

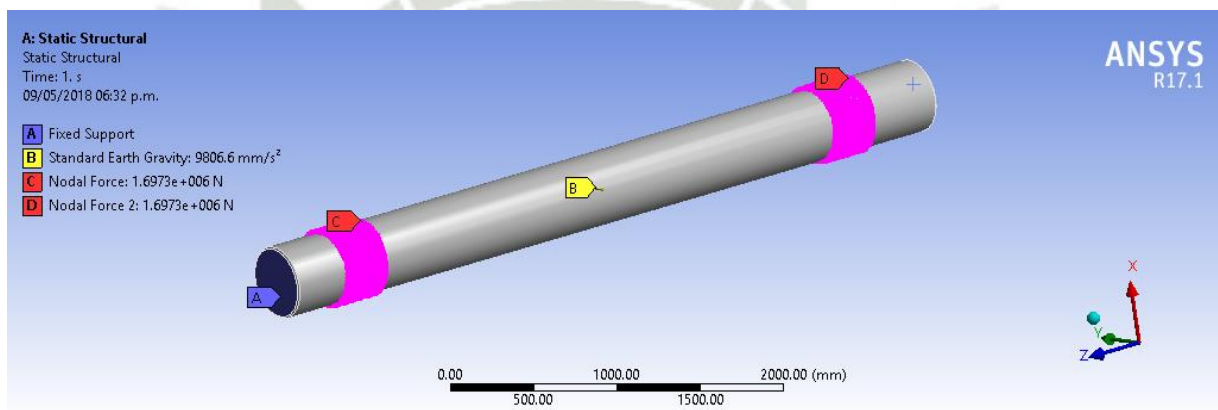


Fig. 149 Fuerzas y apoyos aplicadas en el eje central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

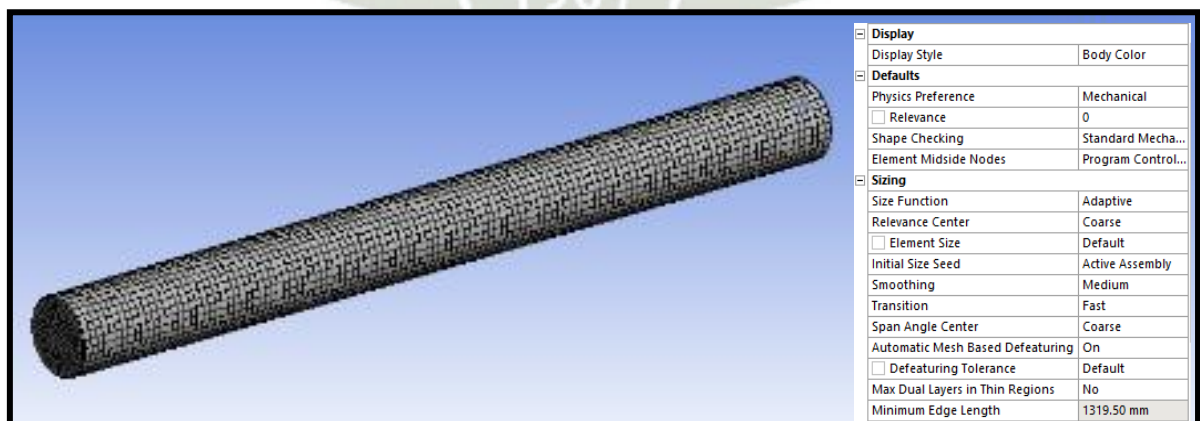


Fig. 150 Características del mallado

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

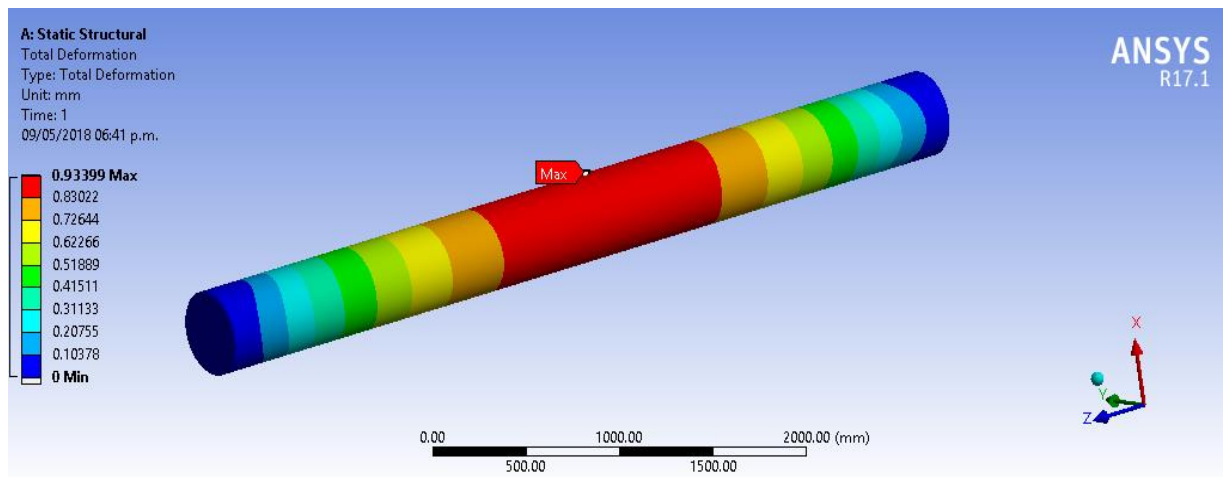


Fig. 151 Resultados de deformación FEA

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

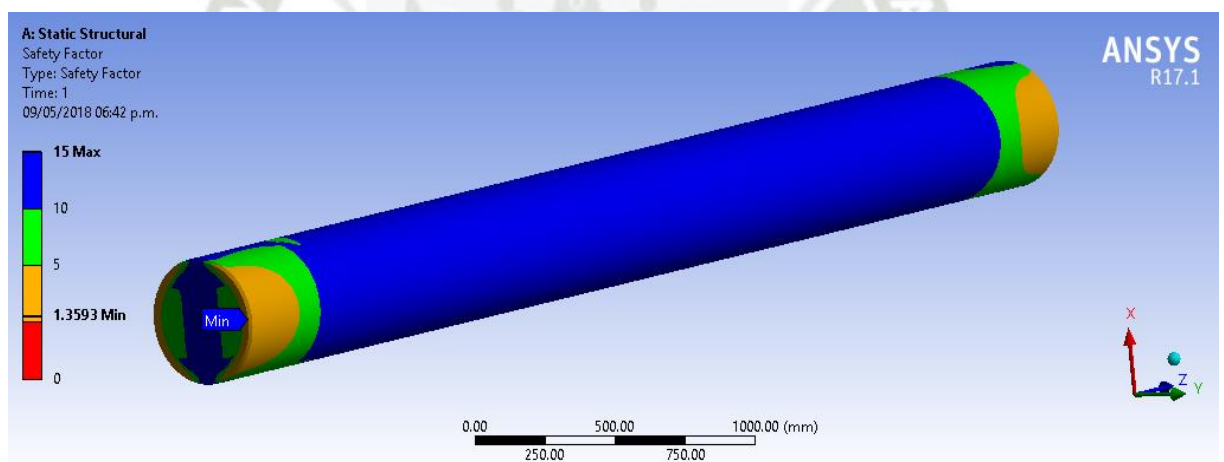
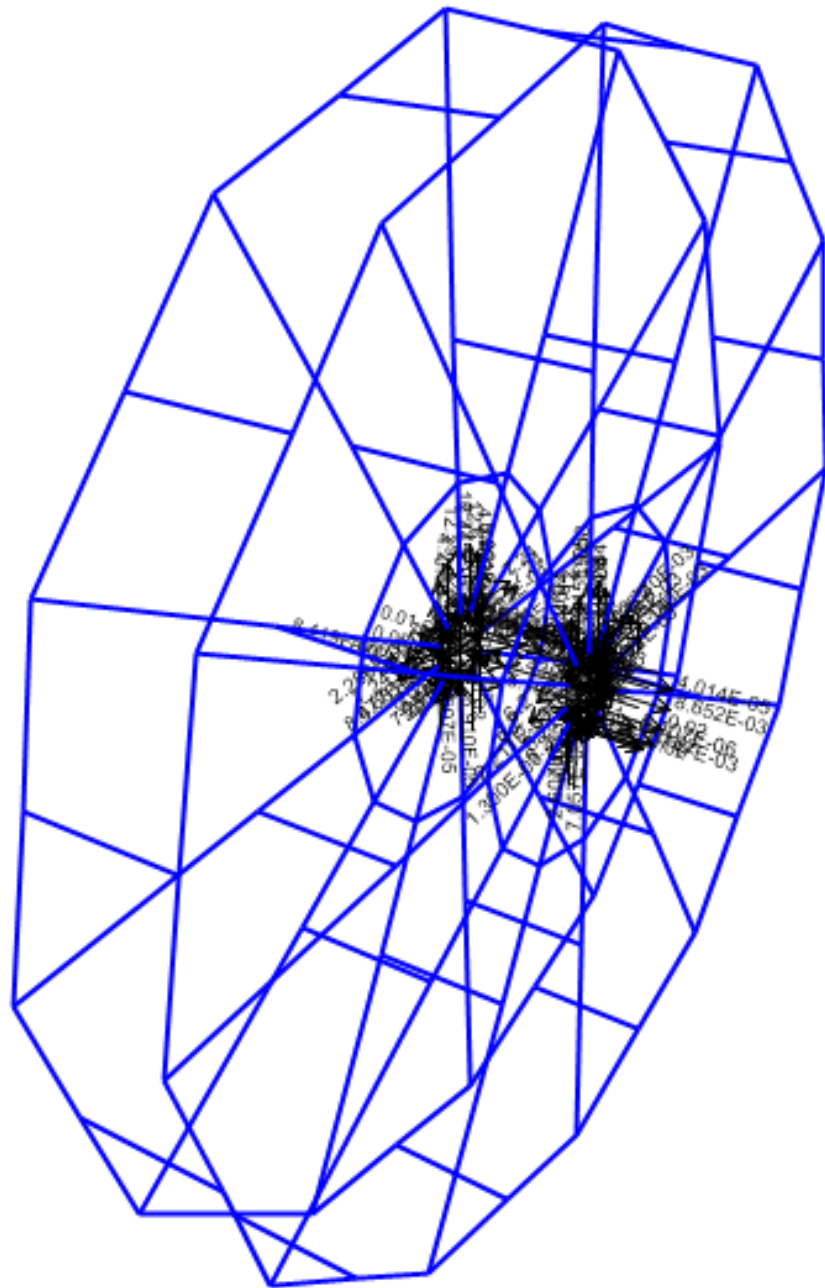


Fig. 152 Resultados de factor de seguridad FEA

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.



Fuente: Proyecto de Investigación

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.12.2.Eje de Cabinas

3.4.12.2.1. Cálculo mecánico

El diagrama del eje se presenta a continuación y se toman las cargas de acuerdo a los siguientes criterios:

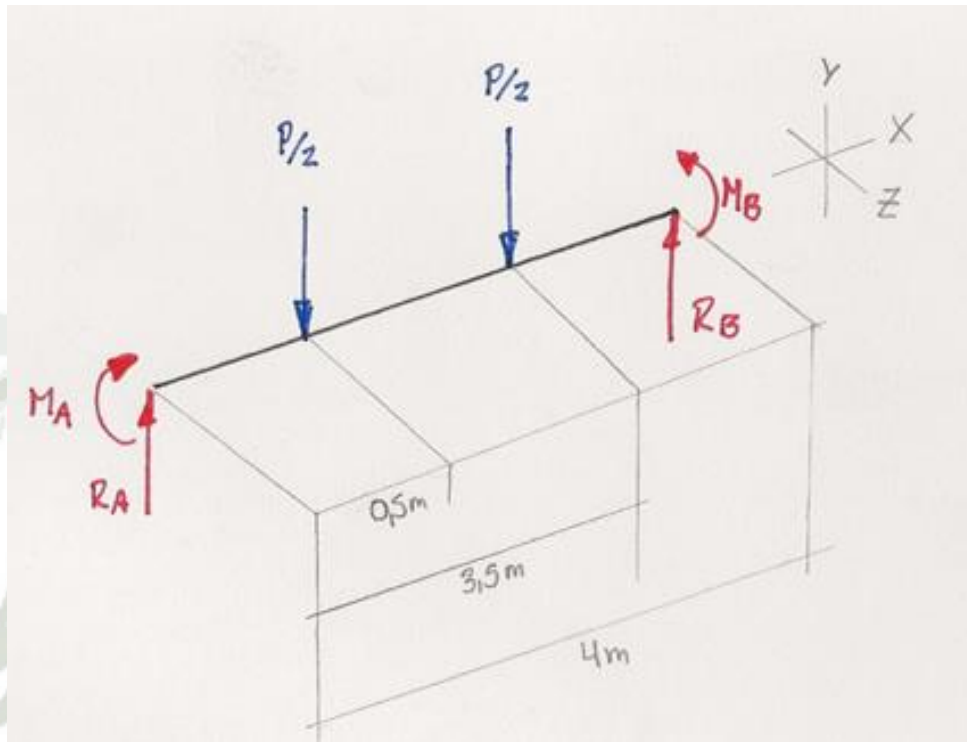


Fig. 156 Diagrama de cargas y medidas referenciales para diseño de eje cabinas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Se tendrán 2 apoyos que estarán con movimiento restringido, debido a que el eje no girará sobre la cabina y los extremos estarán soldados a la estructura.
- Se estima que las cargas a las cuales estará sometido el eje son las cargas de las cabinas más el peso de las personas en su interior.
- Esta carga se repartirá en 2 puntos separados como se muestra y será la mitad del P Antes mencionado.

$$\frac{P}{2} = \frac{1248 \text{ kg} + 12 \text{ personas} * 80 \frac{\text{kg}}{\text{person}}}{2} = 2208 \text{ kg}$$

Analizando el eje en el plano XY tenemos:

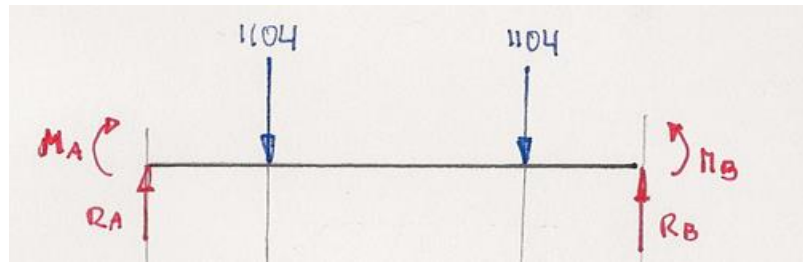


Fig. 157 Cargas sometidas al eje en el plano XY

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

$$R_a = 1104 \text{ kg}$$

$$R_b = 1104 \text{ kg}$$

$$M_a = -483 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_b = 483 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque se muestran a continuación:

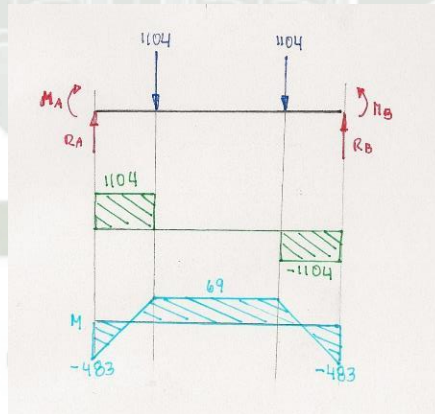


Fig. 158 Diagramas en el plano XY

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Las fuerzas que actúan sobre el eje siempre serán hacia abajo, por lo que no será necesario calcular otro plano debido a que las fuerzas actúan en un solo plano.

Se combinan los esfuerzos vectorialmente en ambos planos del análisis mediante la expresión. Como no hay fuerzas en otro plano que no sea el analizado esas serán las únicas fuerzas.

De acuerdo a lo anterior el Momento alternante será el máximo calculado

$$M_{alternante} = 483 \text{ kg} * m = 41834.64 \text{ Lb} * in$$

Como el eje no posee ningún torque, el torque medio será de cero.

$$T_{medio} = 0 \text{ Lb} * in$$

Para el diseño emplearemos un acero AISI 1020 cuyo esfuerzo último será de 68 Ksi.

De acuerdo al diseño de ejes calculamos los factores de diseño desde ka hasta kf.

$$K_a = 0.883$$

$$K_b = 0.7$$

$$K_c = K_d = K_e = k_f = k_{fs} = 1$$

Calculando el Se:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f$$

$$S_e = 0.5 * 68 * 0.883 * 0.7 = 21.01$$

Calculamos el diámetro requerido del eje con la siguiente expresión

$$\phi = \left[\frac{16 * n}{\pi} \left(\frac{1}{S_e} (4 * (k_f * M_a)^2 + 3 * (k_f * T_a)^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} * (4 * (k_f * M_m)^2 + 3 * (K_{fs} * T_m)^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

Remplazando los valores se obtiene

$$\phi = 2.45 \text{ in} \approx 2.5 \text{ in}$$

3.4.12.2.2. Análisis FEA

- Simulación 1 (con diámetro 2.5")

Para las simulaciones por elementos finitos se propuso lo siguiente:

✓ **Material del eje:** AISI 4340 (VCN BOHLER)

✓ **Fuerza aplicada:**

Carga muerta o peso de cabina = $2150 \times 1.2 = 2580 \text{ kg}$

Carga viva = $10 \text{ personas} \times 1.6 \times 80 \text{ kg} = 1280 \text{ kg}$

Carga total = 3860 kg

Como el eje se comporta como una estructura, consideramos tomar esta deflexión como la permisible:

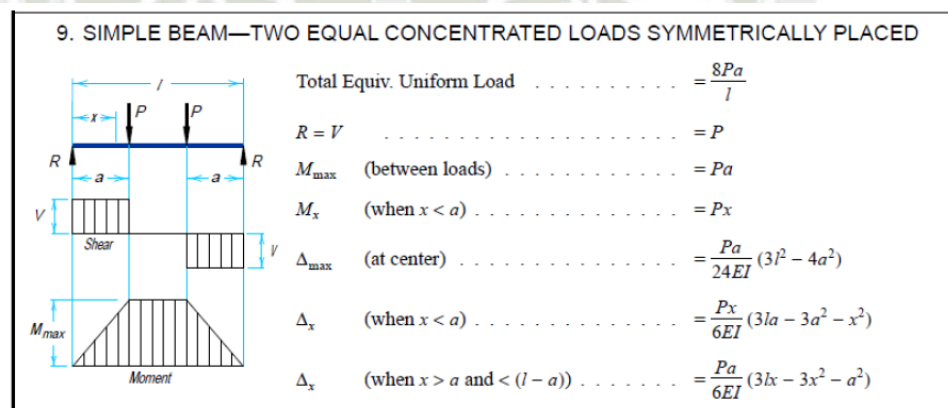


Fig. 159 Ecuaciones para el cálculo de desplazamiento permisible

Fuente: Steel Construction Manual LRFD, 14th edition

Autor: AISC

$$\Delta_{\max} = \frac{\frac{3860}{2} \text{ kg} \times 9.81 \times 345 \text{ mm}}{24 \times 200 \text{ GPa} \times \frac{\left(\frac{25.4 \times 2.5 \text{ in}}{2}\right)^4 \times \pi}{4}} \times (3 \times (3820 \text{ mm})^2 - 4 \times (345 \text{ mm})^2)$$

$$\Delta_{\max} = 73.8 \text{ mm}$$

NO CUMPLE

Desplazamiento

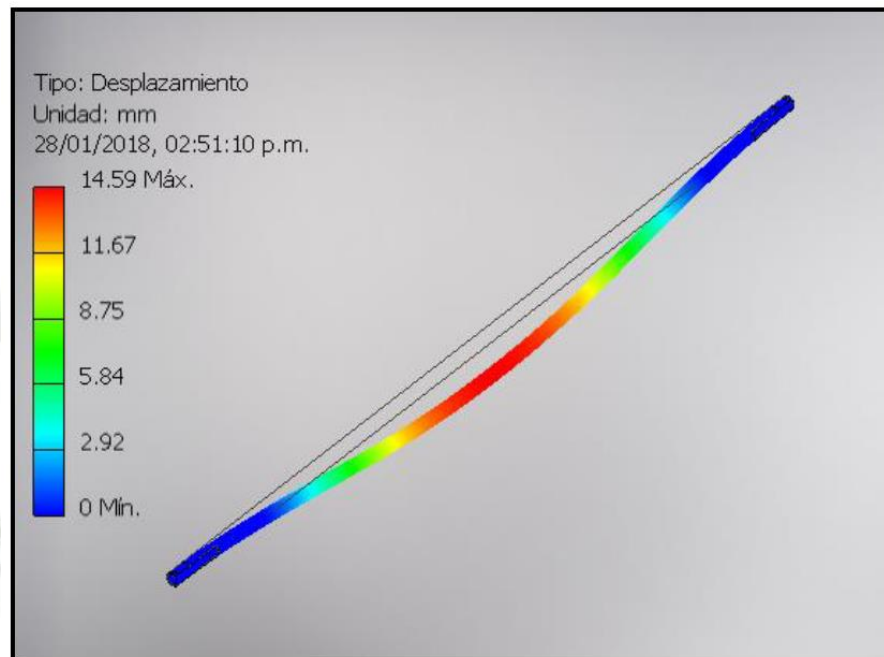


Fig. 160 Simulación FEA Deformación, máximo 14.59 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Coeficiente de Seguridad

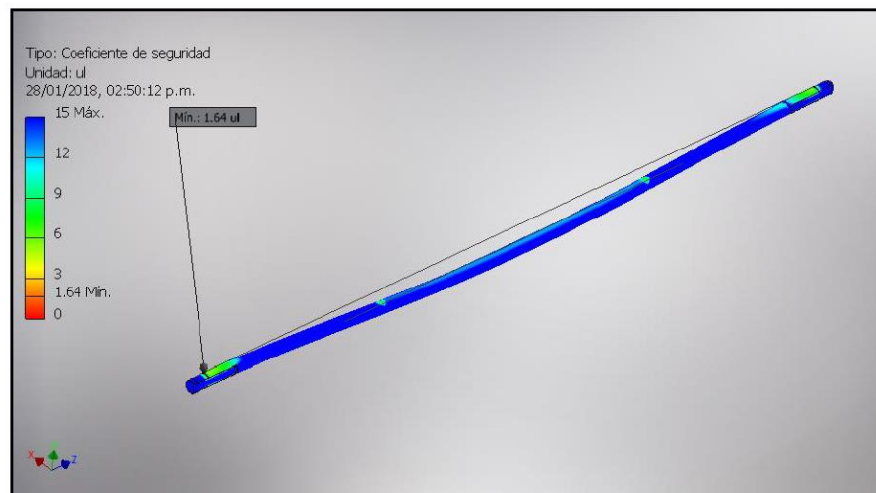


Fig. 161 Simulación FEA Coeficiente de Seguridad máximo 15 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

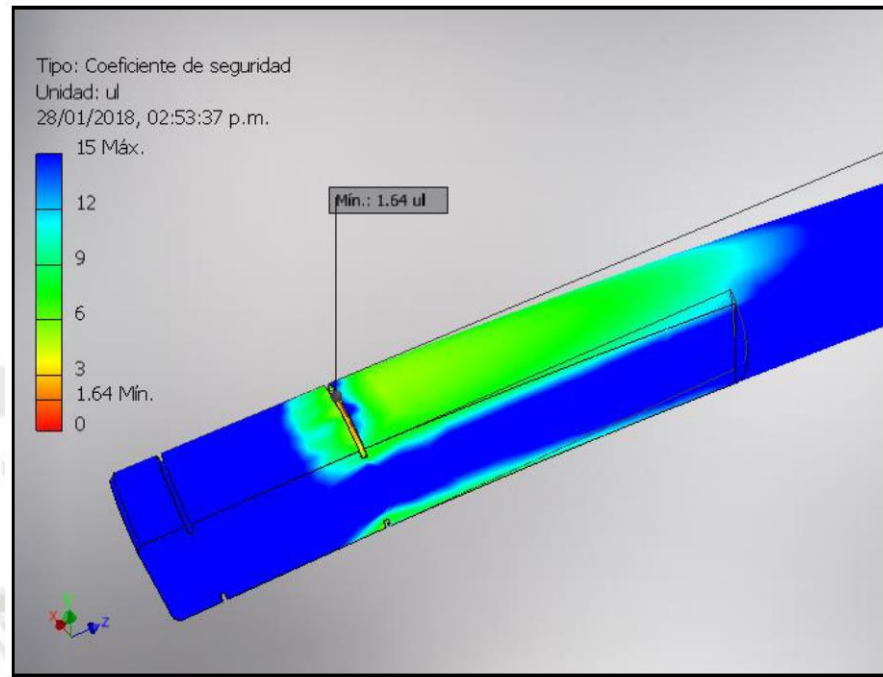


Fig. 162 Simulación FEA Coeficiente de Seguridad máximo 15 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tensión Von Mises

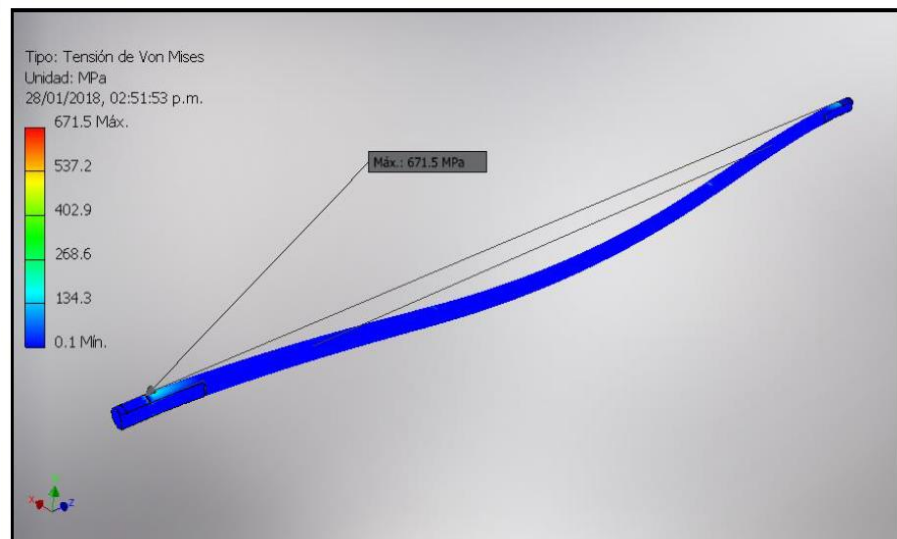


Fig. 163 Simulación FEA Tensión de Von Mises máximo 671.5 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Primera Tensión Principal

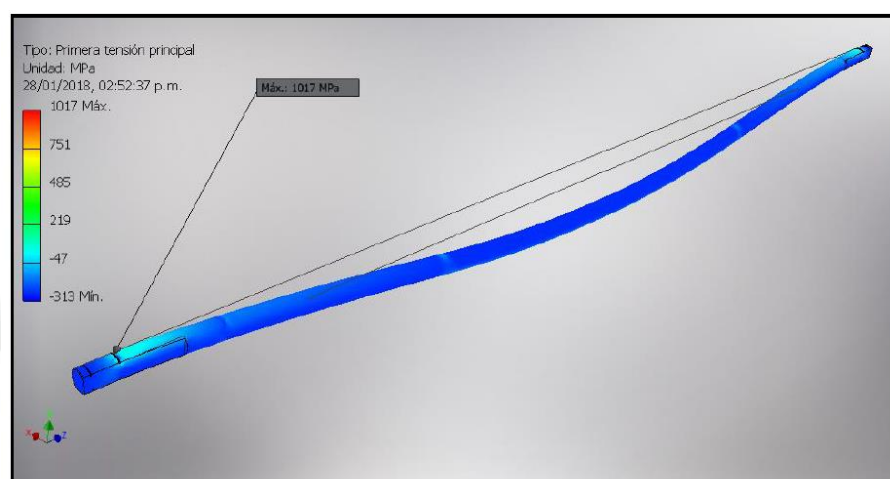


Fig. 164 Simulación FEA 1era Tensión Principal máximo 1017 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tercera Tensión Principal

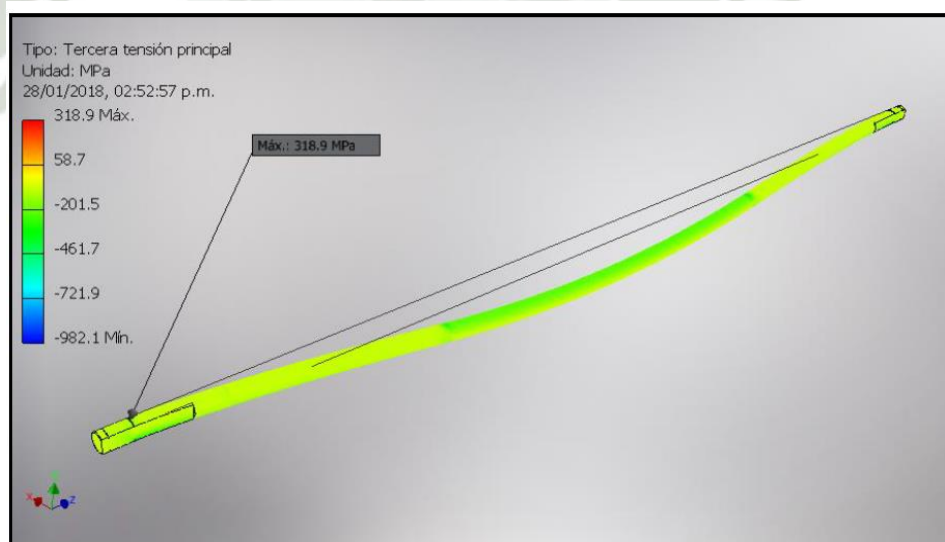


Fig. 165 Simulación FEA 3era Tensión Principal máximo 318.90 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- **Simulación 2 (con diámetro 3.5")**

Para las simulaciones por elementos finitos se propuso lo siguiente:

✓ **Material del eje:** AISI 4340 (VCN BOHLER)

✓ **Fuerza aplicada:**

Carga muerta o peso de cabina = $2150 \times 1.2 = 2580 \text{ kg}$

Carga viva = $10 \text{ personas} \times 1.6 \times 80 \text{ kg} = 1280 \text{ kg}$

Carga total = 3860 kg

Como el eje se comporta como una estructura, consideramos tomar esta deflexión como la permisible:

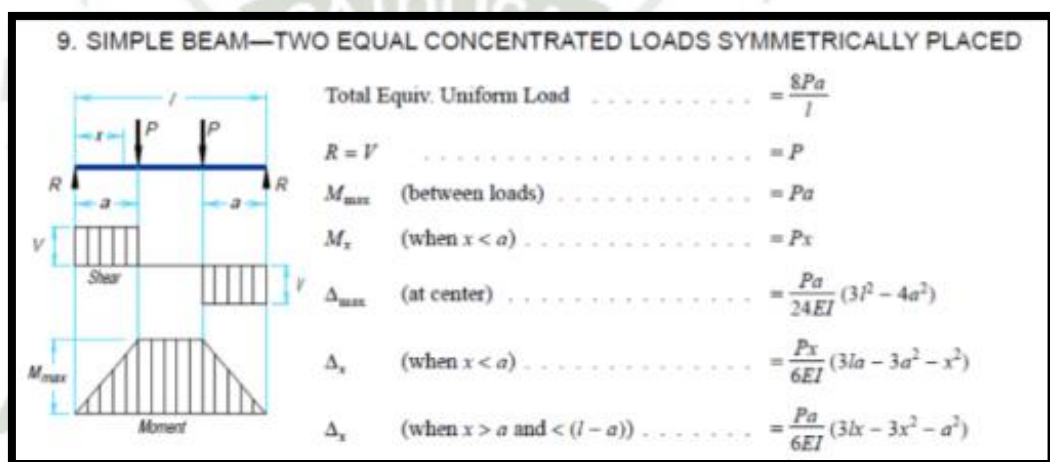


Fig. 166 Ecuaciones para el cálculo de desplazamiento permisible

Fuente: Steel Construction Manual LRFD, 14th edition

Autor: AISC

$$\Delta_{max} = \frac{\frac{3860}{2} \text{ kg} \cdot 9.81 \cdot 345 \text{ mm}}{24 \cdot 200 \text{ GPa} \cdot \frac{\left(\frac{25.4 \cdot 3.5 \text{ in}}{2}\right)^4 \cdot \pi}{4}} \cdot (3 \cdot (3820 \text{ mm})^2 - 4 \cdot (345 \text{ mm})^2)$$

$$\Delta_{max} = 19.22 \text{ mm}$$

CUMPLE

Desplazamiento

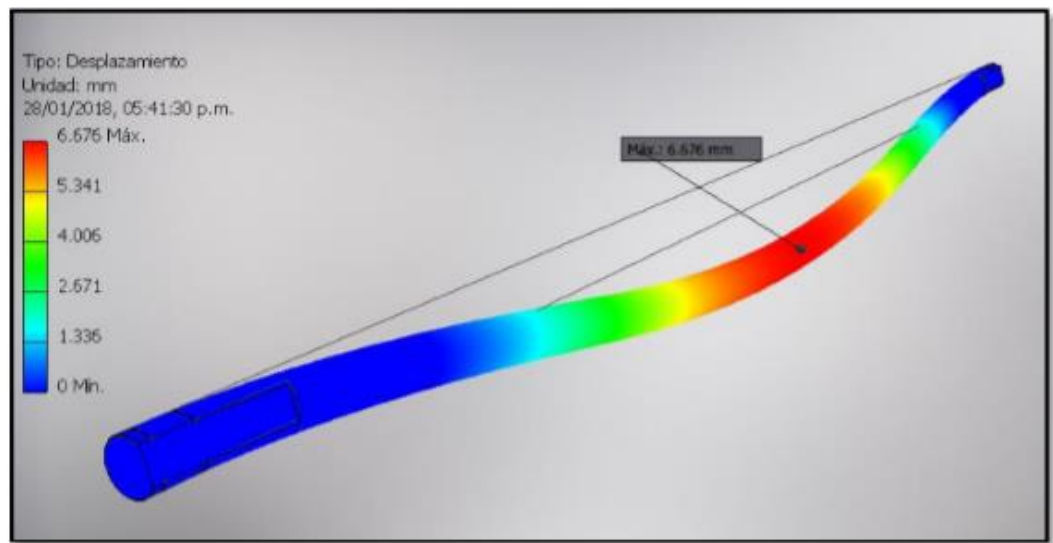


Fig. 167 Simulación FEA Deformación, máximo 6.67 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Coefficiente de Seguridad

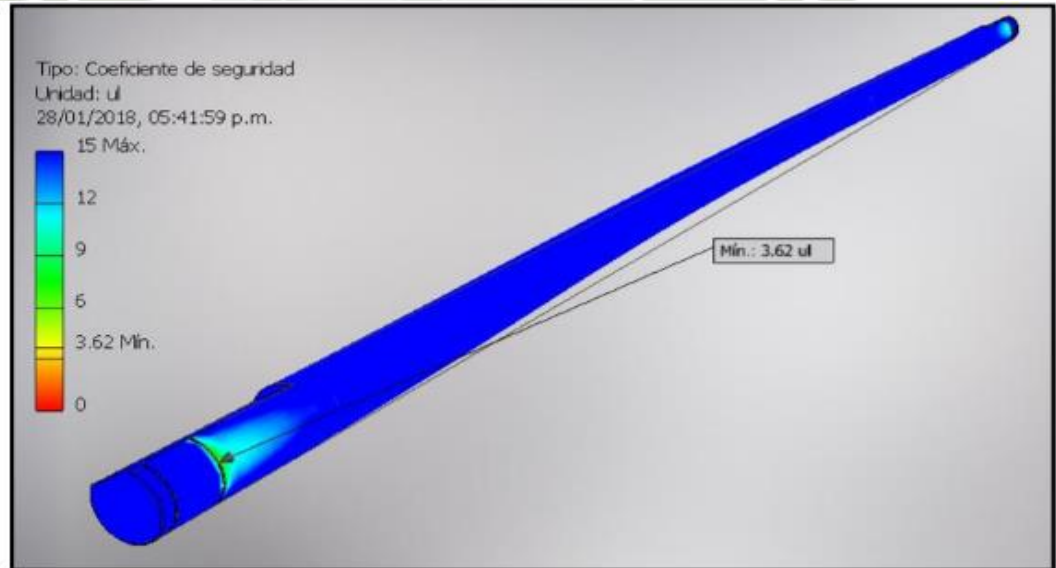


Fig. 168 Simulación FEA Coeficiente de Seguridad, máximo 15 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tensión Von Mises

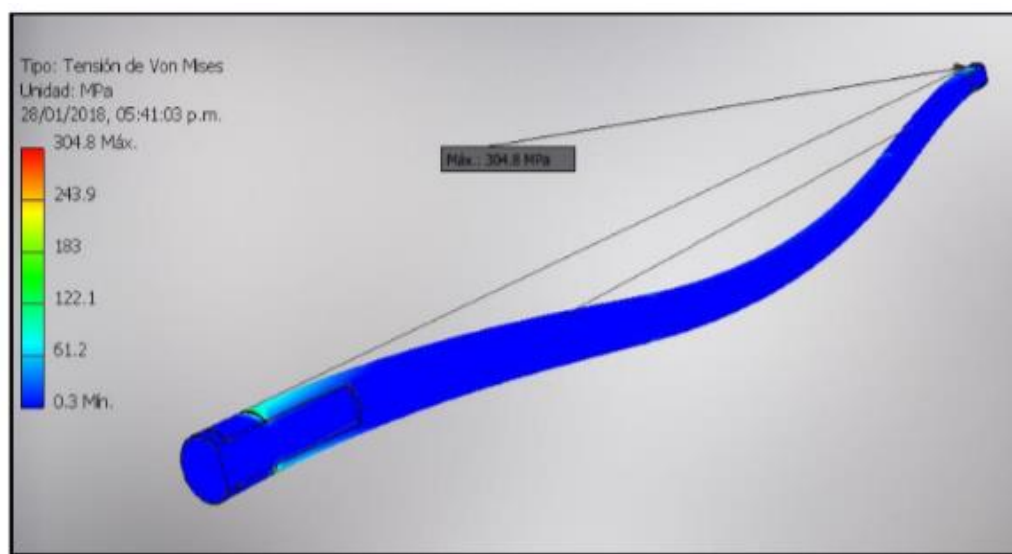


Fig. 169 Simulación FEA Tensión Von Mises, máximo 304.8 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Primera Tensión Principal

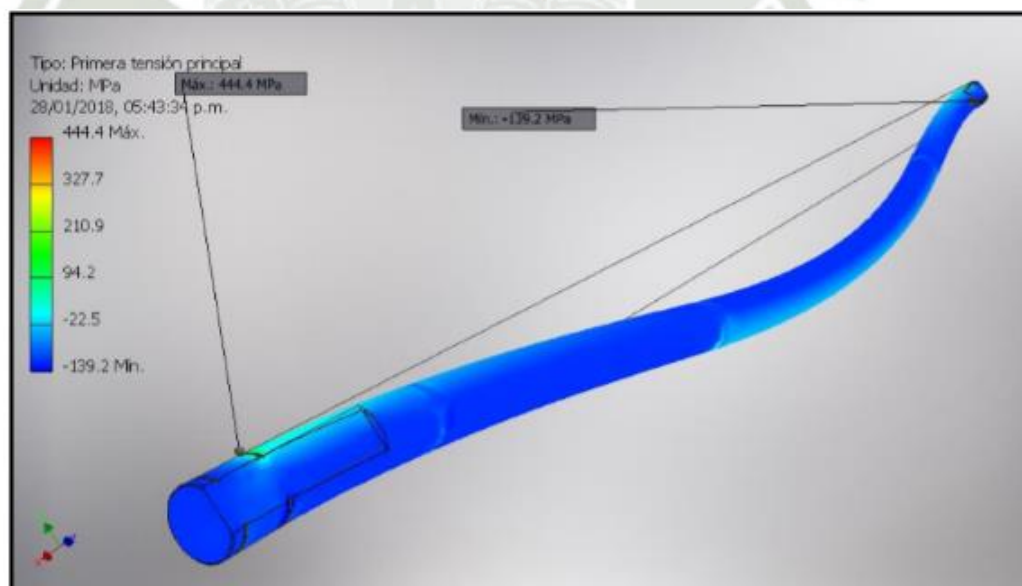


Fig. 170 Simulación FEA 1era Tensión Principal, máximo 444.4 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tercera Tensión Principal

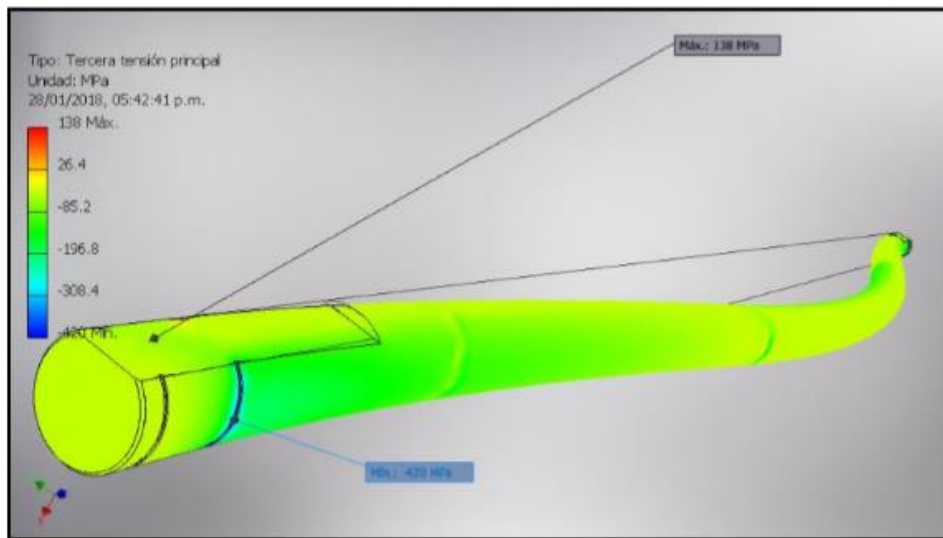


Fig. 171 Simulación FEA 3era Tensión Principal, máximo 138 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.12.3.Eje de Salida de Reductor

Para el cálculo de este eje, ubicado a la salida del reductor de velocidad se utilizó el software “KissSoft” calculation program for machine design. Considerando que este soporta el peso del engranaje 1. Se ingresaron datos de entrada y medidas referenciales para el diseño del eje. A continuación, se detalla:

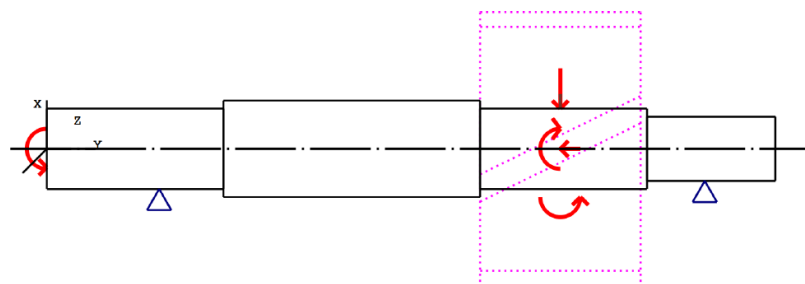


Fig. 172 Introducción de cargas en el plano XZ

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

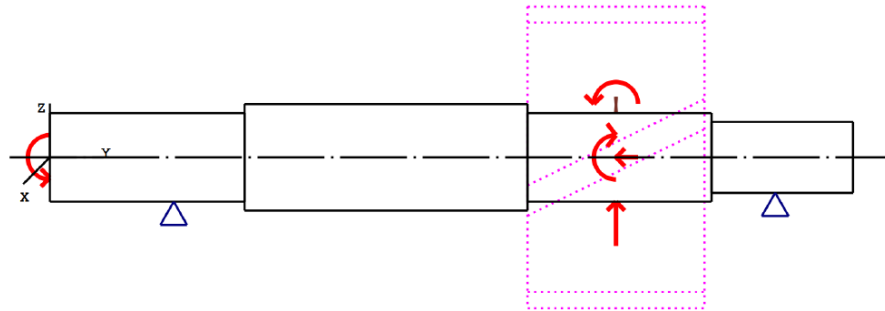


Figura: Introducciones de carga

Fig. 173 Introducción de cargas en el plano ZY

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Datos de Entrada

Denominación Árbol 1

Plano

Posición de inicio (mm) 0.000

Longitud (mm) 2270.000

Velocidad (1/min) 1.15

Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj

Material C45 (1)

Módulo de elasticidad (N/mm²) 206000.000

Número de Poisson un 0.300

Densidad (kg/m³) 7830.000

Coeficiente de dilatación térmica (10⁻⁶/K) 11.500

Temperatura (°C) 20.000

Peso del árbol (kg) 952.430 / (Nota: El peso se aplica para los árboles sin tener en cuenta las ruedas dentadas)

Peso del árbol, incluidas masas adicionales (kg) 2981.820

Momento de inercia de masa (kg*m²) 207.820

Momento de inercia GD2 (Nm²) 8154.860

Posición en el espacio (°) 0.000

Engranajes considerados como masas

Las deformaciones por cizallamiento se tendrán en cuenta

Factor de corrección del cizallamiento 1.100

No se tendrá en cuenta el ángulo de presión de rodamientos

Situación de tolerancia: Valor medio

Temperatura de referencia (°C) 20.000

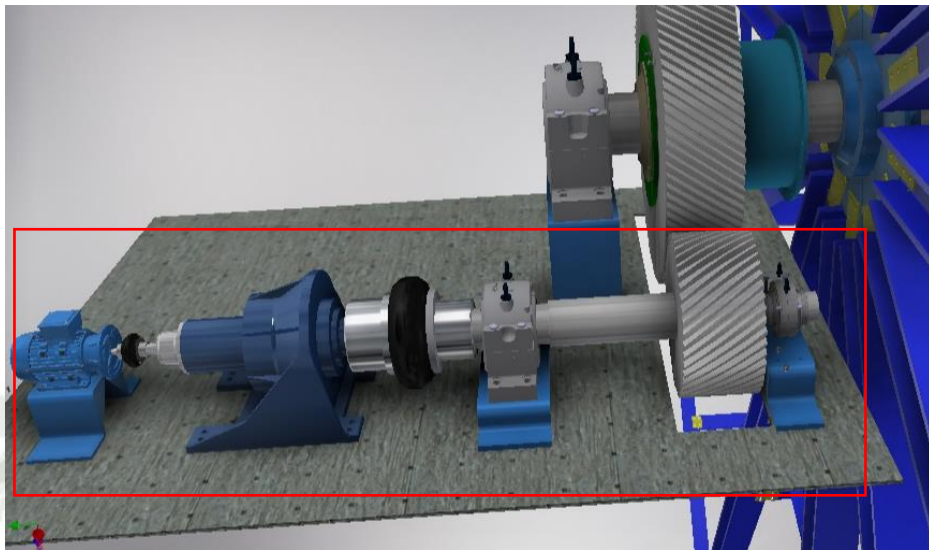


Fig. 174 Imagen 3d de transmisión mecánica

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

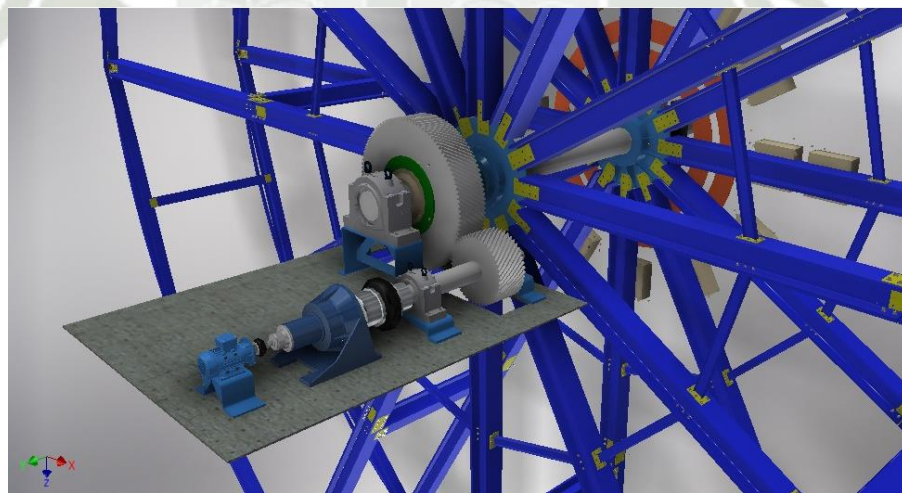


Fig. 175 Imagen 3d de transmisión mecánica

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Después de realizar iteración y procesar la información de entrada de este componente, se obtuvieron los siguientes resultados:

- Resultados

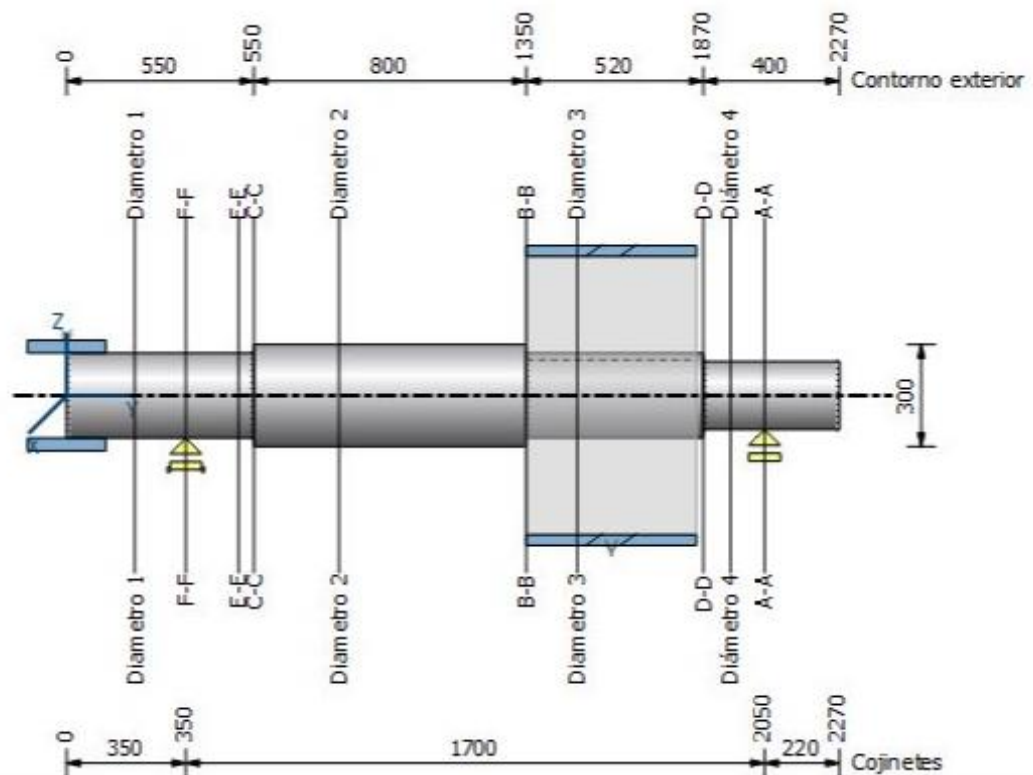


Fig. 176 Resultados con medidas de eje

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Resultados

Flexión máxima	272.87 μm
Tensión de referencia máxima	89.82 N/mm^2
Seguridad mínima fátiga	1.20
Seguridad mínima estática	2.42

	Seguridad contra fatiga	Resultados fatiga [%]	Seguridad estática	Resultados estática [%]
Diametro 1	4.27	355.42	2.82	235.05
Diametro 2	4.71	392.20	4.75	396.25
Diametro 3	1.61	133.75	3.28	273.09
Diámetro 4	3.28	273.00	3.66	305.12
A-A	2.16	180.30	2.42	201.52
B-B	1.20	99.85	2.46	205.03
C-C	2.32	193.33	2.82	234.60
D-D	2.36	196.88	6.19	515.89
E-E	3.01	250.47	2.82	234.88
F-F	4.26	355.22	2.82	235.05

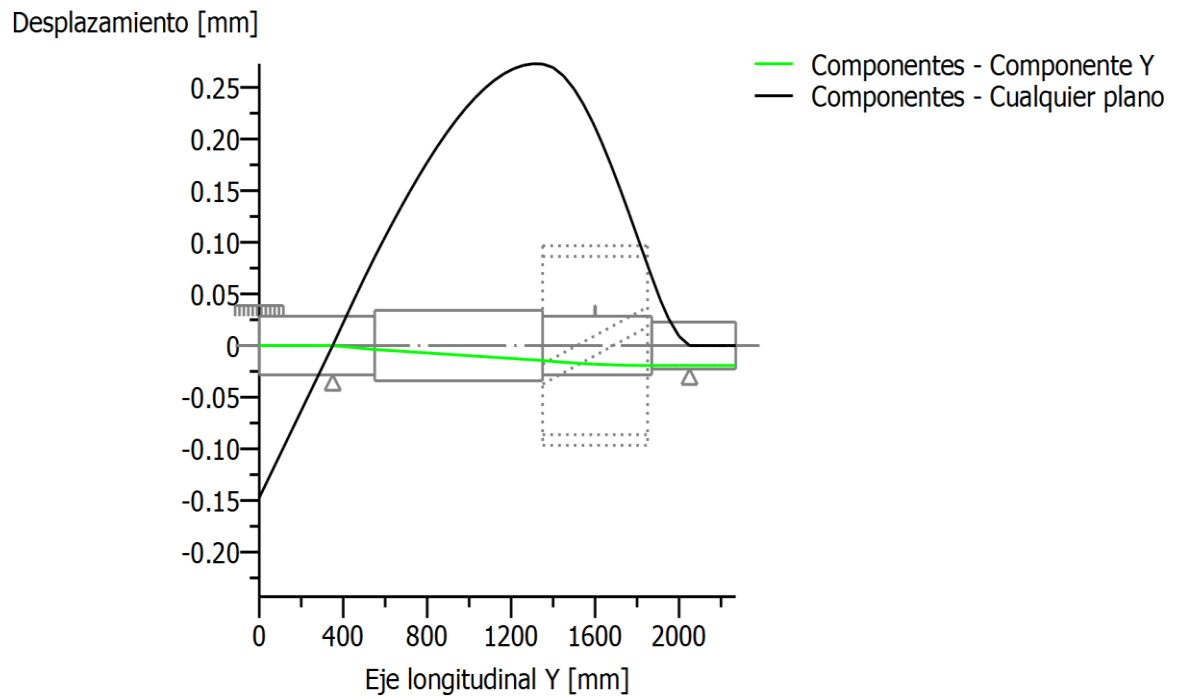


Fig. 177 Gráfica Desplazamiento vs Eje Longitudinal Y

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

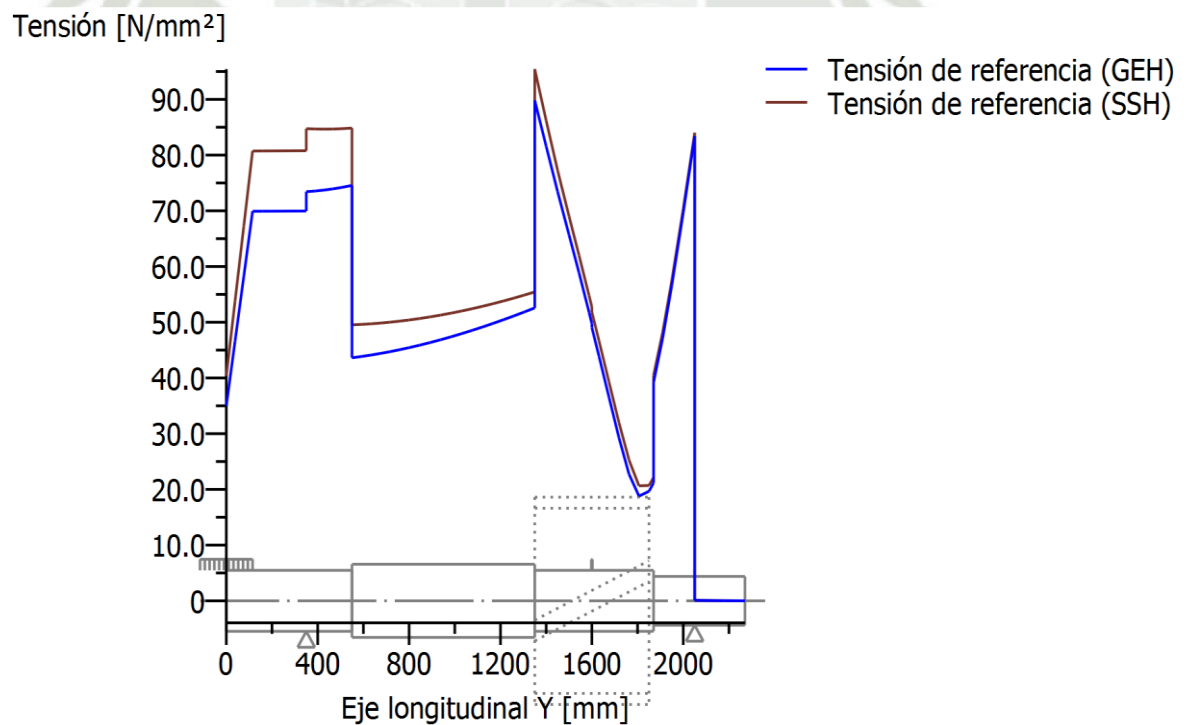


Fig. 178 Gráfica Tensión vs Eje Longitudinal Y

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.13. Diseño de Columnas

3.4.13.1. Calculo Mecánico

3.4.13.1.1. Diseño de Columnas Base

Para determinar la geometría de las columnas que soportaran el ferri se tomó una proporción de acuerdo a estructuras ya construidas.

Ferri ya construido =>

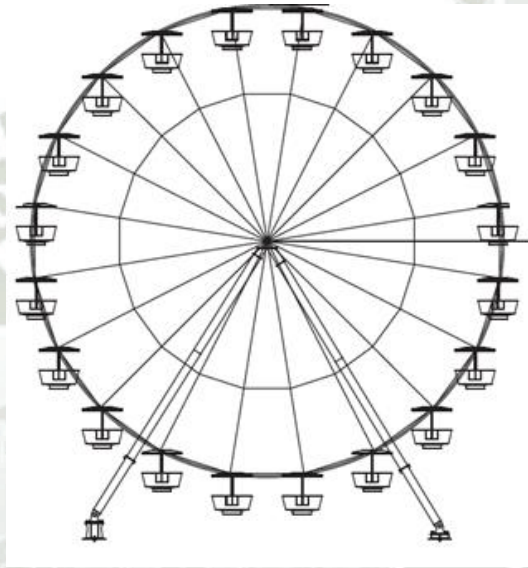


Fig. 179 Vista frontal de Ferris Wheel

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

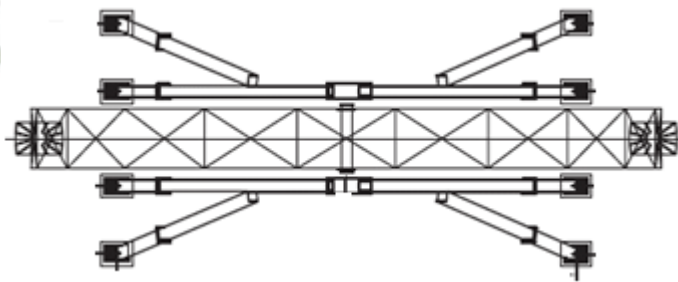


Fig. 180 Vista lateral de Ferris Wheel

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

De acuerdo a este diseño se tomó la proporción mostrada:

$$k = 57 \text{ ft}$$

$$d = 57 \text{ ft} \approx k$$

$$h = 88 \text{ ft} \approx 1.54 k$$

$$\varnothing = 81 \text{ ft} \approx 1.42 k$$

$$l = 17.6 \text{ ft} \approx 0.5 k$$

La proporción obtenida nos permite determinar la geometría exacta de las columnas en base al diámetro del ferri.

$$\varnothing = 50 \text{ ft} \approx 1.42 k$$

$$k = 35.21 \text{ ft}$$

$$d = k = 35.21 \text{ ft} \approx 35 \text{ ft}$$

$$h = 1.54 k = 1.54 * 35.21 \text{ ft} = 54.21 \text{ ft} \approx 54 \text{ ft}$$

$$l = 0.5 k = 0.5 * 35.21 \text{ ft} = 17.6 \text{ ft} \approx 18 \text{ ft}$$

De acuerdo a la proporción calculada las dimensiones del ferri serán:

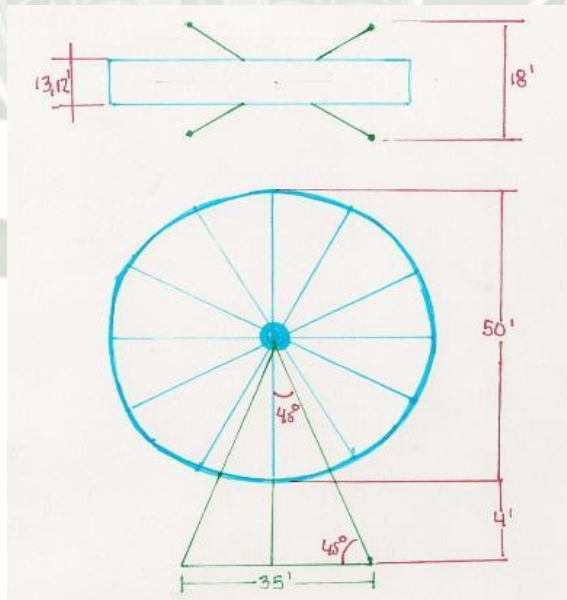


Fig. 181 Medidas estimadas para Columnas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Establecemos ahora el diagrama de cuerpo libre de dichas columnas para su cálculo. Para esto se tuvieron las siguientes consideraciones.

- El punto de unión de las columnas a calcular con el eje soportara una fuerza P , que será la reacción más grande que se calculó en las reacciones del eje sobre el cual girara la rueda del ferri.
 - Se tendrá además una fuerza en sentido axial producto del viento. Se tomará la máxima fuerza de viento calculada en anteriormente (antes de las combinaciones de carga).
 - Estos apoyos también sufrirán un momento producto de las reacciones que se generan en el eje. Este momento para su análisis se convertirá en una fuerza.
- **Diagrama de Cuerpo Libre:** se presenta a continuación.

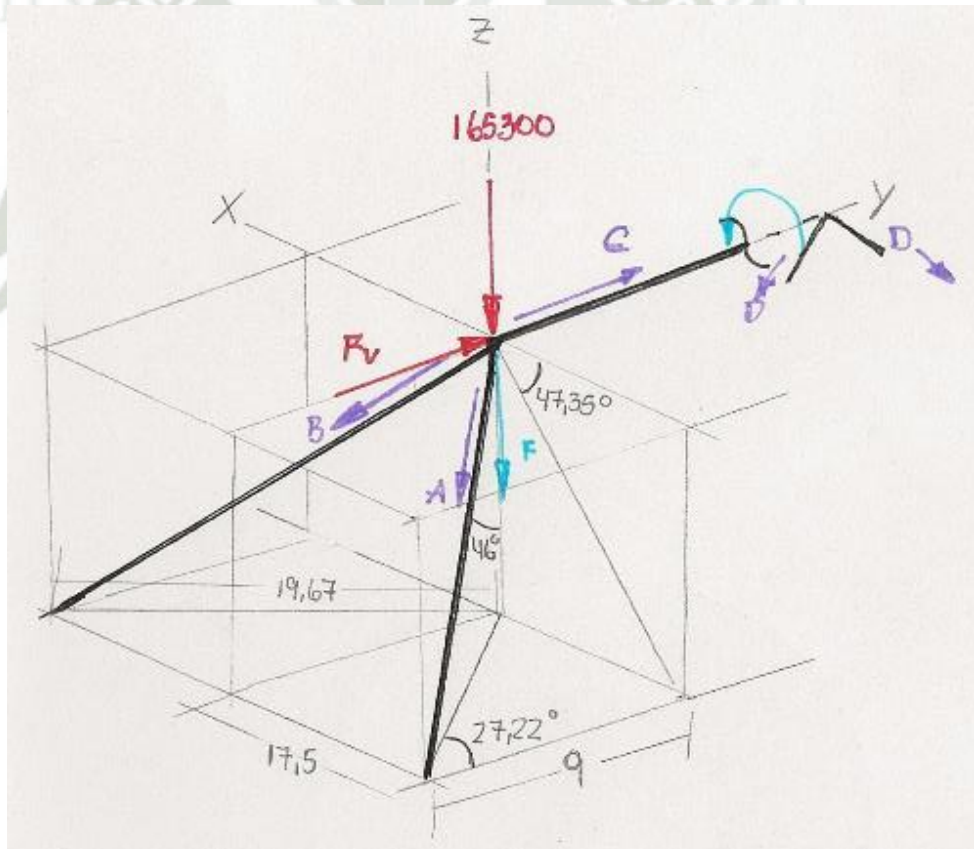


Fig. 182 Diagrama de cuerpo libre de Columnas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La fuerza producto de los momentos en las reacciones será calculada con el máximo momento de reacción en el eje principal.

$$F = \frac{M}{d} = \frac{5146438.44 \text{ L} * \text{in}}{\text{longitud del eje}} = \frac{5146438.44 \text{ L} * \text{in}}{216.535 \text{ in}} = 23767.23 \text{ Lb}$$

Carga P (Hallado líneas arriba en cálculo de eje central, como Rb)

$$P = 165300 \text{ Lb}$$

Sumatoria de fuerzas en X =0

$$A * \text{sen}(46) * \cos(62.78) = B * \text{sen}(46) * \cos(62.78)$$

$$A = B$$

Sumatoria de fuerzas en Y=0

$$Fv + C = A * \text{sen}(46) * \cos(27.22) (2)$$

$$21386.2 + C = A * 1.2793$$

Sumatoria de fuerzas en Z=0

Se traslada por el eje

$$F + P + s * A * \cos(46) = 0$$

$$23767.23 + 165300 + A * 1.3893 = 0$$

Resolviendo los sistemas =>

$$A = -136088.12 \text{ Lb}$$

$$C = -195483.73 \text{ Lb}$$

Analizando el otro nodo del soporte con las mismas consideraciones, incluyendo la fuerza que Se traslada por el eje.

Sumatoria de fuerzas en Y=0

$$Fv + C + 2 * D * \text{sen}(46) * \cos(27.22) = 0$$

$$21386.2 + (-195483.73) + 2 * D * \text{sen}(46) * \cos(27.22) = 0$$

$$D = 136088.12 \text{ Lb}$$

Las reacciones en las columnas serán de 136088.12 Lb , en cada una. Con este valor se diseñarán. Se observa además que cada columna soportara la misma carga, solo que las columnas de un lado estarán a tracción y las otras 2 estarán a compresión.

3.4.13.1.2. Diseño de Columnas Compuestas

Las columnas a diseñar serán miembros compuestos de 2 perfiles C con celosías para darles rigidez.

a) Primera estimación:

El valor para el cálculo de las columnas será:

$$P = 136088.12 \text{ Lb}$$

Asumimos para una primera aproximación

$$\frac{KL}{r} = 75$$

$$\phi_c F_{cr} = 22.76$$

$$A_g = \frac{P}{\phi_c F_{cr}} = \frac{136.088 \text{ Klb}}{22.76} = 5.97$$

La columna se formará por 2 perfiles

$$A_g = \frac{A_g}{2} = 2.98 \text{ in}^2$$

Ensayamos un perfil C8 x 11.5 (pág. 1-50, AISC-Manual of Steel Construction)

$$A_g = 3.38 \text{ in}^2$$

$$I_{xx} = 32.6 \text{ in}^4$$

$$I_{yy} = 1.32 \text{ in}^4$$

La columna ensayada tendrá las siguientes dimensiones:

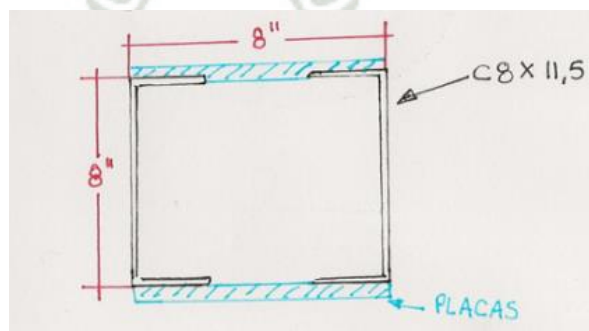


Fig. 183 Medidas Columna C8x11.5

Fuente: Manual of Steel Construction

Autor: AISC

- **Inercias de las columnas**

$$I_{xx \text{ colum}} = 2 * 32.6 = 65.2 \text{ in}^4$$

$$I_{yy \text{ colum}} = 2 * \left(1.32 + 3.38 * \left(\frac{8}{2} - 0.571 \right)^2 \right) = 82.12 \text{ in}^4$$

- **Radio de giro**

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{65.2}{2 * 3.38}} = 3.1056$$

b) Comprobamos la esbeltez del conjunto =>

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 27.34 * 12}{3.1056} = 68.66$$

$$\phi_c F_{cr} = 23.82$$

$$P = A_g * \phi_c F_{cr} = 3.38 * 23.82 = 80.51 \text{ Klb}$$

$$< 136.088 \text{ Klb} \dots \textbf{NO CUMPLE}$$

c) Segunda estimación:

Ensayamos un perfil C8 x 18.75 (pág. 1-50, AISC-Manual of Steel Construction)

$$A_g = 5.51 \text{ in}^2$$

$$I_{xx} = 44 \text{ in}^4$$

$$I_{yy} = 1.98 \text{ in}^4$$

La columna ensayada tendrá las siguientes dimensiones

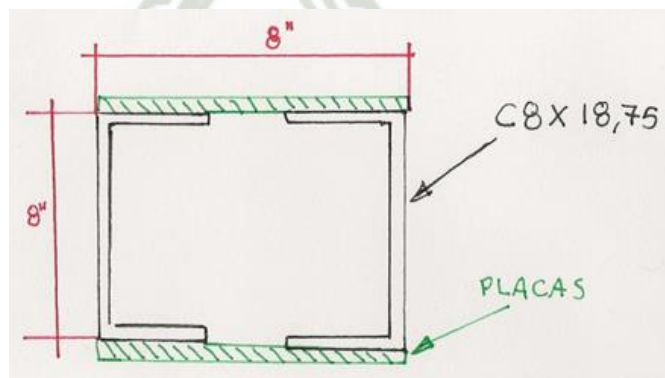


Fig. 184 Medidas Columna C8x18.75

Fuente: Manual of Steel Construction

Autor: AISC

- **Inercias de las columnas**

$$I_{xx\ column} = 2 * 44 = 88\ in^4$$

$$I_{yy\ column} = 2 * \left(1.98 + 5.51 * \left(\frac{8}{2} - 0.565 \right)^2 \right) = 133.987\ in^4$$

- **Radio de giro**

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{44}{2 * 5.51}} = 3.99$$

Comprobamos la esbeltez del conjunto =>

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65 * 27.34 * 12}{3.99} = 53.44$$

$$\phi_c F_{cr} = 26.25$$

$$P = A_g * \phi_c F_{cr} = 5.51 * 26.25 = 144.63\ Klb$$

$$> 136.088\ Klb \dots \textbf{CUMPLE}$$

Comprobación por área

$$P = A_g * \phi_t * F_y = 5.51 * 0.9 * 36 = 178.524\ Klb > 128.190\ Klb$$

$$P = A_g * \phi * F * U = 5.51 * 0.75 * 60 * 0.9 = 223.155\ Klb > 128.190\ Klb$$

El perfil no falla por fluencia ni por ruptura.

3.4.13.2. Análisis con SAP

Con el fin de optimizar el diseño de las columnas, se optó por simular y realizar los cálculos a través del software SAP. Por lo tanto, se obtuvo lo descrito a continuación:

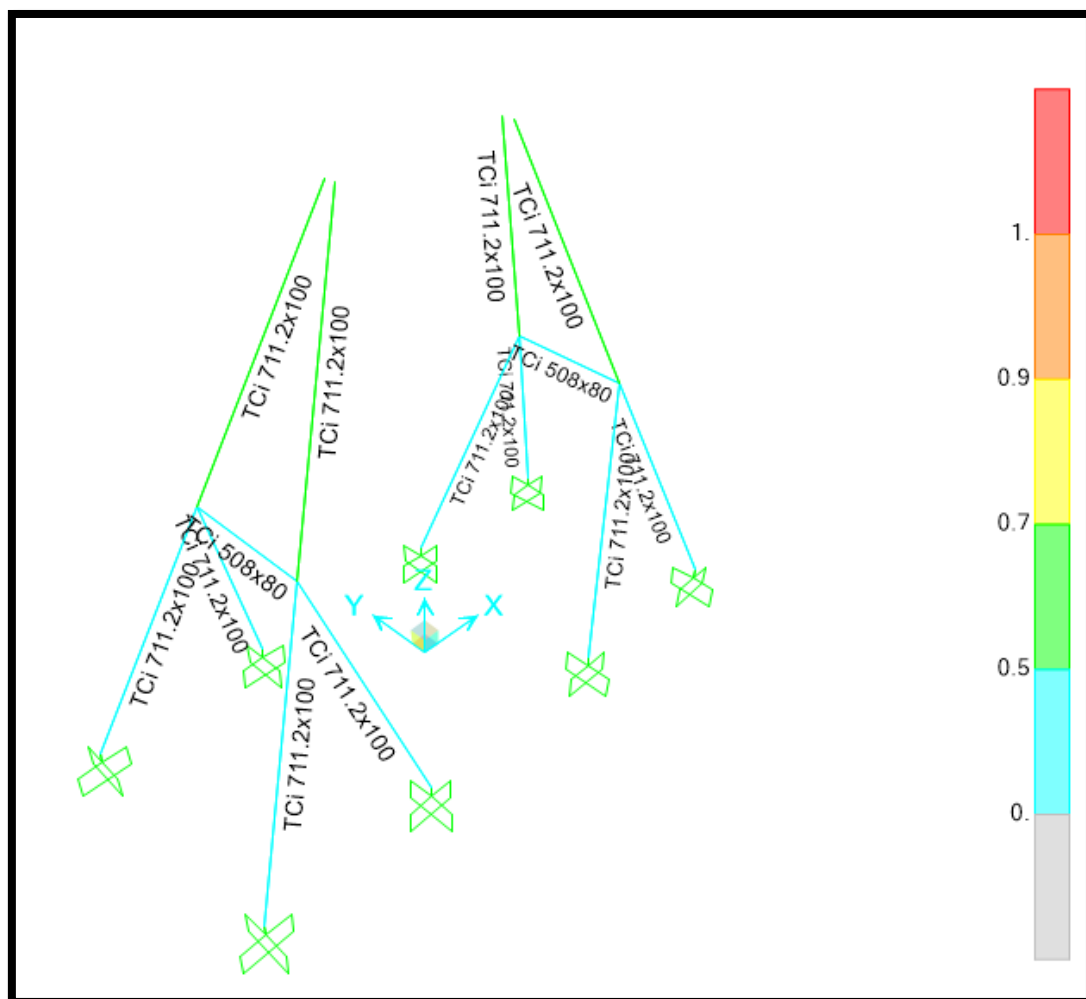


Fig. 185 Configuración y perfiles de Columnas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

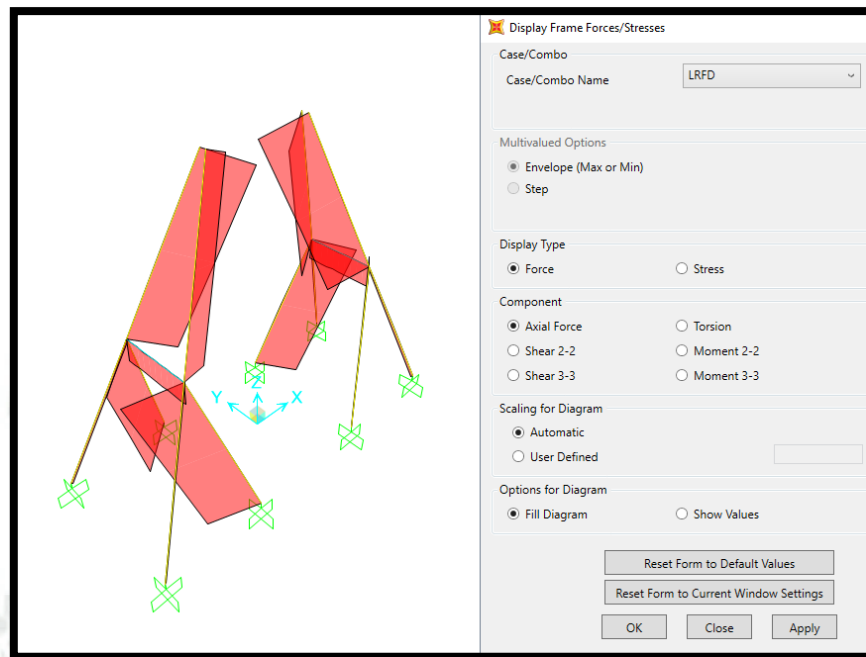


Fig. 186 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

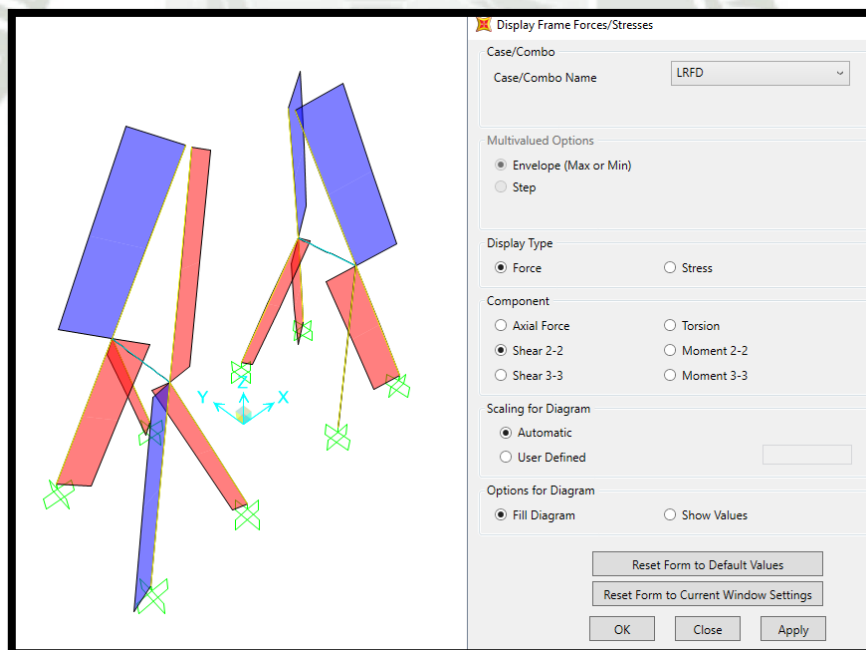


Fig. 1877 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

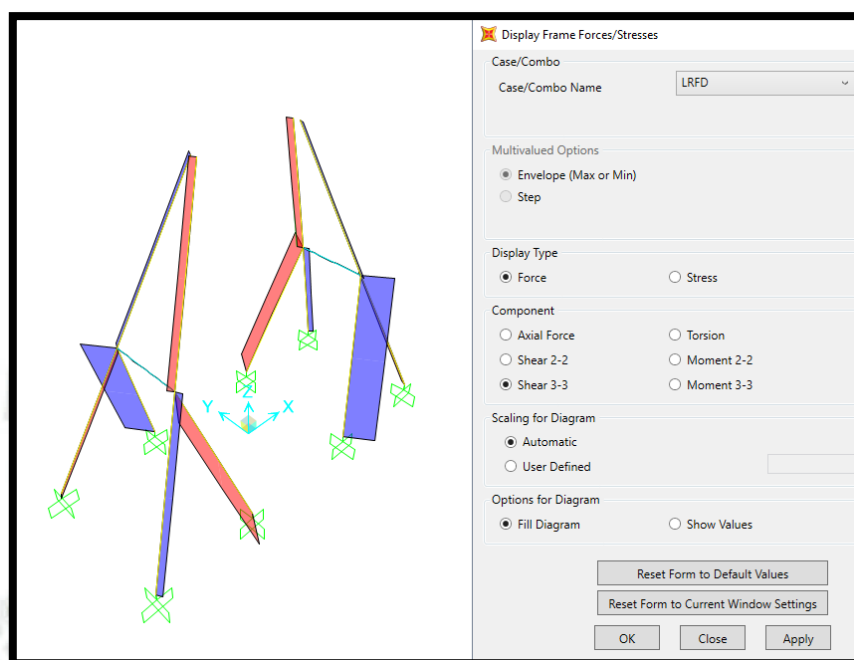


Fig. 188 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

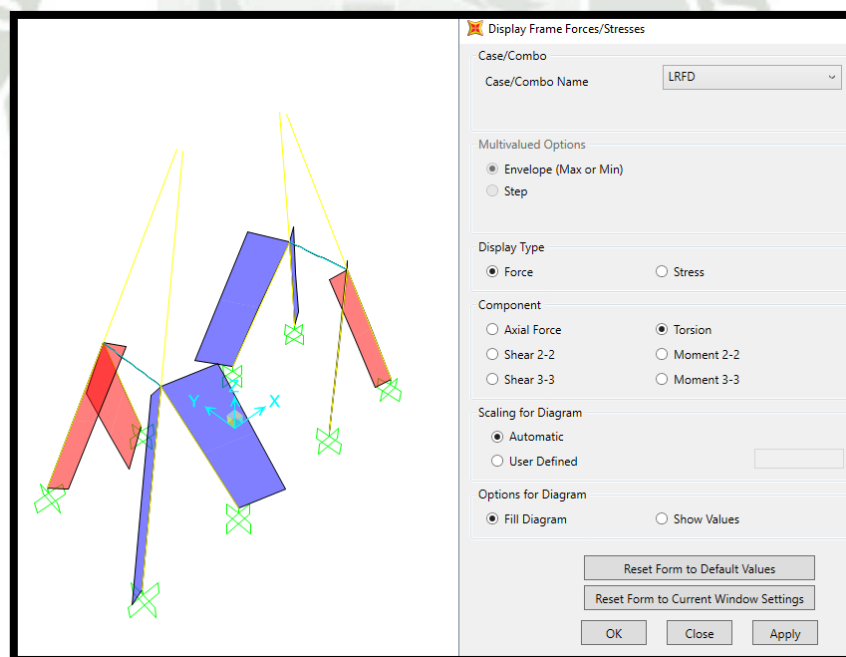


Fig. 189 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

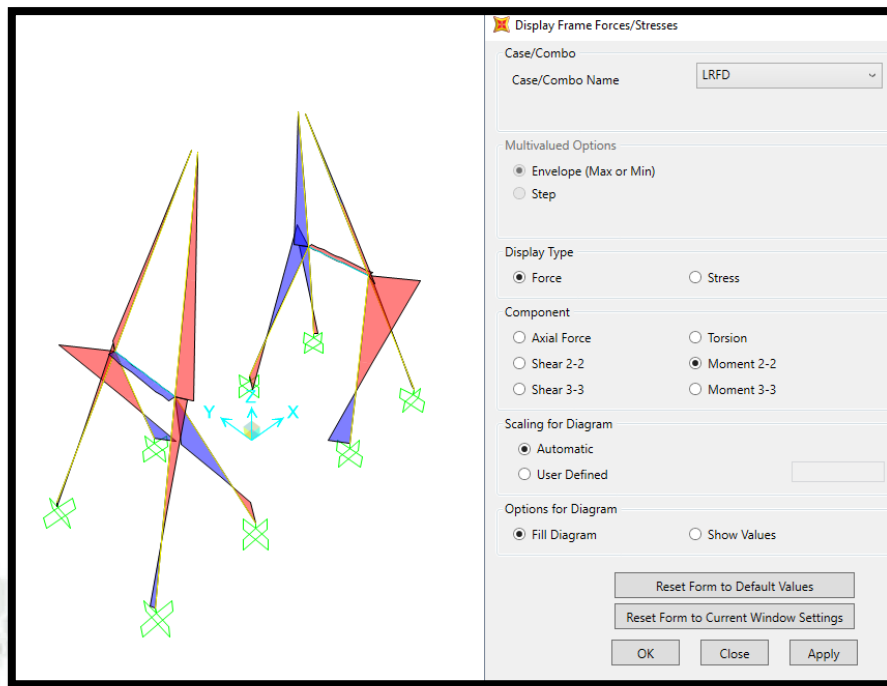


Fig. 190 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

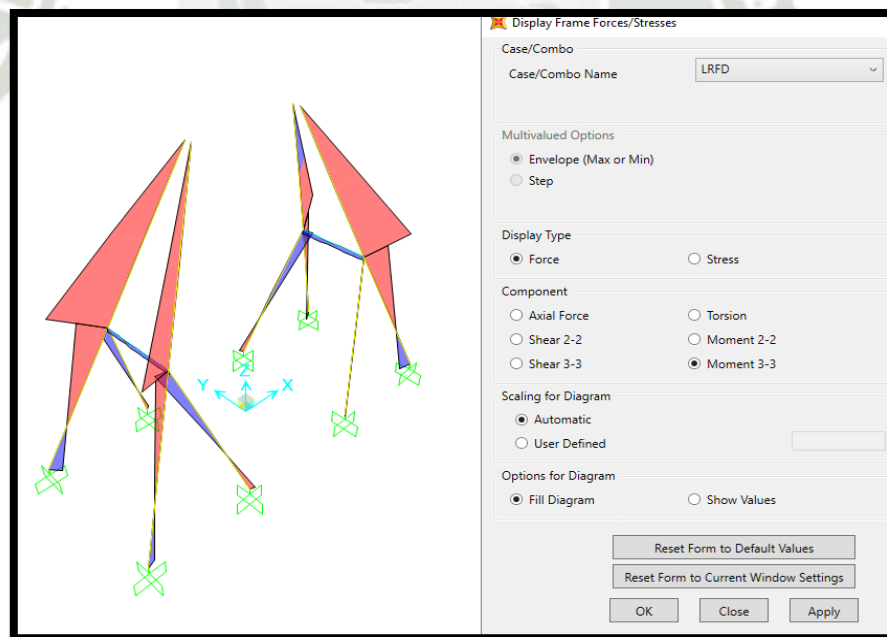


Fig. 191 Distribución de Fuerzas y Esfuerzos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

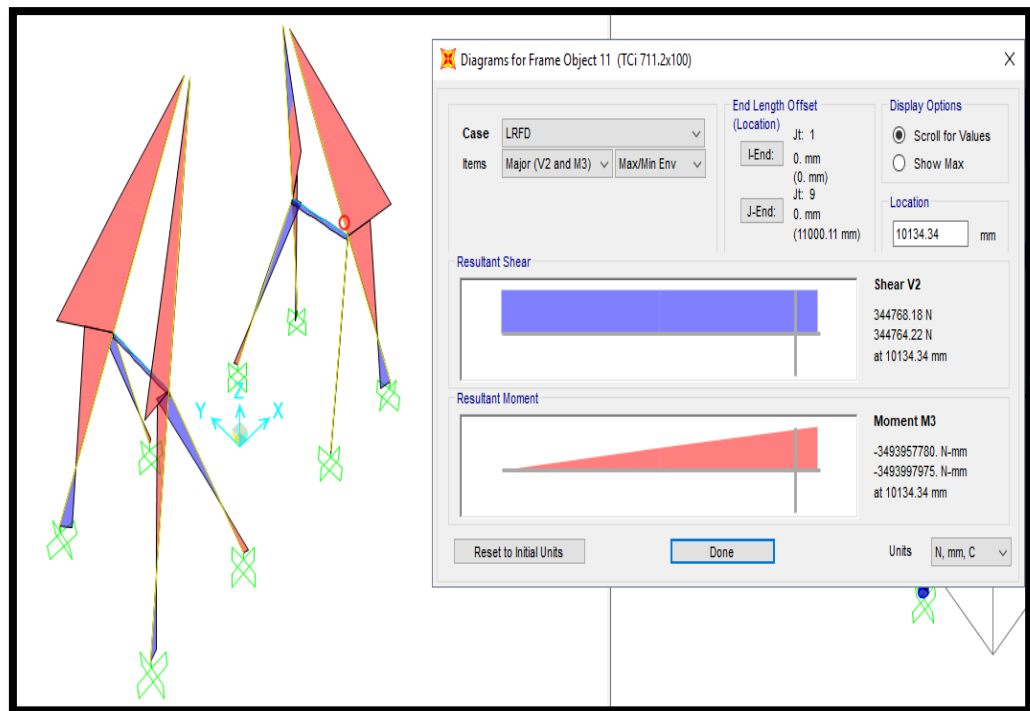


Fig. 192 Diagramas Fuerza Cortante y Momento Flector

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

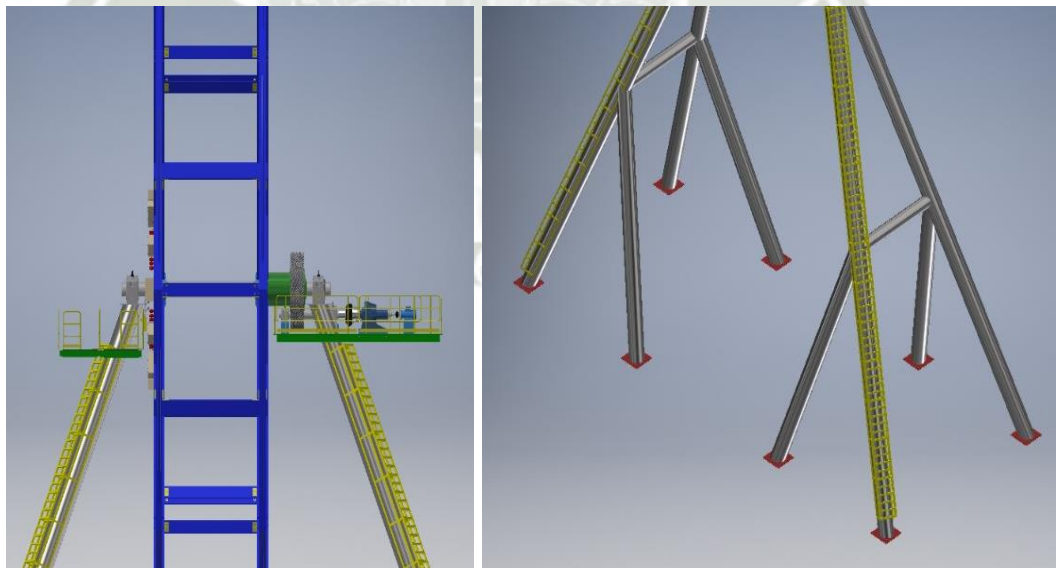


Fig. 193 - Fig. 194 Vista 3d lateral y de perfil de Columnas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

- Resultados

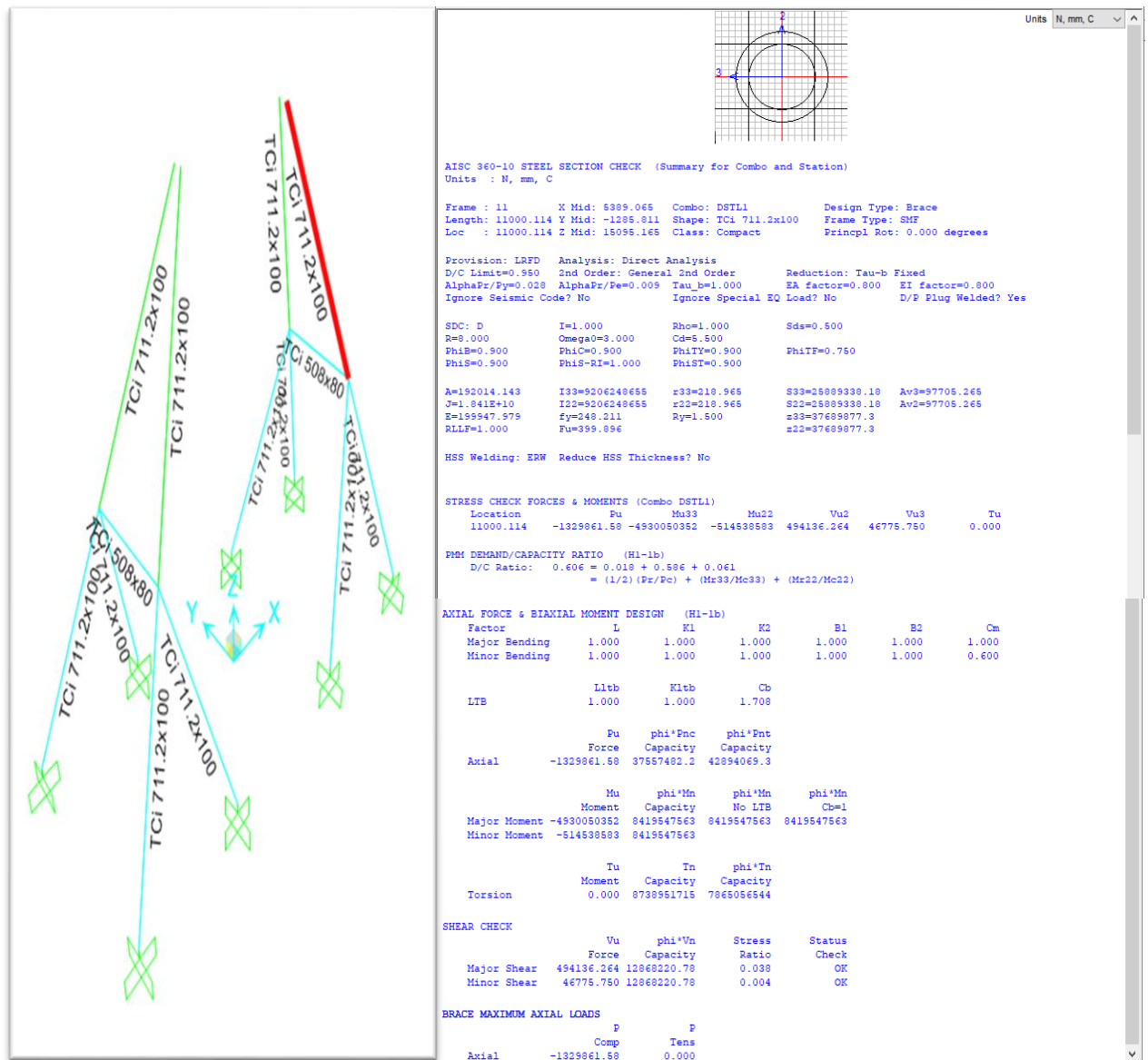


Fig. 195 Resultados dados por SAP

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

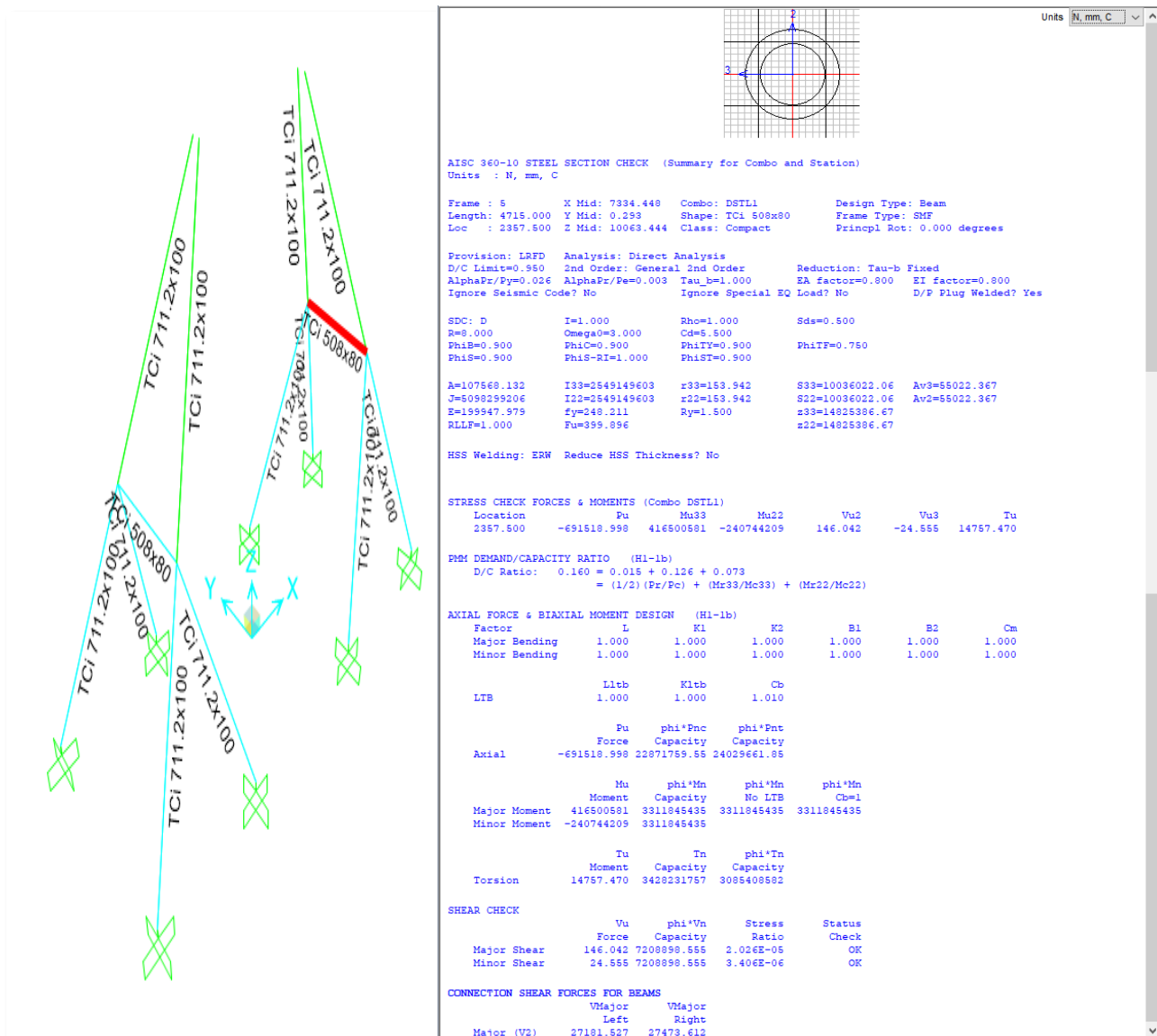


Fig. 196 Resultados dados por SAP

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

3.4.14. Diseño de ensamble acople central

3.4.14.1.Requerimientos de diseño

- ✓ Debe soportar y alojar a los rodajes del eje central
- ✓ Compuesto por dos semicírculos, para facilitar el ensamble y fabricación.
- ✓ Agujeros empernados para soportar las placas de unión de los radios de la rueda.
- ✓ Compatible con el eje central de 17 pulgadas de diámetro.
- ✓ Tomar en cuenta la disposición y geometría de pernos anterior.
- ✓ Conformado por 4 semicírculos en total para tener un comportamiento tipo tapa para el rodaje.
- ✓ En el centro de la unión de los semicírculos deberá estar considerado el espacio para la placa de unión de vigas con disco.
- ✓ Deberá contar con los agujeros para sujetar las “tapas” conformadas por el disco.

3.4.14.2.Diseño de semi disco sin alojamiento

Por ser complejo el cálculo, consideramos que la mejor opción era analizarla por FEA, se utilizaran las cargas obtenidas del sistema de ecuaciones.

3.4.14.2.1. Primer Análisis

En el primer análisis consideramos un disco de 4 pulgadas de espesor con 1.3 metros de diámetro, dicho diámetro se determinó aproximadamente para poder alojar el rodaje previamente seleccionado y poder soportar una placa u otro disco donde se empernarán los radios de la rueda.

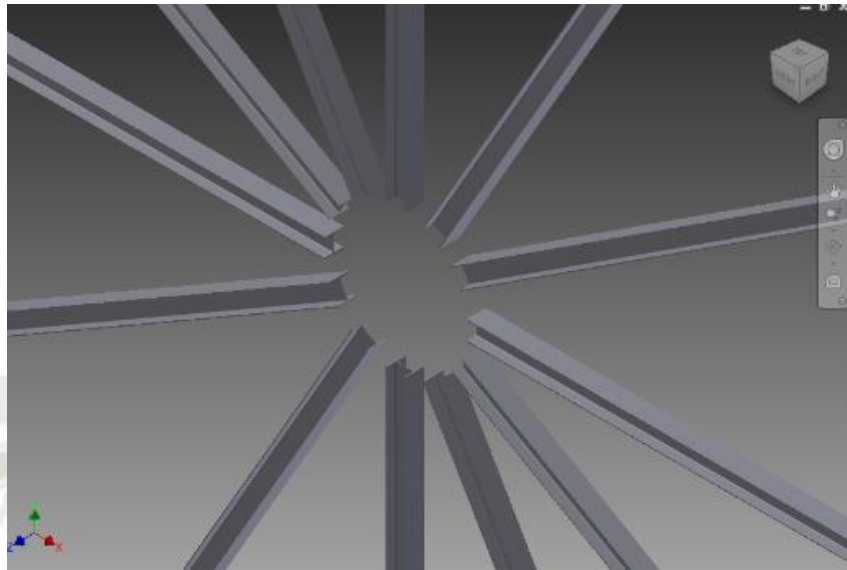


Fig. 197 Vista isométrica CAD de ubicación de semidisco

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Al realizar esta aproximación, también ayuda a determinar un diámetro mínimo con el cual los radios no chocarán entre sí. Las condiciones de contorno determinadas en las dimensiones determinadas son las siguientes

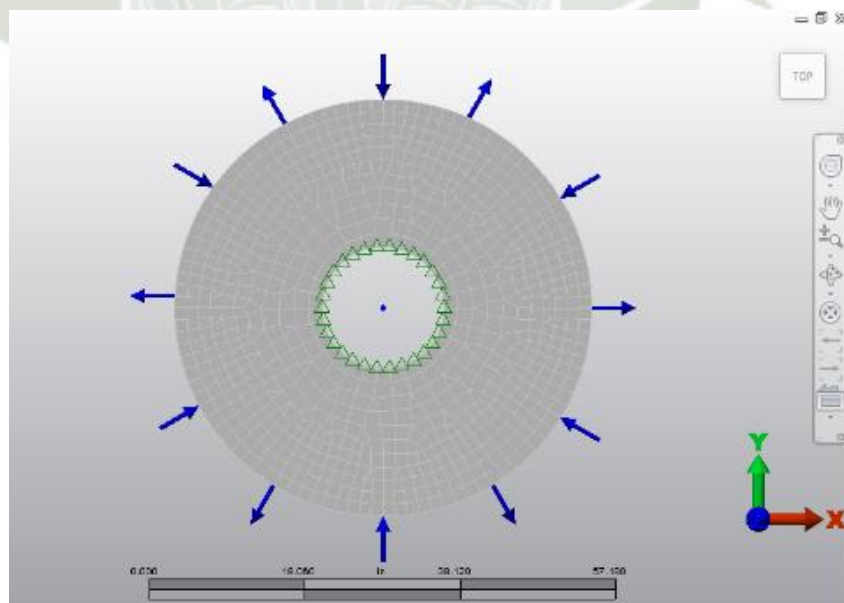


Fig. 198 Simulación FEA de configuración de malla y cargas aplicadas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Resultados

Desplazamiento (in)

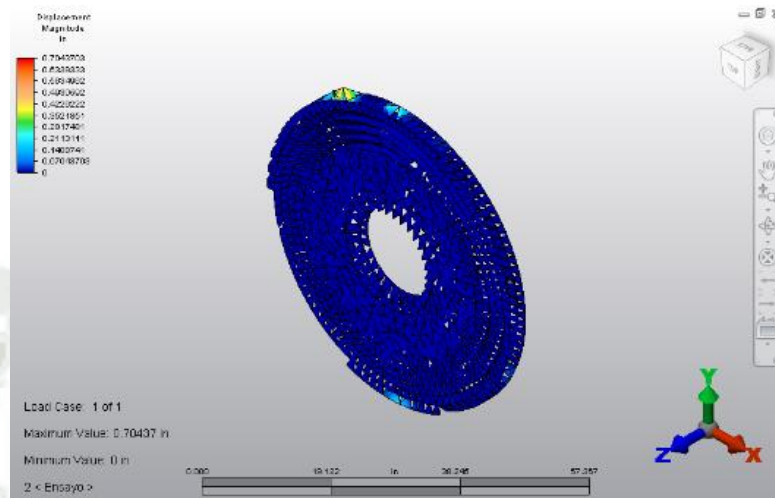


Fig. 199 Simulación FEA de deformación

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El análisis de los resultados, es que es necesario aumentar el espesor del disco, pues el desplazamiento es demasiado grande 0.7 pulgadas, el cual es un valor inadecuado, tiene poco espacio para el alojamiento.

3.4.14.2.2. Segundo Análisis

10 pulgadas de espesor y se mantienen los 1.3 metros de diámetro.

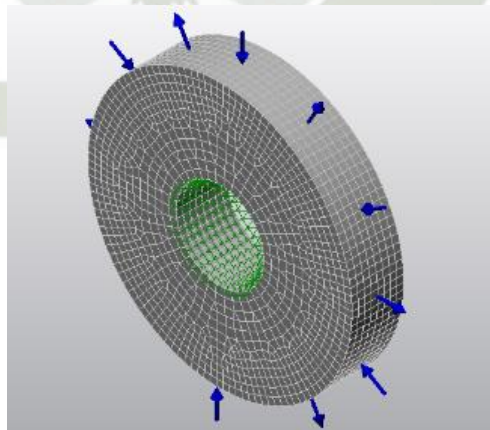


Fig. 200 Simulación FEA de configuración de malla y cargas aplicadas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Resultados

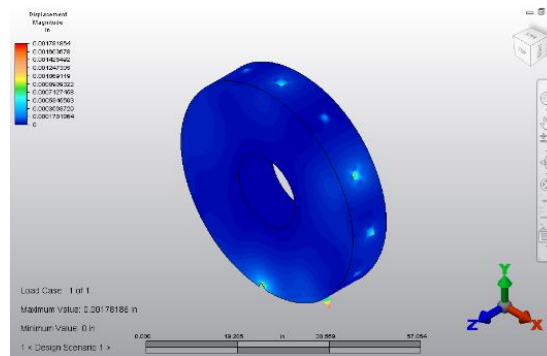


Fig. 201 Simulación FEA de deformación

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- En este caso tenemos que la deformación máxima es de 0.00178 in, la cual es bastante buena, pero se podría mejorar un poco realizando otro análisis, si dicho nuevo análisis no cumple, se tomará como selección el ensayo número dos.

3.4.14.2.3. Tercer Análisis

La geometría se mantiene en el diámetro, pero se redujo el espesor a 7 pulgadas.

- Resultados

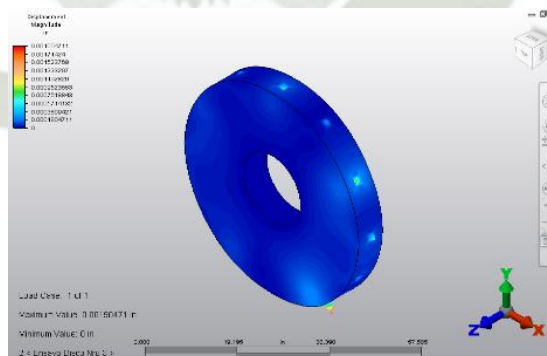


Fig. 202 Simulación FEA de deformación

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

La deformación máxima es de 0.00191 pulgadas, por lo tanto, este espesor de siete pulgadas también cumple con la carga bastante bien.

3.4.14.3.Diseño de semi disco con alojamiento

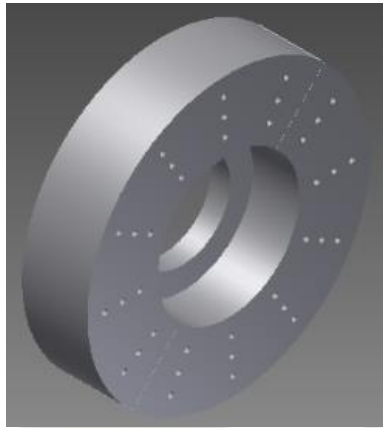


Fig. 203 Diseño de semidisco con alojamiento

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Para verificar las dimensiones exactas revisar los planos anexados en el informe, dentro de la geometría se tomó en cuenta que no debería ser menor a 3.5 pulgadas, la mitad de las 7 pulgadas contempladas en el ensayo por finitos, debido a que son 2 “tapas” de 3.5 pulgadas como mínimo cada una.

3.4.14.4.Diseño placa lateral

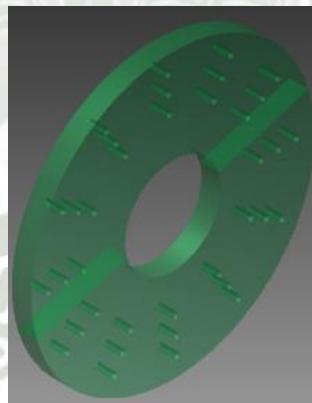


Fig. 204 Diseño de placa lateral

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Este lado cuenta con los mismos pernos y también está compuesto por dos semicírculos para facilitar ensamble y fabricación, aparte de ello su espesor es de 3.5 pulgadas, cumpliendo con el mínimo determinado para no tener mucha deformación debido a las cargas.

3.4.14.5. Diseño de placa central (Uniones radios W8X31)

Anteriormente se calcularon placas de unión, para facilitar la fabricación dichas doce placas, las tomaremos como un solo plato en el que va a ir entre los semicírculos que alojan al rodamiento, dicho plato contará con los agujeros para pernos de la unión correspondiente y agujeros más cercanos al centro que corresponde a los pernos que van a sujetar a los discos de alojamiento, de cálculos anteriores tenemos que el espesor necesario de la placa es 1 ¼ pulgadas.

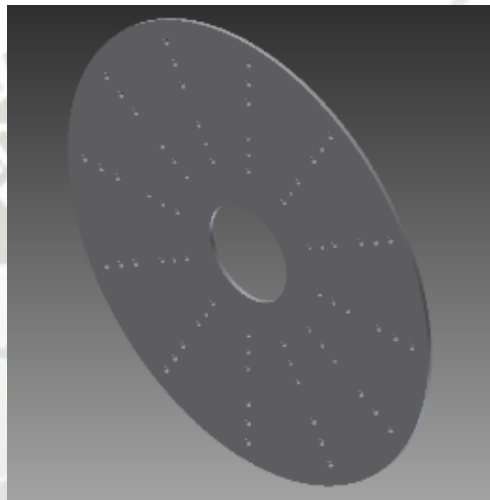


Fig. 205 Diseño de placa central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Para poder ver la geometría detallada ver los planos de despiece en los anexos.

3.4.14.6. Selección de Rodamiento para Acople Central

De cálculos anteriores tenemos que la carga más alta en el sentido radial es 135 Klb (822 KN), con lo cual se realizó la selección de acuerdo a los pasos necesarios en el manual y catálogo de SKF. Se selecciono un rodaje tipo rodillos cónicos doble fila, para tener compensación de fuerza axial en ambos sentidos, por lo tanto de acuerdo a las características geométricas requeridas por el eje de 17 pulgadas (431.8mm) de diámetro. De la tabla escogimos uno de la serie 24088 ECA/W33 Explorer.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	Limiting speed	Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed r/min		* SKF Explorer bearing
mm			kN				
440	650	212	4800	9150	500	850	24088 ECA/W33 *

Calculation factors
 $e = 0.3$
 $Y_1 = 2.3$
 $Y_2 = 3.4$
 $Y_0 = 2.2$

Fig. 206 Características de Rodamiento 24088 ECA/W33 Explorer

Fuente: www.skf.com

Autor: SKF

De la tabla tenemos que los factores de cálculo son los siguientes:

$$e = 0.3$$

$$Y_1 = 2.3$$

$$Y_2 = 3.4$$

$$Y_0 = 2.2$$

Los cálculos necesarios para la selección de acuerdo al tipo de rodaje seleccionado son los siguientes:

Fa = Fuerza Axial determinada por cálculos = 155 Klb = 689 KN

Fr = Fuerza Radial determinada también por cálculos anteriores = 185 Klb = 822 KN

Carga Equivalente o Básica Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa), \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} > e$$

$$C = Fr, \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

Entonces:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{155 \text{ Klb}}{185 \text{ Klb}} = 0.83$$

$$e = 0.16$$

$$0.83 > 0.3$$

Por lo tanto:

Carga Equivalente Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa)$$

$$C = 0.67 * (822) + 3.4(689) = 2893.34 \text{ KN}$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

$$Co = 822 + 2.2(689) = 2337.80 \text{ KN}$$

Tabla 41: Cuadro resumen de cargas estáticas y dinámicas de rodamiento acople central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Carga Dinámica Admisible (C)	Carga Dinámica Calculada (C)	Situación
4800 KN	2893 KN	Cumple
Carga Estática Admisible (Co)	Carga Estática Calculada (Co)	Situación
9150 KN	2337.80 KN	Cumple

El rodaje seleccionado cumple con las cargas dinámicas y estáticas, por lo tanto, este será el rodaje seleccionado para soportar el eje central.

3.4.14.7. Ensamble Acople Central

3.4.14.7.1. Diseño CAD

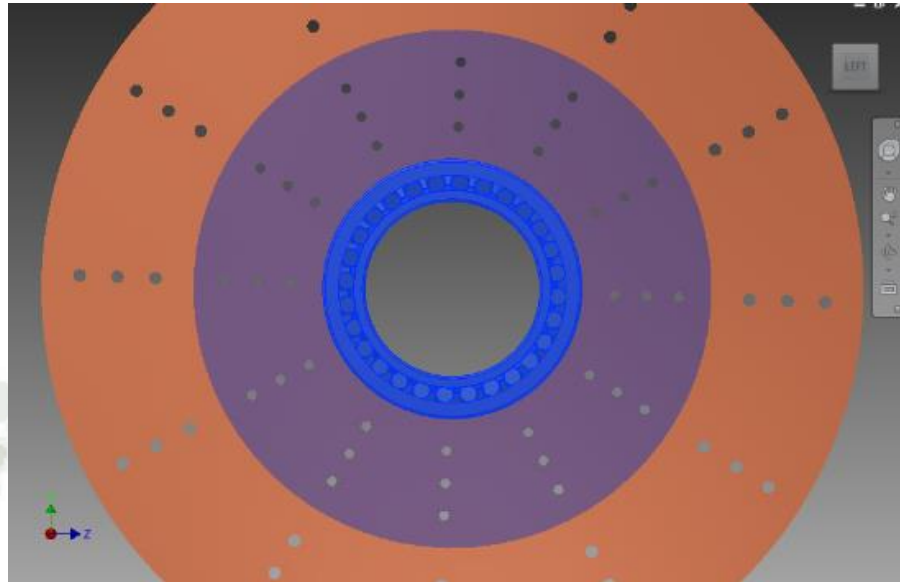


Fig. 207 Ensamble de Acople Central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

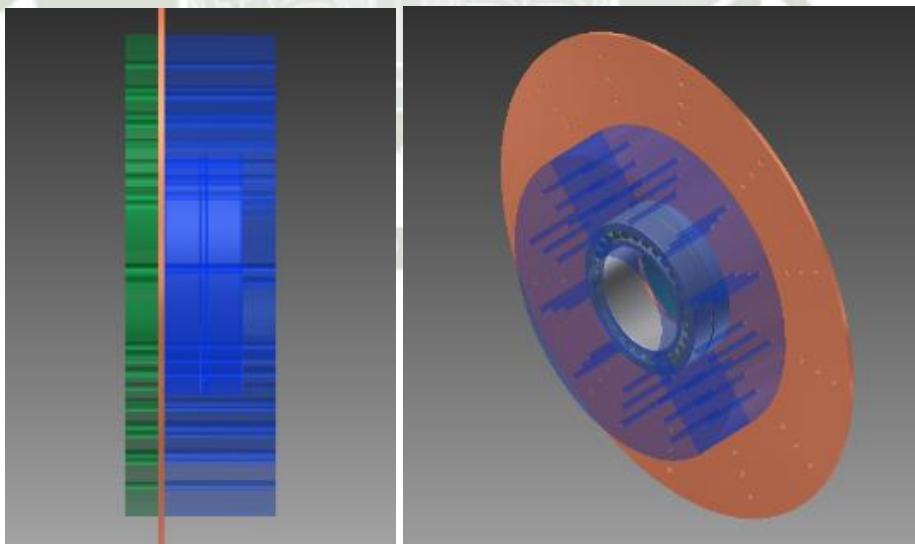


Fig. 208 - Fig. 209 Vistas de ensamble de Acople Central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

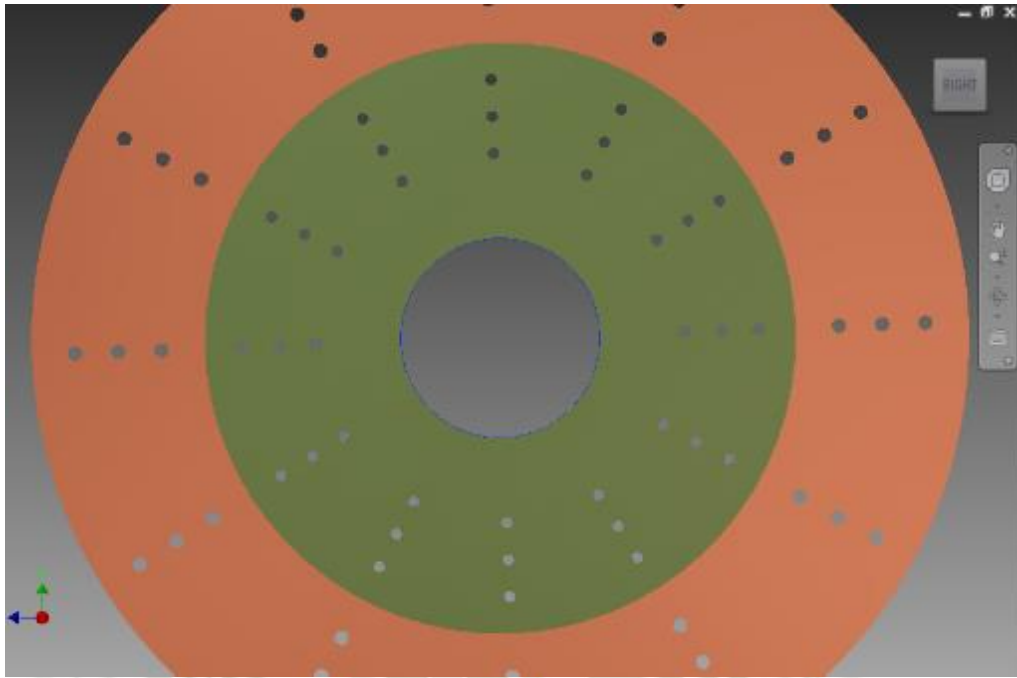


Fig. 210 Ensamble de Acople Central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

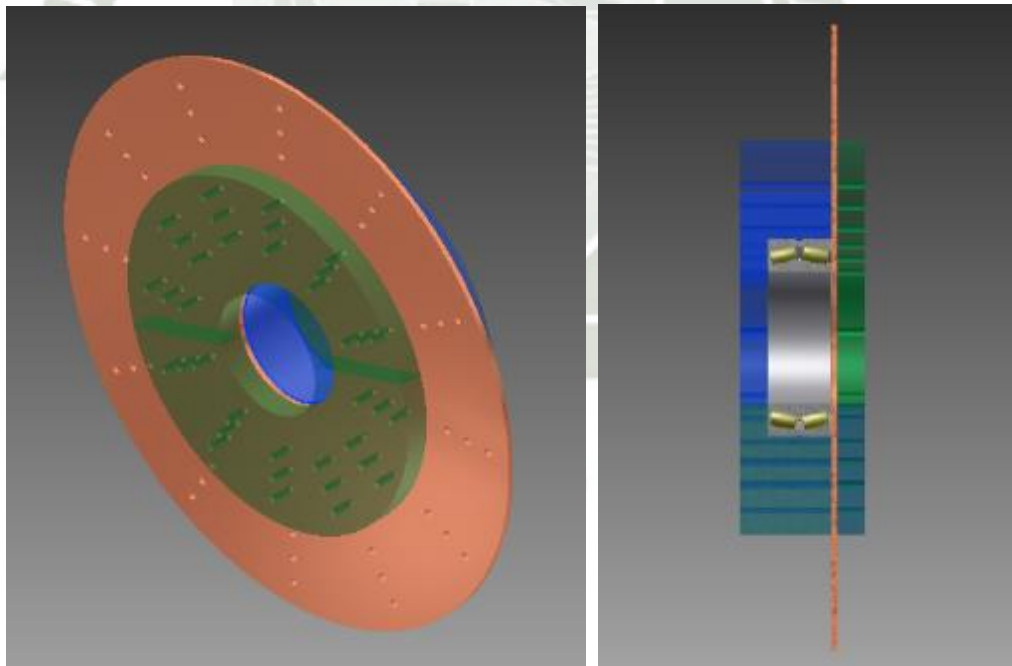


Fig. 211 - Fig. 212 Vistas de ensamble de Acople Central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.14.7.2. Análisis FEA

- Coeficiente de Seguridad

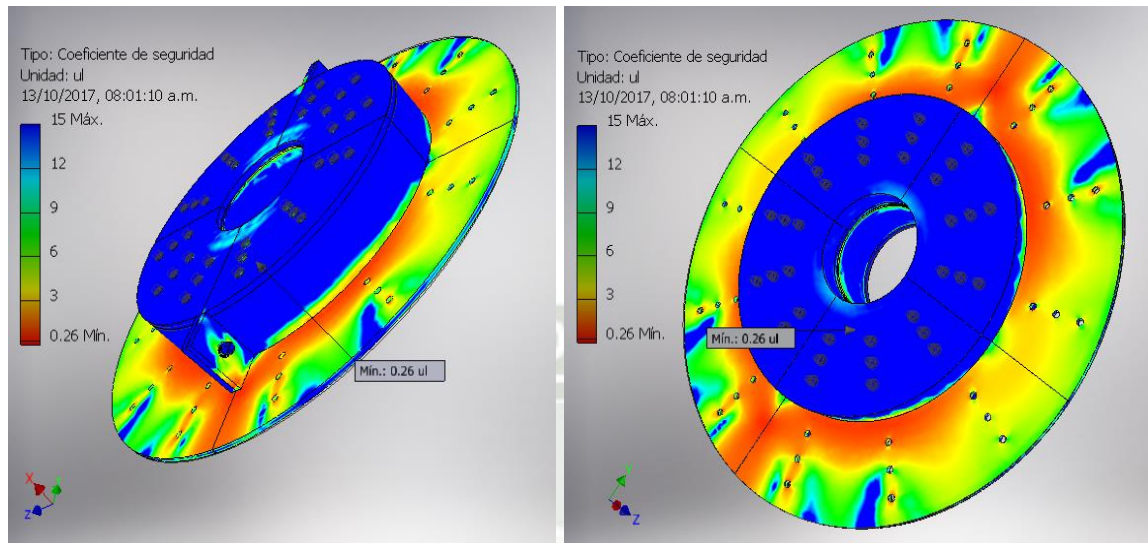


Fig. 213 - Fig. 214 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

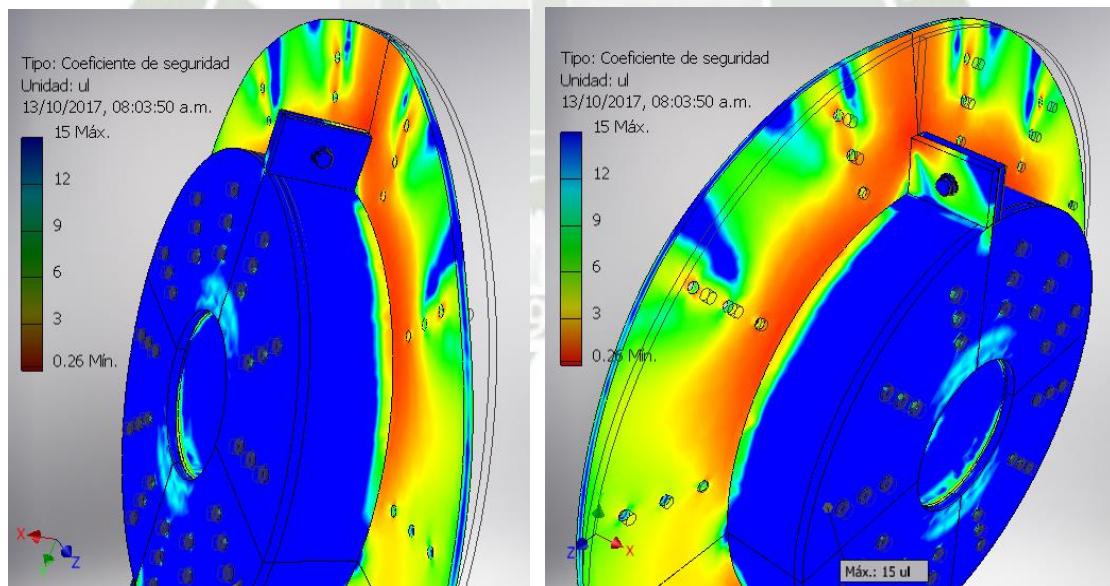


Fig. 215 - Fig. 216 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Deformación

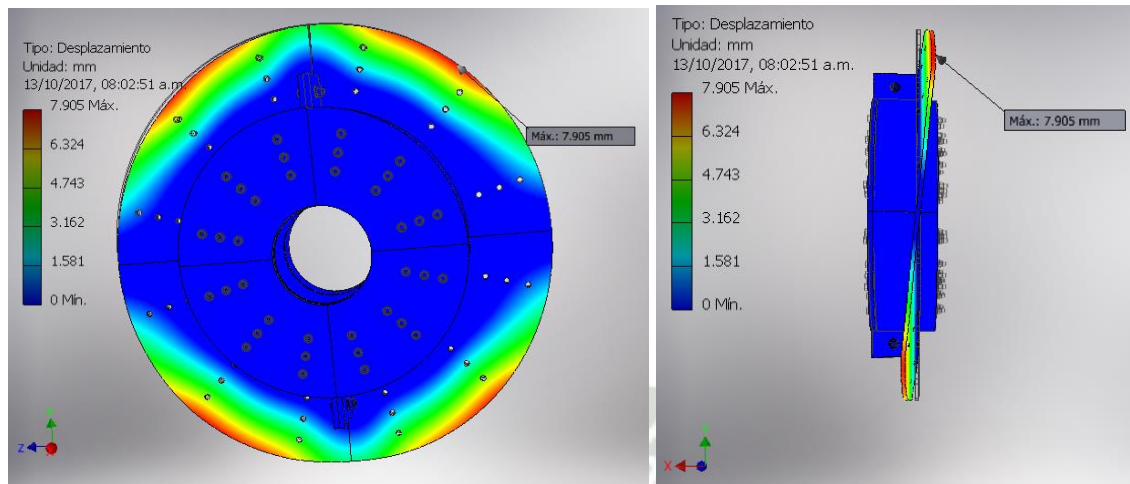


Fig. 217 - Fig. 218 Análisis FEA Deformación, máximo valor 7.905 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Tensión Von Mises

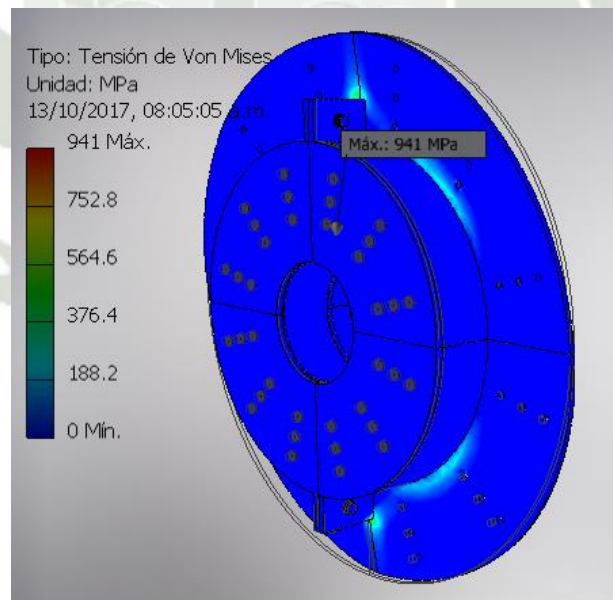


Fig. 219 Análisis FEA Tensión Von Mises, máximo valor 941 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Primera Tensión Principal

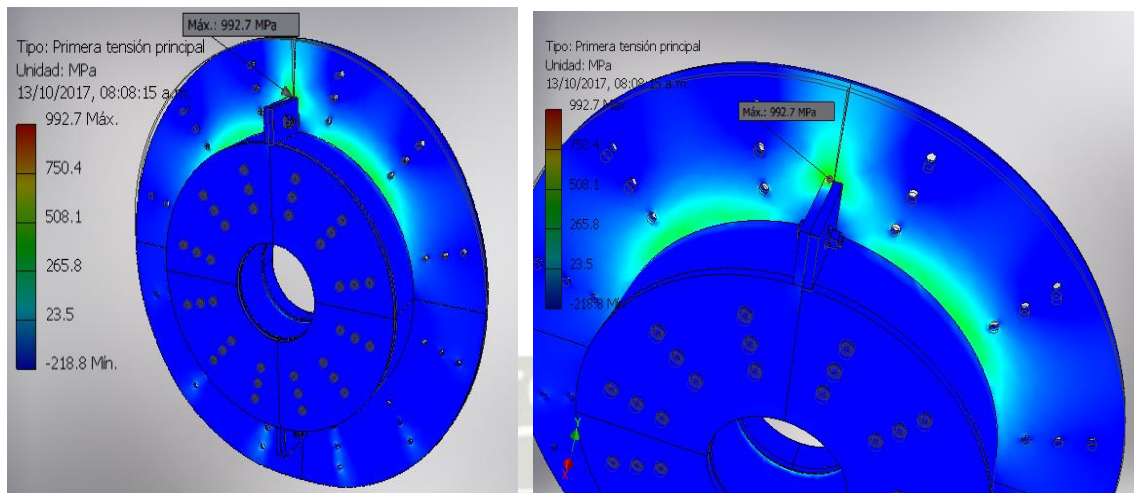


Fig. 220 - Fig. 221 Análisis FEA Deformación, máximo valor 992.7 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

- Tercera Tensión Principal

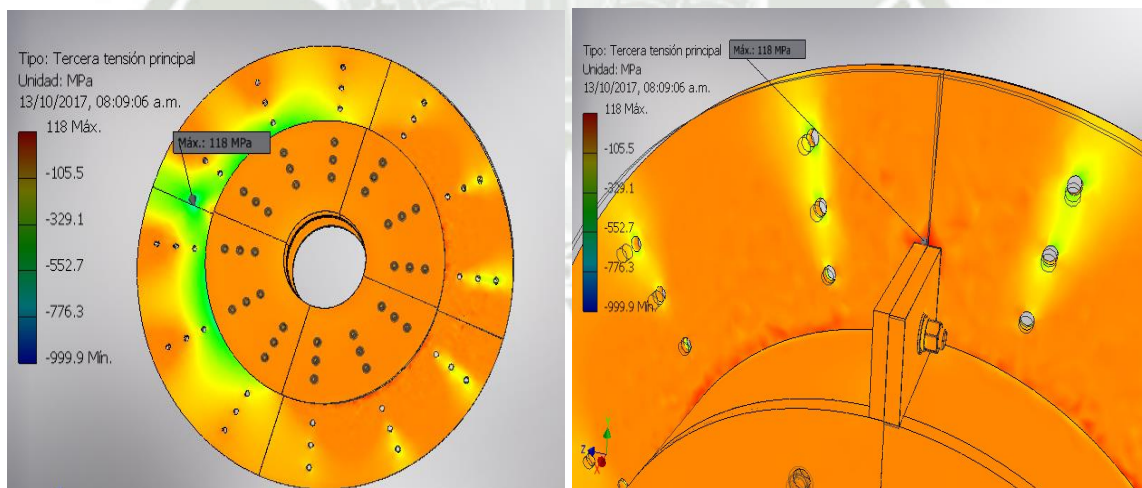


Fig. 222 - Fig. 223 Análisis FEA Deformación, máximo valor 118 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

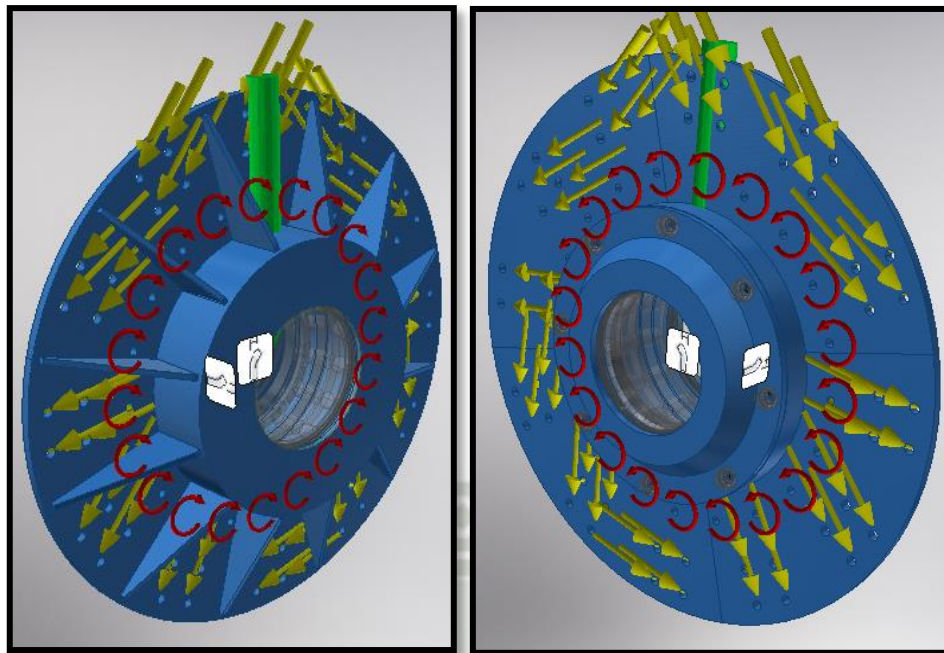


Fig. 225 - Fig. 226 Fuerzas y apoyos aplicados en el disco central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

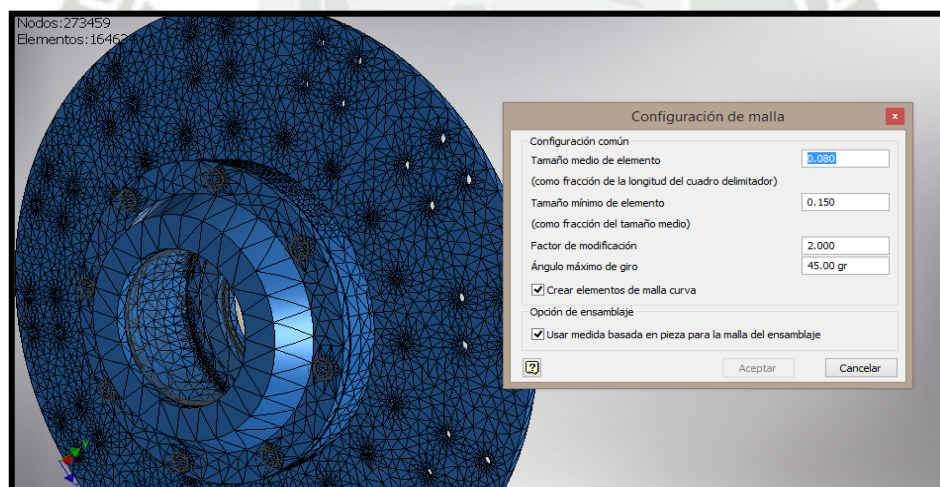


Fig. 227 Características del Mallado

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

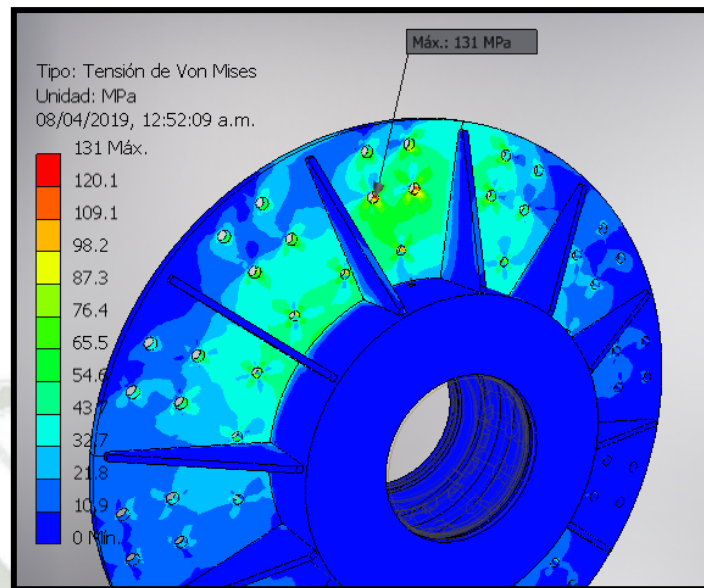


Fig. 228 Análisis FEA Tensión Von Mises, máximo valor 131 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

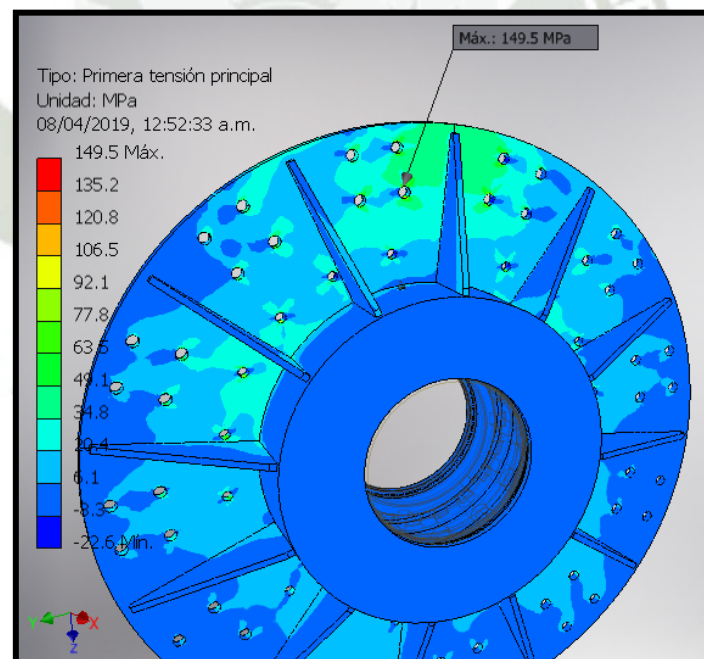


Fig. 229 Análisis FEA Primera Tensión Principal, máximo valor 149.5 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

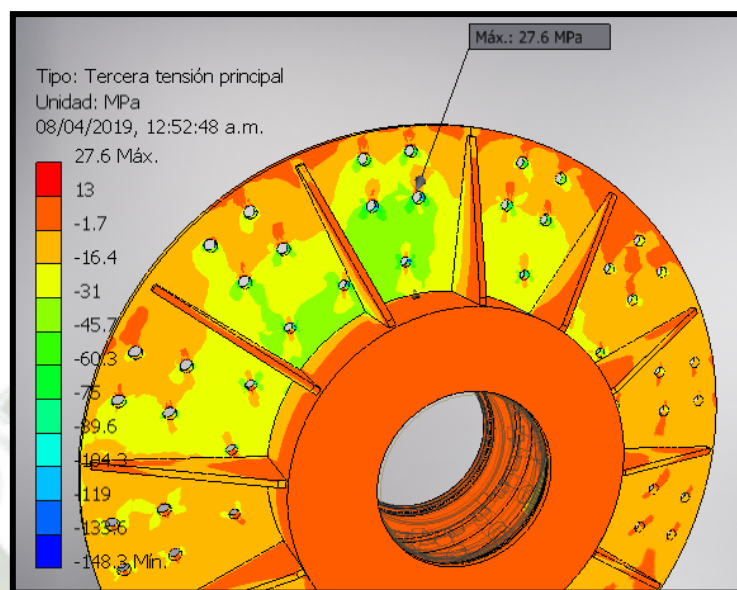


Fig. 230 Análisis FEA Tercera Tensión Principal, máximo valor 27.6 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

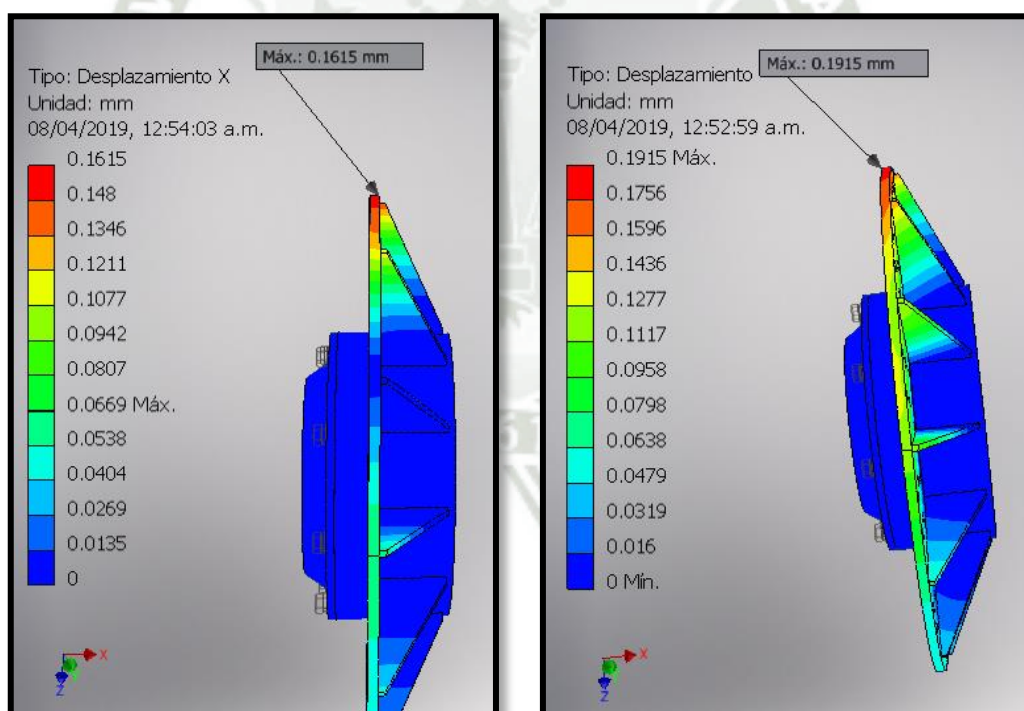


Fig. 231 - Fig. 232 Análisis FEA Deformación, valores entre 0.16 a 0.19 mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

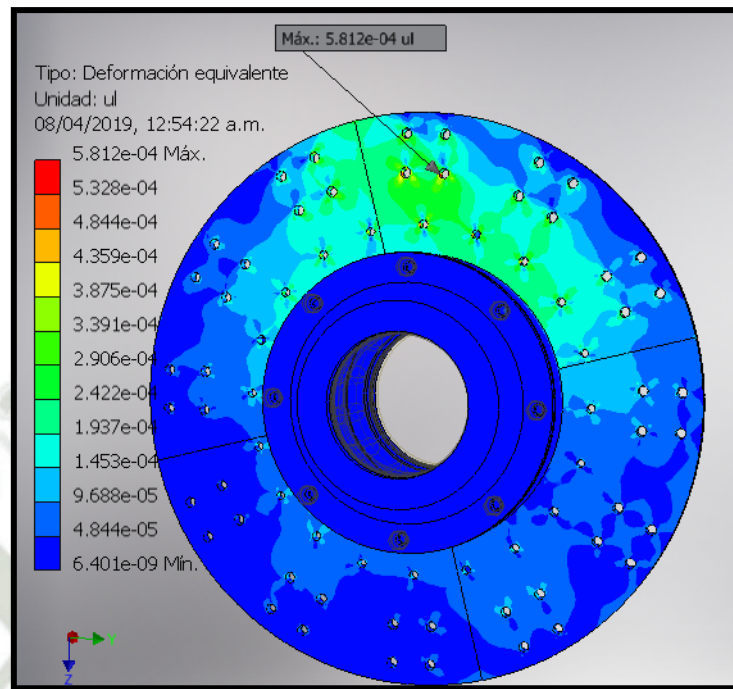


Fig. 233 Análisis FEA Deformación equivalente, máximo valor 5.81×10^{-4} ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

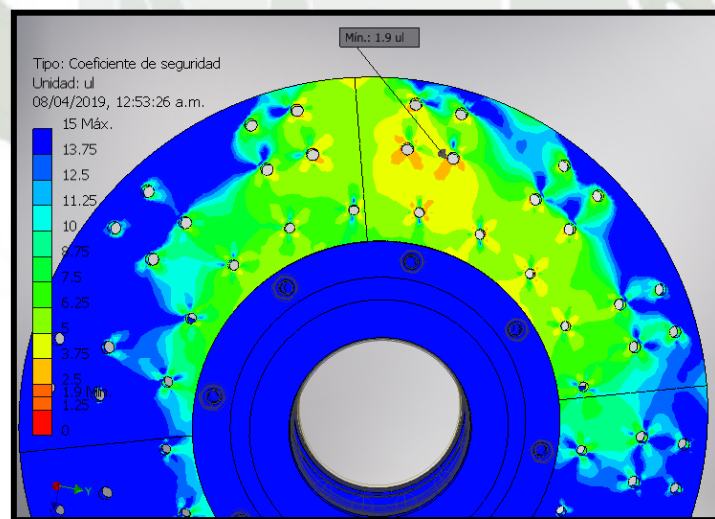


Fig. 234 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad, máximo valor 1.9 ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.15. Selección de Transmisión Mecánica

3.4.15.1. Cálculo de Inercia de Ferris Wheel

3.4.15.1.1. Inercia de carga muerta

Según los datos obtenidos mediante simulación en el software Inventor, el cual arrojo los siguientes valores de Inercias:

I1: 12,949,958.419 kg m² (Error relativo = 0.023217%) -> Eje X

I2: 24,421,048.309 kg m² (Error relativo = 0.023217%) -> Eje Y

I3: 12,885,497.971 kg m² (Error relativo = 0.023217%) -> Eje Z

Se tomara en cuenta la inercia I2 más crítica ubicada en el eje Y, respecto al siguiente 3d simulado:

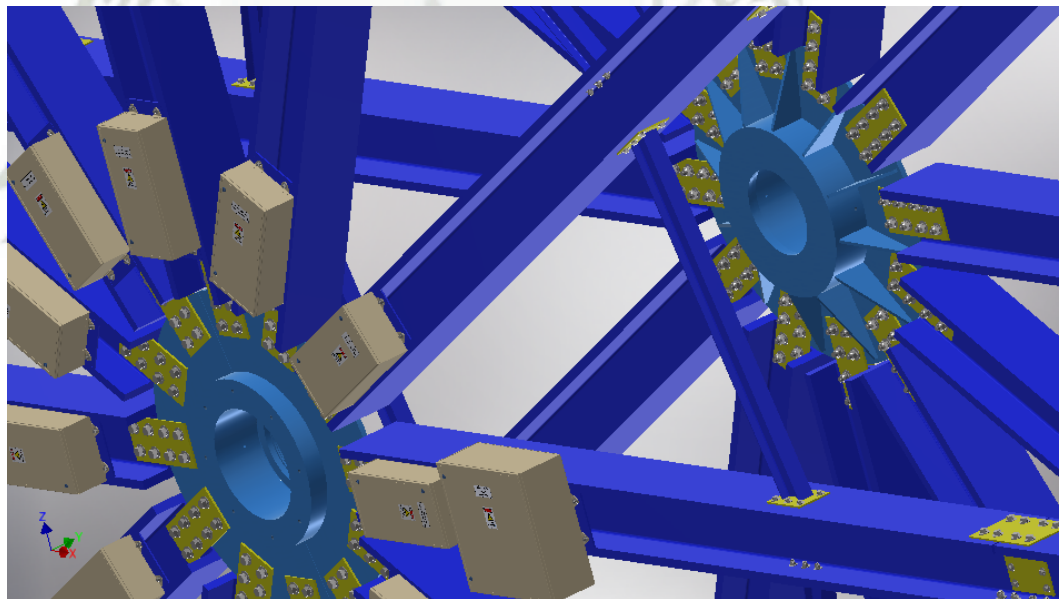


Fig. 235 Ensamble 3d CAD de la Rueda ensamblada

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

$$I_2 = I_{\text{Carga Muerta}} = 24,421,048.309 \text{ kgxm}^2$$

(Error relativo = 0.023217%) -> Eje Y

3.4.15.1.2. Inercia de carga viva

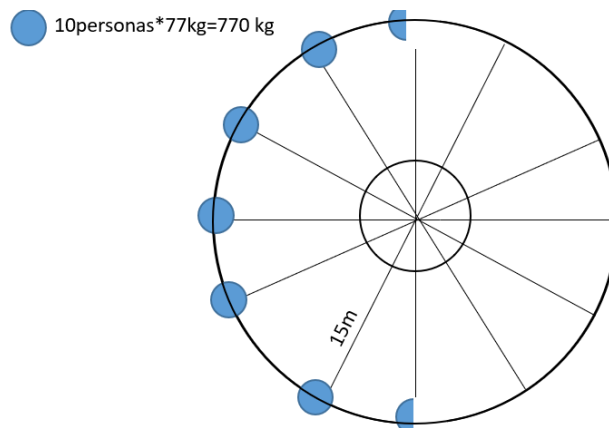


Fig. 236 Rueda con Inercia de Carga Viva

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Sumando todas las cargas, se obtiene el par del Momento de Inercia:

$$I_{Carga\ Viva} = F * d^2 = 770kg * 6 * (15m)^2 = 1,039,500\ kg * m^2$$

3.4.15.1.3. Inercia Total

$$I_{Total} = I_{Carga\ Muerta} + I_{Carga\ Viva}$$

$$I_{Total} = 24,421,048.309\ kg * m^2 + 1,039,500\ kg * m^2$$

$$I_{Total} = 25,460,548.309\ kg * m^2$$

3.4.15.2. Cálculo de Potencia requerida

- **Datos de entrada:**

I: Inercia Total considerando eje principal, valores dados por software Inventor

W_f : Velocidad tangencial de la rueda, considerando 0.5 RPM

α : Aceleración angular de la rueda

T: Torque de la rueda

P: Potencia de la rueda

- **Hallando Potencia Requerida (HP)**

Asumiendo $t = 6$ seg para llegar a la velocidad crucero, hallamos la aceleración:

$$W_f = W_o + \alpha t$$

$W_o = 0$ (Partiendo del reposo)

$$\alpha = \frac{W_f}{t} = \frac{\left(\frac{\pi \text{ rad}}{60 \text{ seg}}\right)}{(6 \text{ seg})} = 0.00873 \text{ rad/seg}^2$$

Por lo tanto, hallamos el torque:

$$T = I * \alpha$$

$$T = (25,460,548.309 - \text{kgxm}^2) * \left(0.00873 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}\right)$$

$$* \left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} - \text{m} * \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}}\right)$$

$$T = 222270.58673757 \text{ N} * \text{m} * \left(\frac{1 \text{ kg} - f}{9.81 \text{ N}}\right)$$

$$T = 22,657.55 \text{ kg} - f * \text{m} = 1,962,464.96 \text{ lb} - f \text{xin}$$

Finalmente hallamos la potencia requerida:

$$P = T * W$$

$$P = (22,657.55 \text{ kg} - f * \text{m}) * \left(\frac{\pi \text{ rad}}{60 \text{ seg}}\right) * \left(\frac{1 \text{ HP}}{76 \text{ kg} - f * \frac{\text{m}}{\text{seg}}}\right)$$

$$P = 15.6 \text{ HP} * \left(\frac{0.76 \text{ KW}}{1 \text{ HP}}\right) = 11.86 \text{ KW}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 1.2:

$$P = 18.72 \text{ HP} = 14.23 \text{ KW}$$

$$\mathbf{P \approx 20 \text{ HP}}$$

3.4.15.3. Selección de Motor Eléctrico – Siemens

- **Datos de ingreso:**

Potencia =>

$$P = 20 \text{ HP} = 14.91 \text{ KW}$$

- **Desarrollo de Selección**

Considerando su instalación en la ciudad de Arequipa con una altura 2500 m.s.n.m. (valor máximo en ciudad) y con una temperatura ambiente <30°C, procedemos a calcular el factor de reducción kHT (Siemens, 2018).

Tabla 42: Cuadro de factor de reducción kHT para variación de m.sn.m. y temperatura ambiente

Fuente: <https://www.siemens.com>

Autor: Siemens

Altura s.n.m (mts)	Temperatura ambiente					
	<30°C	30°C a 40°C	41°C a 45°C	46°C a 50°C	51°C a 55°C	56°C a 60°C
0	1,07	1,00	0,96	0,92	0,87	0,82
1500	1,04	0,97	0,93	0,89	0,84	0,79
2000	1,00	0,94	0,90	0,86	0,82	0,77
2500	0,96	0,90	0,86	0,83	0,78	0,74
3000	0,92	0,86	0,82	0,79	0,75	0,70
3500	0,88	0,82	0,79	0,75	0,71	0,67
4000	0,82	0,77	0,74	0,71	0,68	0,63

$$P_{adm} = P_{rated} * kHT$$

$$P_{adm} = 20 \text{ HP} * 0.96$$

$$P_{adm} = 19.2 \text{ HP}$$

Tabla 43: Tabla de datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 RPM

Fuente: <https://www.siemens.com>

Autor: Siemens

Potencia	Referencia del motor	Tamaño constructivo	Rated Speed	Eficiencia 100%	Factor de potencia	Corriente nominal			Torque nominal	Datos de arranque			Peso IM B3	
kW	HP	-	rpm	%	-	220V A	380V A	440V A	Nm	Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	Torque Máximo x Tn	kg	
Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm														
0,55	0,75	1LE0141-ODC36-4AA4	80M	1100	68,0	0,72	3	1,74	1,5	4,8	3,5	2	2,4	17,0
0,75	1	1LE0141-OEC06-4AA4	90S	1130	73,0	0,72	3,7	2,15	1,86	6,3	4	2	2,4	22
1,1	1,5	1LE0141-1AC36-4AA4	100L	1160	85,5	0,70	4,9	2,85	2,45	9,1	6	3	3,5	45
1,5	2	1LE0141-1BC16-4AA4	112M	1160	86,5	0,71	6,4	3,7	3,2	12,3	7,5	3	3,5	50
2,2	3	1LE0141-1BC26-4AA4	112M	1160	87,5	0,71	9,5	5,5	4,75	18,1	7,5	3	3,5	55
3	4	1LE0141-1CC06-4AA4	132S	1160	87,5	0,71	12,6	7,3	6,3	24,7	6,5	2,5	3,5	57
3,7	5	1LE0141-1CC26-4AA4	132M	1165	87,5	0,71	15,8	9,1	7,9	30,3	6,5	2,5	3,5	65
5,5	7,5	1LE0141-1CC36-4AA4	132M	1165	89,5	0,75	22	12,7	10,9	45,1	7,5	2,5	3,5	85
7,5	10	1LE0141-1CC86-4AA4	132M	1165	89,5	0,71	31	17,8	15,4	61,5	7,5	2,5	3,5	90
11	15	1LE0141-1DC46-4AA4	160L	1170	90,2	0,76	43	25	21,5	89,8	7,5	2,5	3,5	140
15	20	1LE0141-1DC86-4AA4	160L	1170	90,2	0,73	59	34,5	29,5	122	7,5	2,5	3,5	145
18,5	25	1LE0141-1EC86-4AA4	180L	1180	91,7	0,78	68	39,5	34	150	7,5	2,5	3,5	185
22	30	1LE0141-2AC56-4AA4	200L	1180	91,7	0,80	80	46,5	40	178	7,5	2,4	3	235
30	40	1LE0141-2AC86-4AA4	200L	1182	93,0	0,79	107	62	53	242	7,5	2,4	3	260
37	50	1LE0141-2BC86-4AA4	225M	1182	93,0	0,80	132	76	66	299	8,5	2,6	3,5	340
45	60	1LE0141-2CC86-4AA4	250M	1185	93,6	0,83	151	88	76	363	8,5	2,6	3,5	465
55	75	1LE0141-2CC76-4AA4	250M	1185	93,6	0,83	189	109	94	443	8,5	2,6	3,5	470
75	100	1LE0141-2DC83-3AA4	280M	1185	94,1	0,85			122	604	8,5	2,7	3	565
90	125	1LE0141-2DC73-3AA4	280M	1188	94,1	0,85			153	723	8,5	2,7	3	620
110	150	1LE0141-3AC53-3AA4	315L	1190	95,0	0,84			184	883	8,5	2,4	3	1050
150	200	1LE0141-3AC63-3AA4	315L	1190	95,0	0,85			240	1204	8,5	2,4	3	1060

3.4.15.4. Selección de Reductor - BONFIGLIOLI

- Datos de ingreso:

Torque =>

$$T = 22,657.55 \text{ kg} - f * m = 1,962,464.96 \text{ lb} - f \times in$$

Potencia =>

$$P = 20 \text{ HP} = 14.91 \text{ KW}$$

Relación de Transmisión =>

Considerando $W_{inicial} = 1200 \text{ RPM}$ y $W_{final} = 1.5 \text{ RPM}$

$$i = 1:800$$

- Desarrollo de Selección

Elegimos una configuración right angle para menor a 100 HP, relación de transmisión entre 7:1 y 950:1, para un torque menos de 3,500,000 lb-in y de alta eficiencia.

El modelo del reductor a seleccionar será un 317 o 318 que oscilan sus torques entre 2,000,000 a 2,600,000 lb-in (Bonfiglioli, 2008).

Tabla 44: Tabla de reductores modelos 318L421059NPC a 1450 RPM

Fuente: <https://www.bonfiglioli.com>

Autor: Bonfiglioli

3 L

318 L

2,200,000 in•lbs

n ₁ drive speed rpm		i gear ratio 1:	n ₂ output speed rpm	Tn ₂ rated torque in•lbs	Pn ₁ rated power HP	P _t thermal capacity HP	 IEC IEC input	 NEMA NEMA input	Rn ₂ [lbs] Permissible overhung loads			
									NHC NPC	HZ PZ	FZ	
1750	318 L4	262	6.7	1289600	154	27	180 to 250	N320TC to N360TC	86900	88700	30100	274
	318 L4	313	5.6	1538800	154	27	180 to 250	N320TC to N360TC	91600	93500	31900	274
	318 L4	337	5.2	1655000	154	27	180 to 250	N320TC to N360TC	93600	95600	32700	274
	318 L4	402	4.4	1946100	152	27	180 to 250	N320TC to N360TC	98700	100800	34700	274
	318 L4	422	4.1	1968900	146	27	180 to 250	N320TC to N360TC	100200	102300	35300	274
	318 L4	477	3.7	2024700	133	27	180 to 250	N320TC to N360TC	103900	106100	36700	274
	318 L4	515	3.4	2061800	125	27	180 to 250	N320TC to N360TC	106400	108600	37700	274
	318 L4	612	2.9	2144800	110	27	180 to 250	N320TC to N360TC	112000	114300	39900	274
	318 L4	647	2.7	2172600	105	27	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	116300	40700	274
	318 L4	726	2.4	2212700	96	27	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	120400	42200	274
	318 L4	768	2.3	2212700	90	27	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	122400	43000	274
	318 L4	911	1.9	2212700	76	27	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	127000	45000	274
	318 L4	1059	1.7	1983900	59	27	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	127000	45000	274
1450	318 L3	76.5	19.0	813900	268	54			83500	84800	21200	274
	318 L3	98.2	14.8	1044500	268	54			88500	89900	23100	274
	318 L3	117	12.4	1239700	268	54			72100	73800	24400	274
	318 L3	123	11.8	1310800	268	54			73300	74800	24900	274
	318 L3	146	9.9	1535000	265	54			77200	78700	26400	274
	318 L3	170	8.5	1599000	237	54			80700	82400	27700	274
	318 L4	262	5.5	1556500	154	30	180 to 250	N320TC to N360TC	91900	93800	32000	274
	318 L4	313	4.6	1857100	154	30	180 to 250	N320TC to N360TC	96900	98900	34000	274
	318 L4	337	4.3	1951300	151	30	180 to 250	N320TC to N360TC	99100	101100	34800	274
	318 L4	402	3.6	2032500	132	30	180 to 250	N320TC to N360TC	104500	106600	36900	274
	318 L4	422	3.4	2056400	127	30	180 to 250	N320TC to N360TC	106100	108200	37600	274
	318 L4	477	3.0	2114600	115	30	180 to 250	N320TC to N360TC	110000	112200	39100	274
	318 L4	515	2.8	2153100	109	30	180 to 250	N320TC to N360TC	112600	114900	40100	274
	318 L4	612	2.4	2212700	94	30	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	121000	42500	274
	318 L4	647	2.2	2212700	89	30	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	123000	43300	274
	318 L4	726	2.0	2212700	79	30	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	127000	45000	274
	318 L4	768	1.9	2212700	75	30	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	127000	45000	274
	318 L4	911	1.6	2212700	62	30	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	127000	45000	274
	318 L4	1059	1.4	2047900	50	30	180 to 250	N320TC to N360TC	113100	127000	45000	274

Especificaciones del reductor seleccionado:

- ✓ Modelo 318 L4
- ✓ N1 = 1450 RPM
- ✓ N2 = 1.4 RPM
- ✓ I = 1059:1
- ✓ TN2 = 2,047,900 lb-f x in
- ✓ PN1 = 50 HP

$$✓ \quad P_t = 30 \text{ HP}$$

Calculando las RPM reales de salida N2:

$$✓ \quad 1.4 \text{ RPM} \text{ ----- } 1450 \text{ RPM}$$

$$x \quad \text{----- } 1200 \text{ RPM (Del motor eléctrico seleccionado)}$$

$$x = 1.15 \text{ RPM}$$

3.4.15.5. Selección de Acoples

3.4.15.5.1. Selección de acoplamiento de alta entre motor y reductor

Del fabricante Gummi, el catálogo de acoplamientos elásticos para alta rotación tipo A. Del tipo de selección por cálculo de torque nominal tendríamos lo siguiente (Gummi, 2003).

$$tn = \frac{706.17 \times \text{HP} \times fs}{\text{RPM}} = \frac{706.17 \times 20 \times 1.5}{1170} = \mathbf{18.11 \text{ Nxm}}$$

Por lo tanto, respecto a la tabla N°46 y considerando los diámetros de eje de salida del motor eléctrico y entrada del reductor. Tendríamos un modelo A120/90

Tabla 45: Tabla Acoples elásticos de alta rotación tipo A.

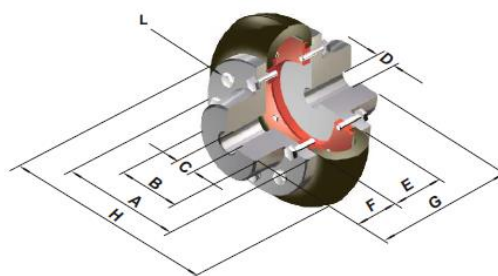
Fuente: <http://www.gummiargentina.com/es/inicio/>

Autor: Gummi

Modelo convencional



Con 2 cubos normales (fig. 1)



A - Ø Breda Cubo
B - Ø Cuello Cubo
C - Ø Máx. aleasaje
D - Ø Agujero piloto
E - Ancho centro
F - Ancho cubo
G - Long. total
H - Ø Centro
L - Tipo tornillo

Tabla III

CUBO NORMAL														BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Kpm	Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.	
A-20	3.8	2º	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	¼ x ¾	
A-25	5.6	5º	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	¼ x ¾	
A-30	8.2	2º	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	⅝ x 1 ¼	
A-35	11.3	4º	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	⅝ x 1 ¼	
A-45	25	3º	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	⅞ x 1	
A-50	42	6º	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	⅞ x 1	
A-60	62	5º	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	¾ x 1 ¼	
A-70	117	9º	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	¾ x 1 ¼	
A-80	155	5º	24.90	0.594	218	116	75	30	90	80	250	302	20	1 ½ x 1 ¾	
A-90	217	6º	26.00	0.639	218	116	85	30	90	80	250	302	20	1 ½ x 1 ¾	
A-95	238	4º	34.90	0.912	235	138	90	40	90	80	250	330	24	1 ½ x 1 ¾	
A-105	313	8º	44.00	0.982	235	138	100	40	90	80	250	330	24	1 ½ x 1 ¾	
A-120/90	494	5º	68.60	2.90	297	150	90	45	120	100	320	403			
A-120/120			86.00	3.80		195	120	45		130	380		20	⅞ x 2 ¼	
A-140/100	850	9º	87.00	3.05	297	150	100	45	120	100	320	403	20	⅞ x 2 ¼	
A-140/140			94.00	3.82		195	140	45		130	380				

Tabla 46: Tabla tolerancias máximas permisibles para acoples tipo A.

Fuente: <http://www.gummiargentina.com/es/inicio/>

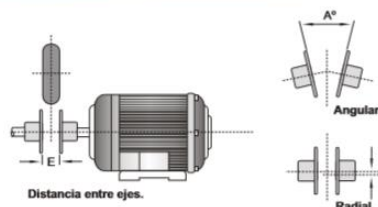
Autor: Gummi

Instrucciones de Montaje

Los valores "A" y "R" son tolerancias máximas.

MODELOS	E (mm)	tol (mm)	ANGULAR (°)	RADIAL (mm)	TORQUE (Kgm) Ajuste cruzado	TORQUE (Kgm) Ajuste circular
A20 / 25	30	0.5	0.5	0.25	0.5	0.5
A30 / 35	40	0.5	1	0.4	0.75	1
A45 / 50	50	1	1.5	0.5	1	2
A60 / 70	65	1	1	0.8	2	3
A80 / 90	90	2	1.5	1	5	6
A95 / 105	90	2	1.5	1	5	6
A120 / 140	120	4	2	2	6	7
A170 / 200	185	4	3	3	10	15
A240 / 300	236	5	4	3	15	22
A350 / 400	335	5	4	3	18	25

Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.



En el montaje inicial, se debe alinear y dejar entre ambos cubos la distancia "E" indicada en la tabla.

En resumen, utilizaremos un acople tipo A-120/90 de 68.60 kg

3.4.15.5.2. Selección de acoplamiento entre reductor y eje de transmisión

Del fabricante Gummi, el catálogo de acoplamientos elásticos para baja rotación tipo BR. Del tipo de selección por cálculo de torque nominal tendríamos lo siguiente (Gummi, 2003).

$$tn = \frac{7062 \times HP \times fs}{RPM} = \frac{7063 \times 20 \times 1.5}{1.15} = 184,226.09 \text{ Nxm}$$

$$Pot \text{ Nom a } 100RPM = \frac{100 \times KW}{RPM} = \frac{100 \times 15}{1.15} = 1304.35 \text{ KW}$$

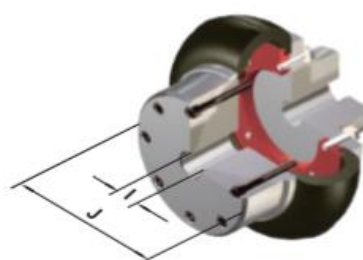
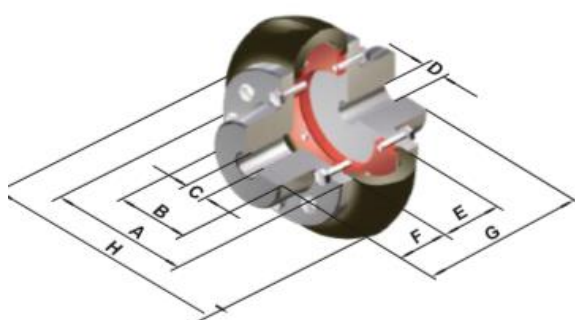
Tabla 47: Tabla Acoples elásticos de baja rotación tipo BR.

Fuente: <http://www.gummiargentina.com/es/inicio/>

Autor: Gummi

Con 2 cubos normales (fig.1)

Con 1 cubo normal y 1 cubo integral (fig.2)



- A - Ø Brida Cubo
- B - Ø Cuello Cubo
- C - Ø Máx. aleasaje
- D - Ø Agujero piloto
- E - Ancho centro
- F - Ancho cubo
- G - Long. total
- H - Ø Centro
- I - Ø Máx. aleasaje
- J - Ø Cuello Cubo

Tabla II

CUBO Fig.1 NORMAL												Fig.2 CUBO INTEGRAL		BULONES	
MODELO	Torque Nom. Nm	KWx 100 rpm	Peso ⁽¹⁾ (Kg.)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	I Máx	J	Nr	L- Cab. hex.
BR-100	4080	42,52	27,00	218	116	85	30	90	80	250	302	100	180	28	12 x 1,75 x 45
BR-110	8090	84,32	36,00	235	138	100	40	90	80	250	330	125	198	32	12 x 1,75 x 45
BR-150	15040	156,71	99,00	297	195	140	45	120	130	380	403	170	270	36	16 x 2 x 60
BR-160	20410	212,68	99,50	297	195	140	45	120	130	380	403	170	270	36	16 x 2 x 60
BR-180	29250	304,80	128,00	350	220	165	50	140	150	440	470	200	316	40	16 x 2 x 60
BR-220	35090	365,67	210,00	436	276	200	120	185	180	545	550	250	380	40	20 x 2,75 x 75
BR-230	80210	836,00	215,00	436	276	200	120	185	180	545	550	250	380	40	20 x 2,75 x 75
BR-320	150400	1567,16	520,00	535	390	300	100	236	275	786	740	300	475	64	20 x 2,75 x 75

Tabla 48: Tabla toleraciones máximas permisibles para acoples tipo A.

Fuente: <http://www.gummiargentina.com/es/inicio/>

Autor: Gummi

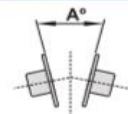
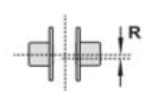
Instrucciones de Montaje

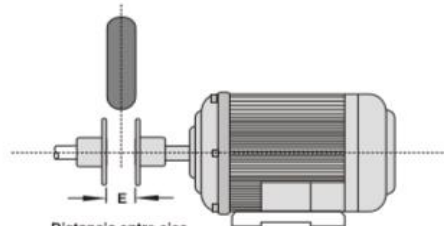
En el montaje inicial, se debe alinear y dejar entre ambos cubos la distancia "E" indicada en la tabla.

Los valores "A" y "R" son tolerancias máximas.

MODELOS	E (mm)	+ tol (mm)	ANGULAR (")	RADIAL (mm)	TORQUE (Kgm)	
					Ajuste cruzado	Ajuste circular
BR-100	90	1	1	1	5	8
BR-110	90	2	1	1	5	8
BR-150	120	2	1.5	1.5	10	15
BR-160	120	4	1.5	2	10	15
BR-180	140	4	2	2.5	15	22
BR-220	185	4	2	2.5	15	22
BR-230	185	5	3	2.5	15	22
BR-320	236	5	3	2.5	18	25

"Para un ajuste preciso utilizar torquímetro, según valores de torque indicados en la tabla. Para el ajuste de cubos integrales o platos bridas sólo utilizar torquímetro."

Desalineamiento angular:  Desalineamiento radial: 

Distancia entre ejes: 

En resumen, utilizaremos un acople tipo BR-320 de 520 kgç

3.4.15.6. Selección de Frenos Electrohidráulicos

Con el fin de lograr mayor protección al sistema de transmisión mecánica se seleccionaran 02 frenos electrohidráulicos tipo tambor, que son comúnmente utilizados en configuraciones de transmisión de potencia con ejes horizontales, por ejemplo en las grúas puente (sistema levante).

Ambos serán ubicados en los acoples de alta y de baja respectivamente a través de una masa o tambor, estos son de fundición de grafito esferoidal, las cuales serán frenadas a través de zapatas, accionadas hidráulicamente por un cilindro compensador después de recibida la señal de pare.

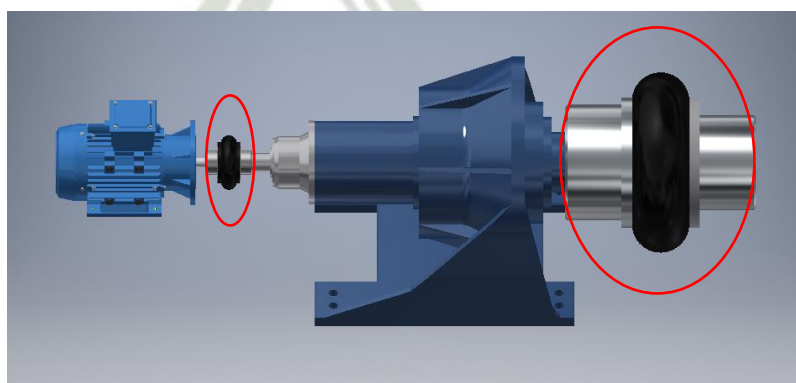


Fig. 237 Distribución propuesta de frenos electrohidráulicos en acoples

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Realizaremos este proceso a través de la empresa Ringspann, quienes cuentan con un software efectivo en su página web para selección de dichos frenos:

3.4.15.6.1. Selección Freno Electrohidráulico de Alta

El 1er freno electrohidráulico seleccionado será colocado a la altura del acople de alta (con un $W=1170\text{RPM}$ y un tiempo de frenado de 5 seg) entre el motor eléctrico y el reductor de velocidad; dicho acople tendrá insertado una masa que rotara en la misma dirección y será frenado por fuerzas ejercidas por zapatas. A continuación los pasos seguidos para dicha selección por el software Ringspann Calculator Tool for Brakes:

RINGSPANN® Calculation Tool for Brakes

Steps:

- Application
- Input values
- Result
- Technical enquiry

Application

Calculation of braking torque for:

- ☒ Braking of rotating masses
- ☐ Braking on vertical rails (downward moving masses)
- ☐ Braking of hoists (vertical moving masses)
- ☐ Braking of conveyors (conveying downwards)
- ☐ Braking of carriages
- ☐ Braking of wind turbines
- ☐ Braking via drive power
- ☐ Holding brake
- ☐ Controlling winding processes

Calculation Tool is only used to determine the required braking torque. We support you in choosing a suitable RINGSPANN brake system.



RINGSPANN® Calculation Tool for Brakes

Steps:

- Application
- Input values
- Result
- Technical enquiry

Result – Braking of rotating masses

Application data:

Reduced mass of inertia	J	=	0,3	kgm ²
Speed before braking	n ₁	=	1170	min ⁻¹
Speed after braking	n ₂	=	0	min ⁻¹
Requested braking time	t _b	=	5	s

Required braking torque:

Required braking torque	M _B	=	7	Nm
Brake disc or brake drum diameter *	D	=	200	mm

Calculation Tool is only used to determine the required braking torque. We support you in choosing a suitable RINGSPANN brake system.

* The brake disc or drum diameter is required for the next step selection of brake to be able to reduce the selection already.

continue with brake selection



Fig. 238 Cálculo de torque frenado Ringspann

Fuente: www.ringspann.com

Autor: Carlos Cáceres C.

Brake Caliper DT 200 FEM ... NC

spring activated – electrohydraulically released
Drum Brake according to DIN 15 435

RINGSPANN®



Features	Code
Brake Caliper	D
Drum Brake	T
Frame size 200	200
Spring activated	F
Electrohydraulically released	E
Manual adjustment to accommodate friction block wear	M
Thrustors 451 or 452 are available	451 452
Material: cast	NC
Example for ordering	
Brake Caliper DT 200 FEM, thrustor 452, material: cast	
DT 200 FEM - 452 - NC	

Fig. 239 Freno Electrohidráulico de Alta seleccionado, marca Ringspann

Fuente: www.ringspann.com

Autor: Carlos Cáceres C.

El freno electrohidráulico Ringspann elegido será un **DT200FEM-452-NC**.

3.4.15.6.2. Selección Freno Electrohidráulico de Baja

El 2do freno electrohidráulico seleccionado será colocado a la altura del acople de baja (con un $W=1.2\text{RPM}$ y un tiempo de frenado de 5 seg) entre el reductor de velocidad y el eje de transmisión del engranaje helicoidal²; dicho acople tendrá insertado una masa que rotara en la misma dirección y será frenado por fuerzas ejercidas por zapatas. A continuación los pasos seguidos para dicha selección por el software Ringspann Calculator Tool for Brakes:

RINGSPANN® Calculation Tool for Brakes

Steps:

- Application
- Input values
- Result
- Technical enquiry

Application

Calculation of braking torque for:

- ☒ Braking of rotating masses
- ☐ Braking on vertical rails (downward moving masses)
- ☐ Braking of hoists (vertical moving masses)
- ☐ Braking of conveyors (conveying downwards)
- ☐ Braking of carriages
- ☐ Braking of wind turbines
- ☐ Braking via drive power
- ☐ Holding brake
- ☐ Controlling winding processes

Calculation Tool is only used to determine the required braking torque. We support you in choosing a suitable RINGSPANN brake system.



RINGSPANN® Calculation Tool for Brakes

Steps:

- Application
- Input values
- Result
- Technical enquiry

Result – Braking of rotating masses

Application data:

Reduced mass of inertia	J	=	55,42	kgm ²
Speed before braking	n ₁	=	1,2	min ⁻¹
Speed after braking	n ₂	=	0	min ⁻¹
Requested braking time	t _b	=	5	s

Required braking torque:

Required braking torque	M _B	=	1	Nm
Brake disc or brake drum diameter *	D	=	500	mm

Calculation Tool is only used to determine the required braking torque. We support you in choosing a suitable RINGSPANN brake system.

* The brake disc or drum diameter is required for the next step selection of brake to be able to reduce the selection already.

continue with brake selection



Fig. 240 Cálculo de torque de frenado Ringspann

Fuente: www.ringspann.com

Autor: Carlos Cáceres C.

Brake Caliper DT 500 FEA ... ST
spring activated – electrohydraulically released
Drum Brake according to DIN 15 435

RINGSPANN®



Features	Code
Brake Caliper	D
Drum Brake	T
Frame size 500	500
Spring activated	F
Electrohydraulically released	E
Automatic adjustment to accommodate friction block wear	A
Thrustors 453, 455 or 456 are available	453 455 456
Material: steel	ST

Example for ordering
Brake Caliper DT 500 FEA, thrustor 456, material: steel

DT 500 FEA - 456 - ST

Figure shows product with full equipment 98-1

Fig. 241 Freno Electrohidráulico de Baja seleccionado, marca Ringspann

Fuente: www.ringspann.com

Autor: Carlos Cáceres C.

El freno electrohidráulico Ringspann elegido será un **DT500FEA-456-ST**.

Finalmente la configuración 3d del nuevo arreglo de transmisión con dichos frenos electrohidráulicos será el siguiente:

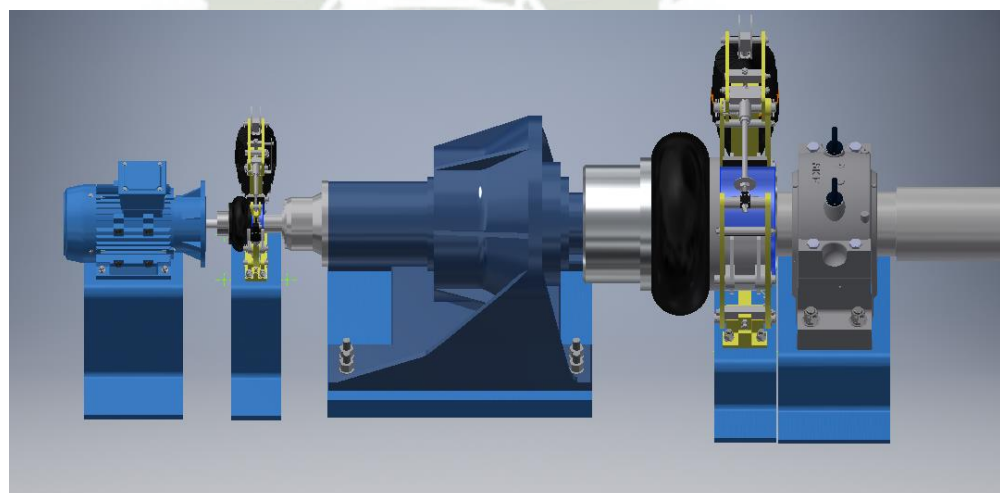


Fig. 242 Arreglo Final con Frenos Electrohidráulicos DT200 y DT500

Fuente: www.ringspann.com

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.15.7. Diseño de engranaje helicoidal

Al igual que el eje de salida del reductor, se utilizó el software KissSoft para diseñar los engranajes de transmisión. Se optimizó medidas de ambos engranajes respecto a la relación de transmisión requerida. El tipo de engranaje fue el helicoidal.

Los engranajes helicoidales y cónicos-helicoidales están diseñados para aplicaciones difíciles tales como los transportadores en la minería, plantas papeleras, extrusoras, coladas continuas o grúas de puertos. Estos engranajes deben proporcionar un alto nivel de fiabilidad operativa en condiciones difíciles, como entornos calientes, húmedos y polvorientos, a velocidad muy baja y con cargas pesadas. El reto consiste en mejorar el rendimiento, haciendo posible al mismo tiempo una producción modular rentable. Dentro de sus ventajas se encuentran (SKF, 2019).

- ✓ Incremento del par
- ✓ Reducción de la generación de calor
- ✓ Aumento de capacidad carga externa
- ✓ Reducción de los niveles de ruido
- ✓ Mejora de la fiabilidad operativa
- ✓ Fácil comercialización

- Datos de Ingreso

Diámetro de Salida del Reductor = 250mm

RPM 1 (Salida del Reductor) = 1.15 RPM

Relación de transmisión requerida = 1:2

Diámetro de Eje Central = 450mm

RPM 2 (Salida del Engranaje) = 0.57 RPM

Potencia transmitida = 20 HP

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias Esfuerzo Factores

Geometría

Paso diametral normal P_n 1.7337 1/in

Ángulo de...ón normal α_n 15.0000 °

Rueda 1 hélice a izquierda

Ángulo de ... primitivo β 35.0000 °

Distancia ...re centros a 1329.2778 mm

Rueda 1 Rueda 2

Número de dientes z 45 103

Ancho del diente b 500.0000 500.0000 mm

Coefficiente...o de perfil x^* 0.1582 0.2417

Calidad (AGMA 2015) Q 7 7

Materiales y lubricación

Rueda 1 34 CrNiMo 6 (1), Acero bonificado, aleado, bonificado, ISO 6336-5 Imagen 5/6 (MQ)

Rueda 2 34 CrNiMo 6 (1), Acero bonificado, aleado, bonificado, ISO 6336-5 Imagen 5/6 (MQ)

Lubricación Aceite: ISO-VG 320 Lubricación por inyección de aceite

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.548 / 6.231 / 7.779

Circunferencia exterior efectiva (mm) Rueda 1 838.736 Rueda 2 1878.545

Seguridad del pie del diente 1.294 1.412

Seguridad del flanco 1.175 1.231

Mensajes

Rueda 2: Los datos del material sat y sac probablemente no se corresponden con las indicaciones de AGMA 2001 o 2101.

Resistencia

Método de cálculo AGMA 2001-D04 Rueda de referencia Rueda 1

Método de cálculo micro-pitting Ningún cálculo Potencia P 19.4000 kW

Método de cálculo rotura de flancos Ningún cálculo Momento torsor T_1 162862.7286 Nm

Rueda motriz Rueda 1 Velocidad n_1 1.1375 1/min

Flanco de trabajo rueda 1 flanco derecho Duración ...a exigida H 20000.0000 h

Sentido de giro rueda 1 en el sentido de las agujas del reloj Overload factor K_o 1.5000

Geometría 2D

Engrane

Abbr gráfico Borrar

Fig. 243 Condiciones Iniciales para diseño de engranajes helicoidales, Software KissSoft

Fuente: <https://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>

Autor: KissSoft.

Tabla 49: Datos de Fabricación de Piñón helicoidal

Fuente: <https://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>

Autor: KissSoft.

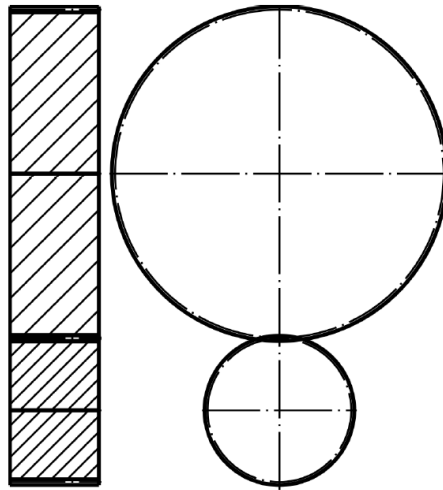
DATOS DE FABRICACIÓN PARA RUEDAS RECTAS		
Nº. de plano o de artículo		0.000.0
Número de dientes	[z]	45
Ancho del diente (mm)	[b]	500.000
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	1.73367
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	1.42014
Módulo normal (in, mm)	[mn]	0.57681 14.651
Angulo de hélice (°)	[beta]	35.000 (35°0'0")
Sentido helicoidal		izquierda
Angulo de presión normal (°)	[alfn]	15.000 (15°0'0")
Material		34 CrNiMo 6 (1)
Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	0.998
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hfaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Angulo de la protuberancia (°)	[alfprP]	0.000
Angulo de flanco de chaflán (°)	[alfkP]	0.000
no topping		
Calidad del dentado según AGMA2015		A7
Coeficiente de corrección del perfil	[x]	0.158
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	804.851
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	838.736 (0.000 / -0.010)
Diámetro de fondo (mm)	[df]	772.860 (-0.653 / -0.952)
Tolerancia del espesor del diente		DIN 3967 cd25
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)		
[As.e/i]		-0.175/-0.255
Número de dientes medidos	[k]	7
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[wk]	297.171
Medida entre dientes efectivo (mm)	[wk.e/i]	297.002/296.924
Diámetro efectivo de los medidores (mm)	[Dveff]	25.000
Medida diametral, entre rodillos según DIN 3960 (mm)		
[MR.e/i]		843.521/843.260
Medida entre 3 rodillos (axial) según AGMA 2002 (mm)		
[MR.e/i]		843.521/843.260
Espesor cordal de diente (sin holgura) (mm)	[sc]	24.255
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	[sc.e/i]	24.080/24.000
Altura por encima de la cuerda (mm)	[ha]	17.063

Tabla 50: Datos de Fabricación de Engranaje helicoidal

Fuente: <https://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>

Autor: KissSoft.

DATOS DE FABRICACIÓN PARA RUEDAS RECTAS		
No. de plano o de artículo		0.000.0
Número de dientes	[z]	103
Ancho del diente (mm)	[b]	500.000
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	1.73367
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	1.42014
Módulo normal (in, mm)	[mm]	0.57681, 14.651
Ángulo de hélice (°)	[beta]	35.000 (35°0'0")
Sentido helicoidal		derecha
Ángulo de presión normal (°)	[alfn]	15.000 (15°0'0")
Material		34 CrNiMo 6 (1)
Coefficiente de altura de cabeza	[haP*]	0.998
Coefficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coefficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hfaP*]	0.000
Coefficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia (°)	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán (°)	[alfkp]	0.000
no topping		
Calidad del dentado según AGMA2015		A7
Coefficiente de corrección del perfil	[x]	0.242
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	1842.214
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	1878.545 (0.000 / -0.010)
Diámetro de fondo (mm)	[df]	1812.670 (-1.194 / -1.679)
Tolerancia del espesor del diente		DIN 3967 cd25
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)		
[As.e/i]		-0.320/-0.450
Número de dientes medidos	[k]	16
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[Wk]	706.941
Medida entre dientes efectivo (mm)	[Wk.e/i]	706.632/706.506
Diámetro efectivo, de los medidores (mm)	[Dmeff]	25.000
Medida diametral, entre rodillos según DIN 3960 (mm)		
[MdR.e/i]		1883.182/1882.731
Medida entre 3 rodillos (axial) según AGMA 2002 (mm)		
[MdR.e/i]		1883.182/1882.731
Esesor cordal de diente (sin holgura) (mm)	[sc]	24.911
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	[sc.e/i]	24.591/24.461
Altura por encima de la cuerda (mm)	[ha]	18.220

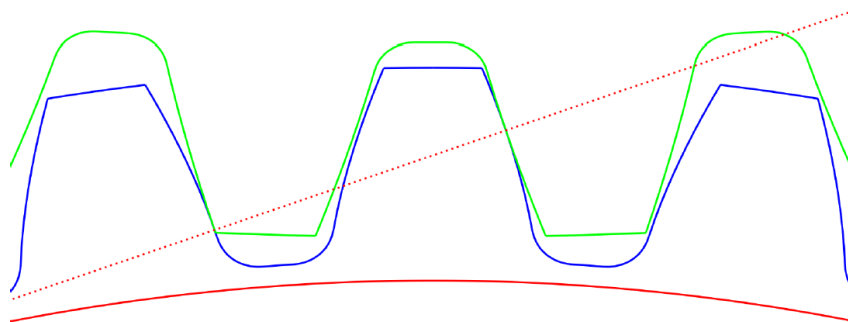


Representación de engranajes según DIN ISO 2203.
Figura: Combinación

Fig. 244 Representación de Engranajes según DIN ISO 2203

Fuente: <https://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>

Autor: KissSoft.

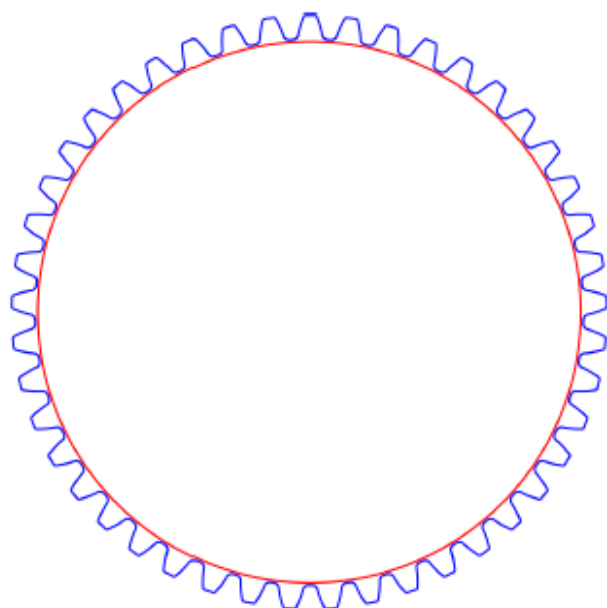


$da1 = 838.7305 \text{ mm}$, $df1 = 772.0576 \text{ mm}$, $As1 = -0.2150 \text{ mm}$, $da2 = 1878.5402 \text{ mm}$, $df2 = 1811.2328 \text{ mm}$, $As2 = -0.3850 \text{ mm}$
Figura: Engrane Rueda 1 - Rueda 2

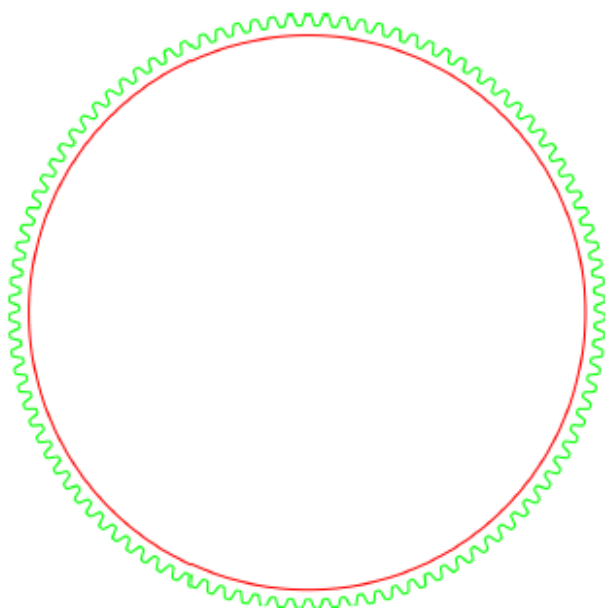
Fig. 245 Detalles de Contacto entre Piñón y Engranaje

Fuente: <https://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>

Autor: KissSoft.



da1 = 838.7305 mm, df1 = 772.0576 mm, As1 = -0.2150 mm
Figura: Perfil del diente Rueda 1



da2 = 1878.5402 mm, df2 = 1811.2328 mm, As2 = -0.3850 mm
Figura: Perfil del diente Rueda 2

Fig. 246 Detalles de Contacto entre Piñón y Engranaje

Fuente: <https://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>

Autor: KissSoft.

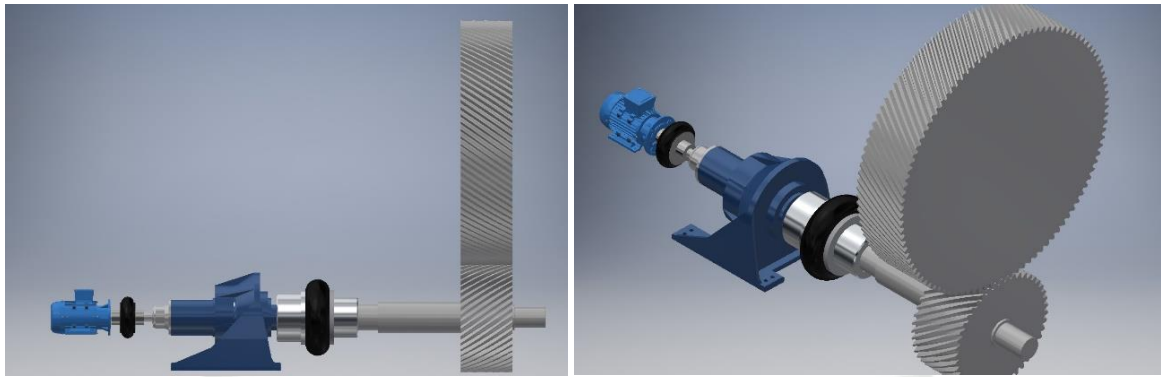


Fig. 247 - Fig. 248 Ensamble de Transmisión Mecánica con Piñón Engranaje

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

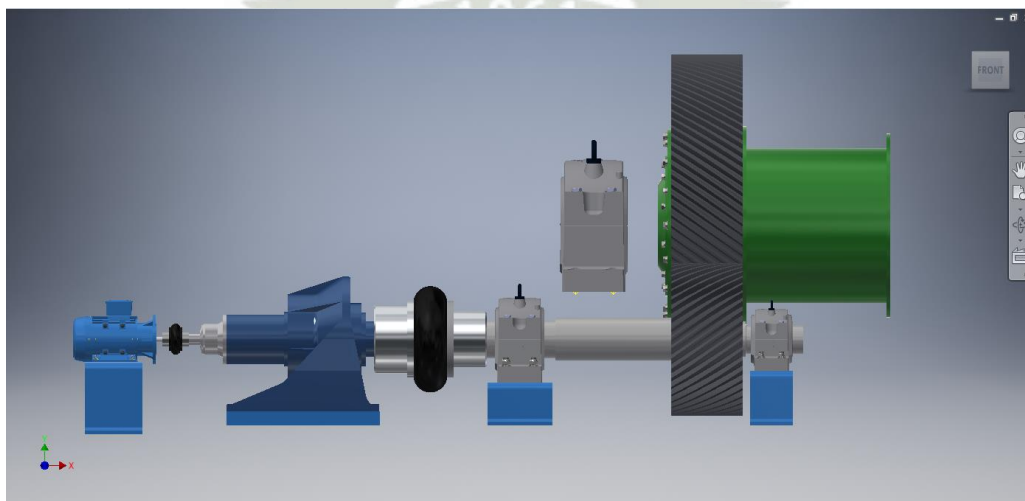
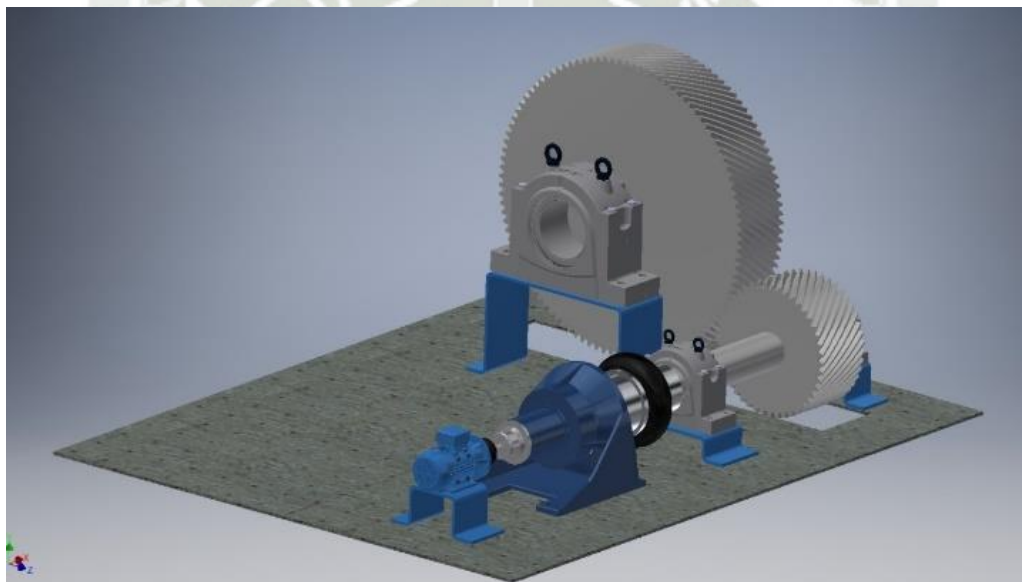


Fig. 249 - Fig. 250 Ensamble de Transmisión Mecánica con Piñón Engranaje

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.15.8. Selección de Rodamientos y Chumaceras SKF

3.4.15.8.1. Apoyos de Eje Central

Consideraciones Iniciales

Diámetro de eje = 440 mm

Longitud de eje = 4800 mm

Fuerza Radial

De pág. 197 (Diseño de eje central) y el peso total del eje aproximadamente 9.50 Ton, distribuidos en ambos apoyos. Tenemos los siguientes valores:

$$W_{eje\ central} = \frac{9.50}{2} Ton = 4.75 ton - f = 46.59 KN$$

$$F_R = \sqrt{173^2 + 5.18^2} = 173.08 ton - f = 1697.92 KN + 46.59 KN$$

$$F_R = 1744.52 KN$$

Fuerza Axial

De pág. 203 (Diseño de eje central), tenemos los siguientes valores:

$$F_A = 14.12 ton - f$$

$$F_A = 138.52 KN$$

Por lo tanto, según simulación de software SKF tenemos lo siguiente:

Rodamiento rodillos cónicos => 23196 CAK/W33 ($\Phi = 450\ mm$)

Chumacera => SNL 3196F

De la tabla (ANEXO N°7) tenemos que los factores de cálculo son los siguientes:

$$e = 0.3$$

$$Y_1 = 2.3$$

$$Y_2 = 3.4$$

$$Y_0 = 2.2$$

Carga Equivalente o Básica Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa), \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} > e$$

$$C = Fr, \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

Entonces:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{138.52 \text{ KN}}{1744.52 \text{ KN}} = 0.08$$

$$e = 0.08$$

$$0.08 \leq 0.3$$

Por lo tanto:

Carga Equivalente Dinámica

$$C = Fr$$

$$C = 1745.25 \text{ KN}$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

$$Co = 1744.52 + 2.2(138.52) = 2049.26 \text{ KN}$$

Tabla 51: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN – 23196 CAK/W33.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Carga Dinámica Admisible (C)	Carga Dinámica Calculada (C)	Situación
7362.00 KN	1745.25 KN	Cumple
Carga Estática Admisible (Co)	Carga Estática Calculada (Co)	Situación
12000.00 KN	2049.26 KN	Cumple

El rodaje seleccionado cumple con las cargas dinámicas y estáticas, por lo tanto, este será el rodaje seleccionado para soportar el eje central.

3.4.15.8.2. Apoyos de Eje Salida de Reductor

a) Cercano a acople de baja

Árbol 'Árbol 1' Cojinete 'Rodamiento cercano al acople'

Posición (coordenada Y)	[y]	350.00	mm
Fuerza de reacción del cojinete	[Fx]	69.599	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fy]	193.782	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fz]	-19.291	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fr]	72.223	kN (-15.49°)
Desplazamiento de cojinete	[ux]	0.000	µm
Desplazamiento de cojinete	[uy]	0.000	µm
Desplazamiento de cojinete	[uz]	0.000	µm
Desplazamiento de cojinete	[ur]	0.000	µm
Inclinación de cojinete	[rx]	0.172	mrad (0.59')
Inclinación de cojinete	[ry]	-1.309	mrad (-4.5')

4/22

Consideraciones Iniciales

Diámetro de eje = 250 mm

Longitud de eje = 2270 mm

Fuerza Radial

De pág. 217 (Diseño de eje salida de reductor) y el peso total del eje aproximadamente 0.952 Ton, distribuidos en ambos apoyos. Tenemos los siguientes valores:

$$W_{eje\ central} = \frac{0.952}{2} Ton = 0.476ton - f = 4.66 KN$$

$$F_R = \sqrt{69.59^2 + 19.29^2} = 72.21 KN + 4.66 KN$$

$$F_R = 76.87 KN$$

Fuerza Axial

De pág. 217 (Diseño de eje salida de reductor), tenemos los siguientes valores:

$$F_A = 193.78 \text{ KN}$$

Por lo tanto, según simulación de software SKF tenemos lo siguiente:

Rodamiento rodillos cónicos => 22256 CCK/W33 ($\Phi = 260 \text{ mm}$)

Chumacera => SNL 3160

De la tabla (AXENO N°7) tenemos que los factores de cálculo son los siguientes:

$$e = 0.26$$

$$Y_1 = 2.6$$

$$Y_2 = 3.9$$

$$Y_0 = 2.5$$

Carga Equivalente o Básica Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa), \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} > e$$

$$C = Fr, \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Y_0 * Fa$$

Entonces:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{193.78 \text{ KN}}{76.87 \text{ KN}} = 2.52$$

$$e = 2.52$$

$$2.52 \geq 0.26$$

Por lo tanto:

Carga Equivalente Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa) = 0.67 (76.87) + 3.9 (193.78)$$

$$C = 807.24 \text{ KN}$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

$$Co = 76.87 + 2.5(193.78) = 561.32 \text{ KN}$$

Tabla 52: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN – 22256 CCK/W33.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Carga Dinámica Admisible (C)	Carga Dinámica Calculada (C)	Situación
2795.00 KN	807.24 KN	Cumple
Carga Estática Admisible (Co)	Carga Estática Calculada (Co)	Situación
3750.00 KN	561.32 KN	Cumple

El rodaje seleccionado cumple con las cargas dinámicas y estáticas, por lo tanto, este será el rodaje seleccionado para soportar el eje salida de reductor cercano al acople de baja.

b) Lejano a acople de baja

Árbol 'Árbol 1' Cojinete 'Rodamiento lejano al acople'

Posición (coordenada Y)	[Y]	2050.00	mm
Fuerza de reacción del cojinete	[Fx]	128.770	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fy]	0.000	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fz]	-199.900	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fr]	237.785	kN (-57.21°)
Par de reacción de cojinete	[Mx]	39427.97	Nm
Par de reacción de cojinete	[My]	0.00	Nm
Par de reacción de cojinete	[Mz]	50499.04	Nm
Par de reacción de cojinete	[Mr]	64068.07	Nm (52.02°)
Desplazamiento de cojinete	[ux]	0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[uy]	-19.270	μm
Desplazamiento de cojinete	[uz]	0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[ur]	0.000	μm
Inclinación de cojinete	[rx]	0.000	mrad (0°)
Inclinación de cojinete	[ry]	-4.715	mrad (-16.21°)
Inclinación de cojinete	[rz]	0.000	mrad (0°)
Inclinación de cojinete	[rr]	0.000	mrad (0°)

Consideraciones Iniciales

Diámetro de eje = 200 mm

Longitud de eje = 2270 mm

Fuerza Radial

De pág. 217 (Diseño de eje salida de reductor) y el peso total del eje aproximadamente 0.952 Ton, distribuidos en ambos apoyos. Tenemos los siguientes valores:

$$W_{eje\ central} = \frac{0.952}{2} Ton = 0.476 ton - f = 4.66 KN$$

$$F_R = 237.78 KN + 4.66 KN$$

$$F_R = 242.44 KN$$

Fuerza Axial

De pág. 217 (Diseño de eje salida de reductor), tenemos los siguientes valores:

$$F_A = F_y = 0$$

Por lo tanto, según simulación de software SKF tenemos lo siguiente:

Rodamiento rodillos cónicos => 23144 CCK/W33 ($\Phi = 200\ mm$)

Chumacera => SNL 3144

De la tabla (AXENO N°7) tenemos que los factores de cálculo son los siguientes:

$$e = 0.3$$

$$Y_1 = 2.3$$

$$Y_2 = 3.4$$

$$Y_0 = 2.2$$

Carga Equivalente o Básica Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa), \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} > e$$

$$C = Fr, \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

Entonces:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{0 \text{ KN}}{242.44 \text{ KN}} = 0$$

$$e = 0$$

$$0 \leq 0.3$$

Por lo tanto:

Carga Equivalente Dinámica

$$C = Fr = 242.44 \text{ KN}$$

$$C = 242.44 \text{ KN}$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

$$Co = 242.44 \text{ KN}$$

Tabla 53: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN – 23144 CCK/W33

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Carga Dinámica Admisible (C)	Carga Dinámica Calculada (C)	Situación
1888.00 KN	242.44 KN	Cumple
Carga Estática Admisible (Co)	Carga Estática Calculada (Co)	Situación
2750.00 KN	242.44 KN	Cumple

El rodaje seleccionado cumple con las cargas dinámicas y estáticas, por lo tanto, este será el rodaje seleccionado para soportar el eje salida de reductor lejano al acople de baja.

c) Conjunto Tambor – Engranaje de Eje Central

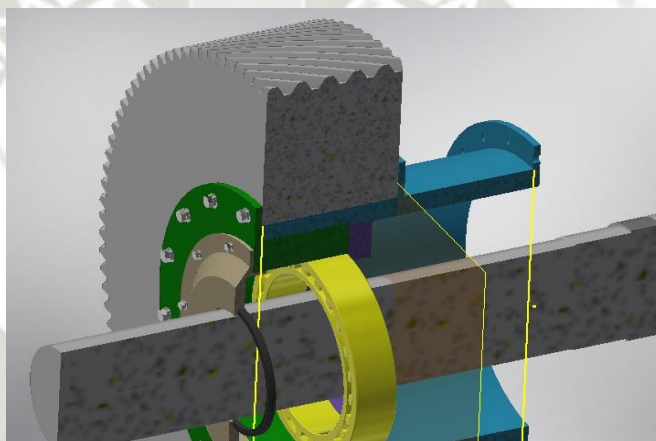


Fig. 251 Rueda con Inercia de Carga Viva

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Consideraciones Iniciales

Diámetro de eje = 450 mm

Longitud de eje = 4800 mm

Fuerza Radial

De pág. 197 (Diseño de eje central) y el peso total del engranaje central aproximadamente 15 Ton. Tenemos los siguientes valores:

$$W_{\text{engranaje central}} = 15\text{Ton} = 147.15 \text{ KN}$$

$$F_R = 173 \text{ ton} - f = 1697.13 \text{ KN} + 147.15 \text{ KN}$$

$$F_R = 1844.28 \text{ KN}$$

Fuerza Axial

De pág. 203 (Diseño de eje central), tenemos los siguientes valores:

$$F_A = 14.12 \text{ ton} - f$$

$$F_A = 138.52 \text{ KN}$$

Por lo tanto, según simulación de software SKF tenemos lo siguiente:

Rodamiento rodillos cónicos => 23092 CAK/W33 ($\Phi = 460 \text{ mm}$)

De la tabla (AXENO N°7) tenemos que los factores de cálculo son los siguientes:

$$e = 0.22$$

$$Y_1 = 3.00$$

$$Y_2 = 4.60$$

$$Y_0 = 2.80$$

Carga Equivalente o Básica Dinámica

$$C = 0.67 * Fr + Y_2(Fa), \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} > e$$

$$C = Fr, \quad \text{si } \frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

Entonces:

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{138.52 \text{ KN}}{1844.28 \text{ KN}} = 0.08$$

$$e = 0.08$$

$$0.08 \leq 0.22$$

Por lo tanto:

Carga Equivalente Dinámica

$$C = Fr$$

$$C = 1844.28 \text{ KN}$$

Carga Equivalente Estática

$$Co = Fr + Yo * Fa$$

$$Co = 1844.28 + 2.8(138.52) = 2232.14 \text{ KN}$$

Tabla 54: Comparación de cargas dinámicas y estáticas KN - 23092 CAK/W33.

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Carga Dinámica Admisible (C)	Carga Dinámica Calculada (C)	Situación
4065.00 KN	1844.28 KN	Cumple
Carga Estática Admisible (Co)	Carga Estática Calculada (Co)	Situación
6950.00 KN	2232.14 KN	Cumple

El rodaje seleccionado cumple con las cargas dinámicas y estáticas, por lo tanto, este será el rodaje seleccionado para soportar el conjunto engranaje – tambor del eje central.

3.4.15.9. Diseño de Tambor Central

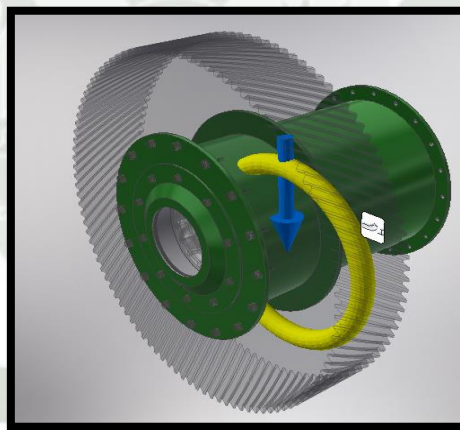


Fig. 252 Carga y Momento Flector ejercido en tambor central

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Se toma en cuenta todos los parámetros de geometría mencionados anteriormente tales como:

- Peso del engranaje: 13,300 kg (Color rojo)
- Torque: 222,270,586.73757 N mm (Color amarillo)
- Peso muerto del conjunto: 500.00 kg (Color azul)
- Material AISI 4340

A continuación, se muestra todas las fuerzas aplicadas en el software Inventor

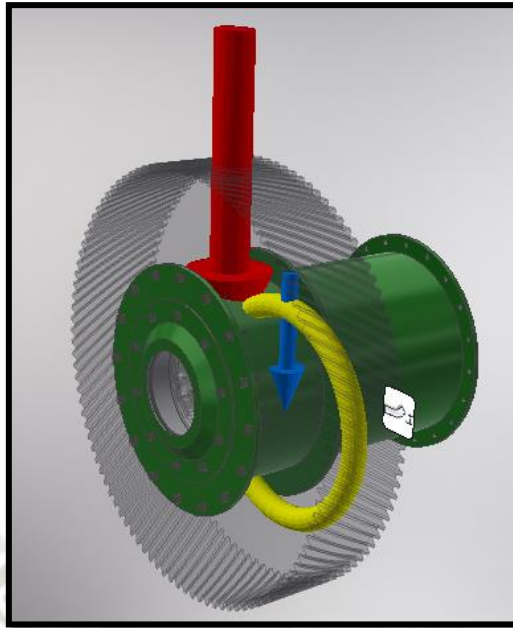


Fig. 253 Fuerzas y apoyos aplicados en el tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

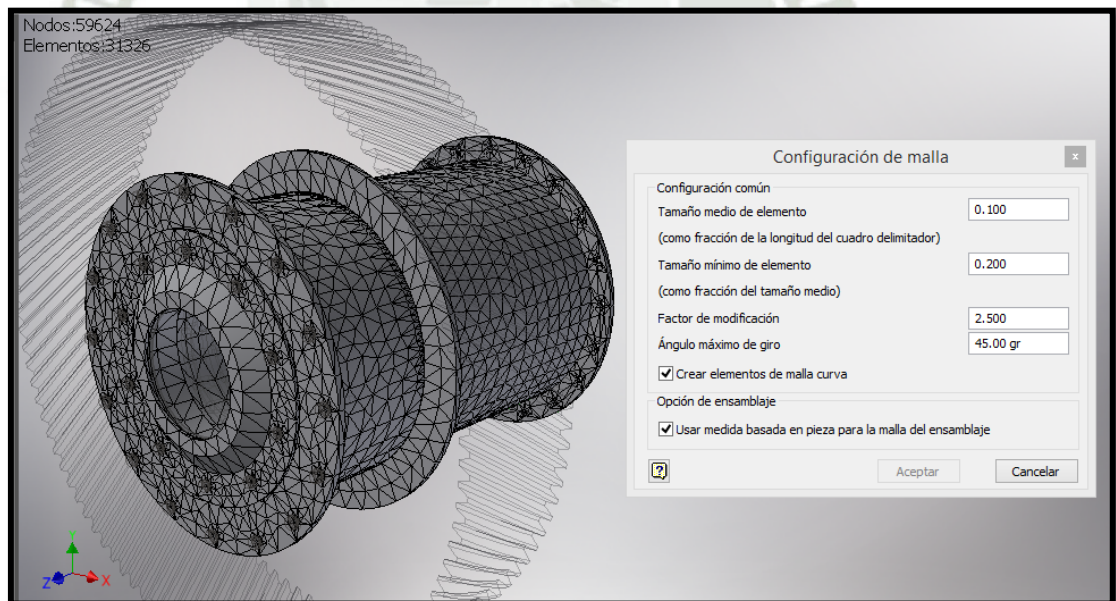


Fig. 254 Características del Mallado

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

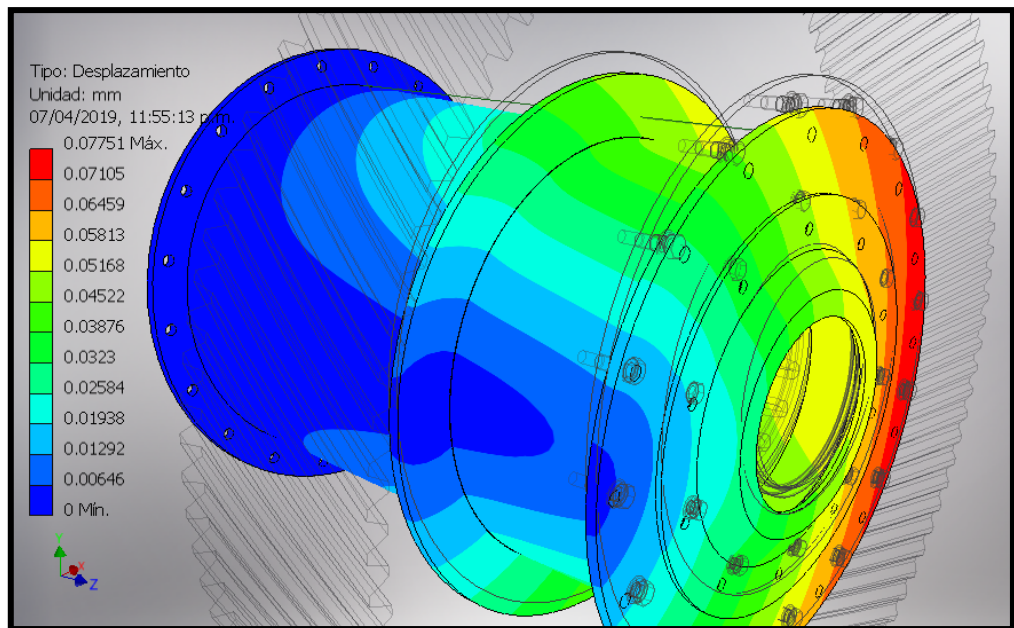


Fig. 255 Análisis FEA Deformación de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

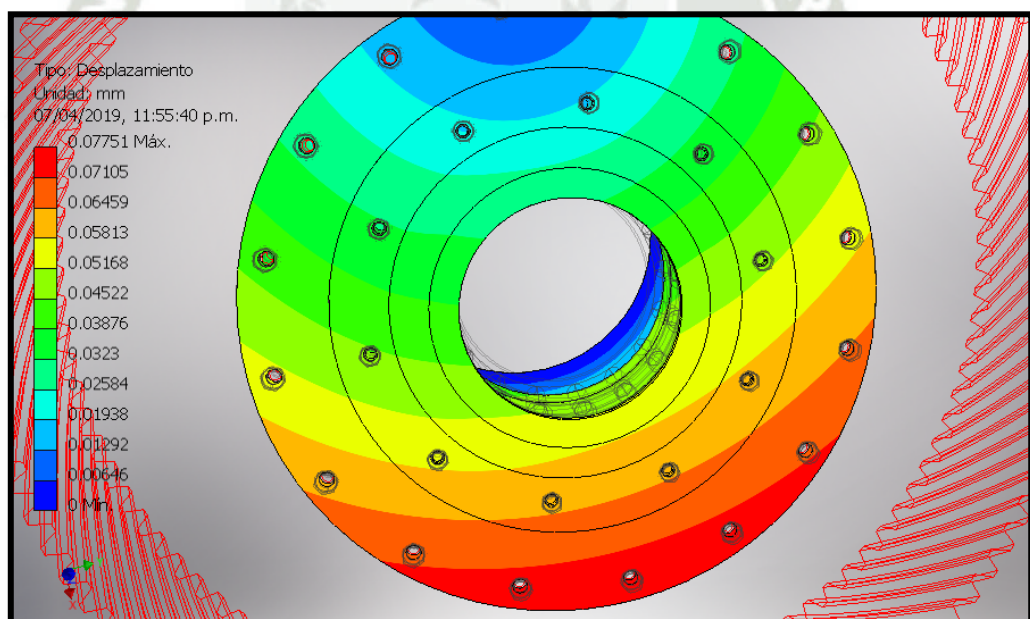


Fig. 256 Análisis FEA Deformación de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

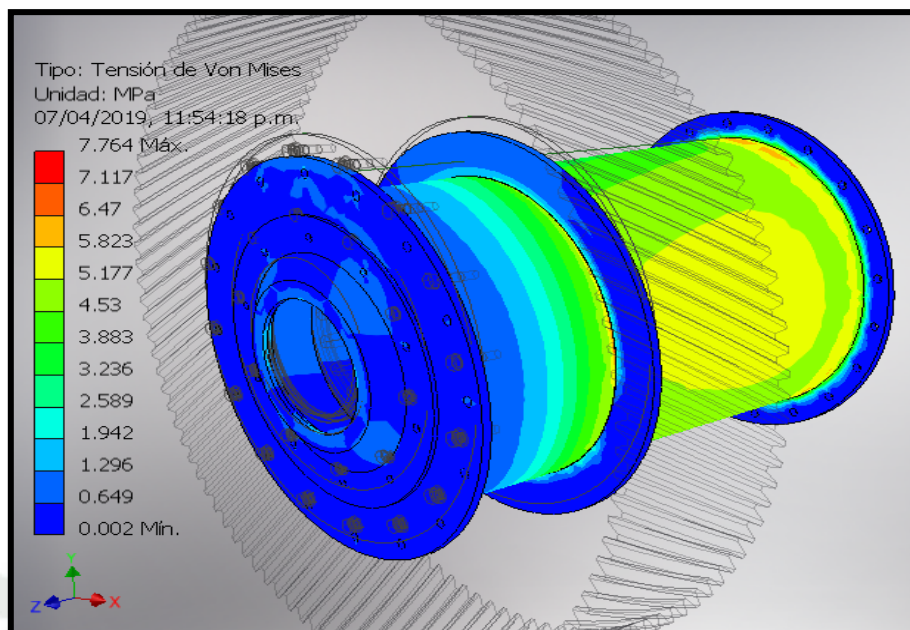


Fig. 257 Análisis FEA Tensión Von Mises de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

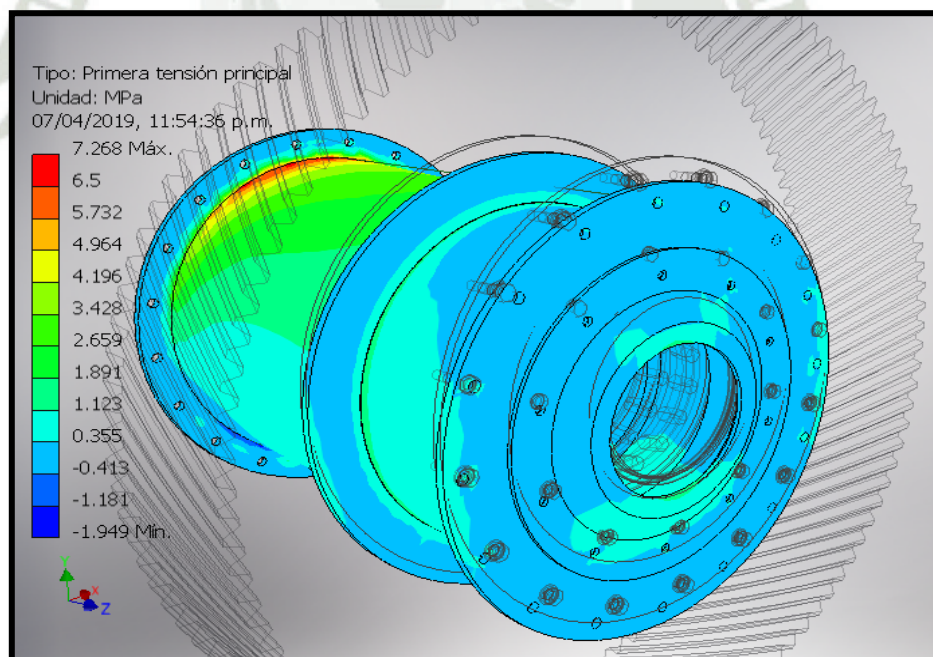


Fig. 258 Análisis FEA Primera Tensión Principal de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

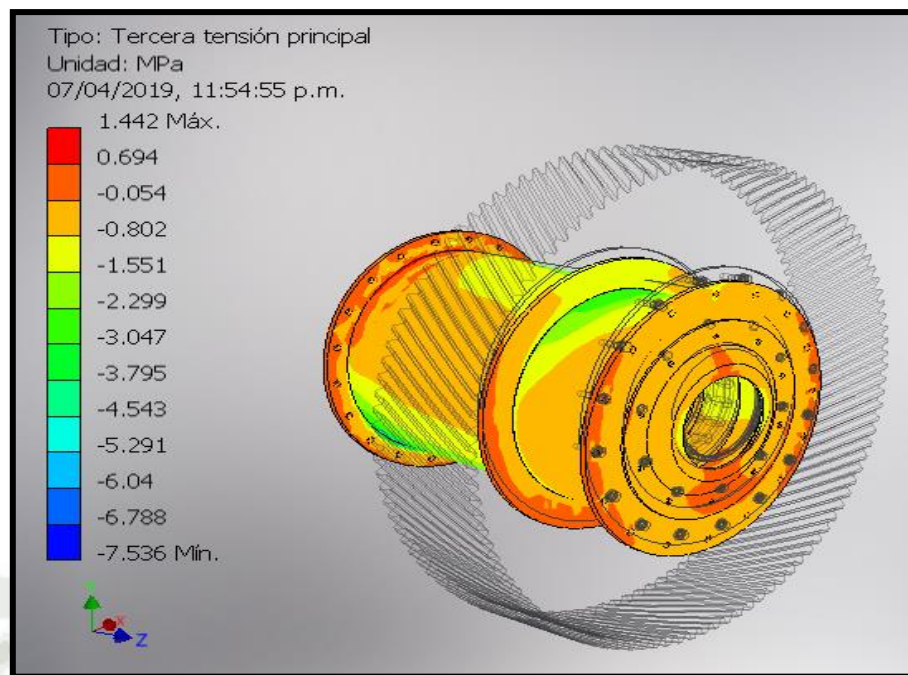


Fig. 259 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

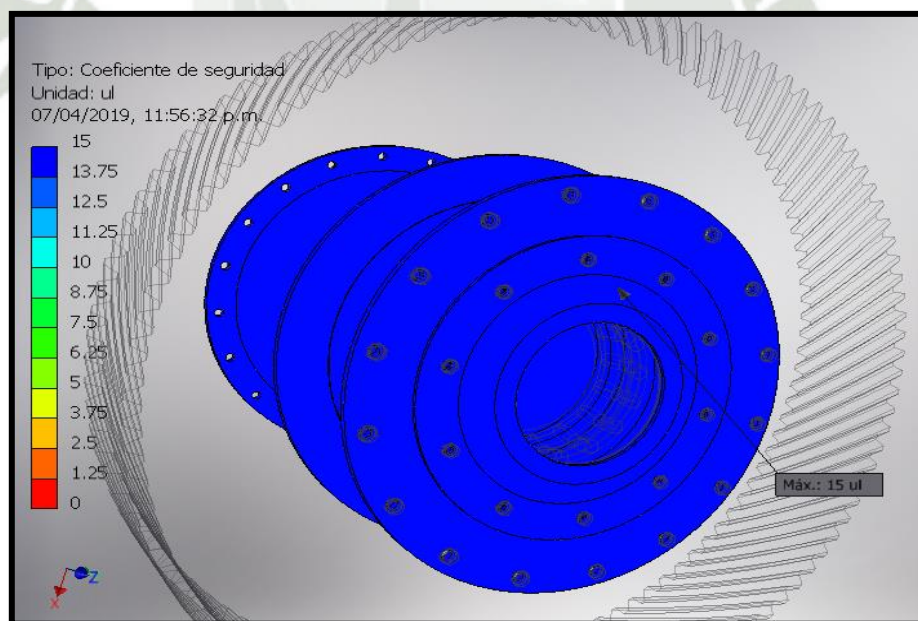


Fig. 260 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

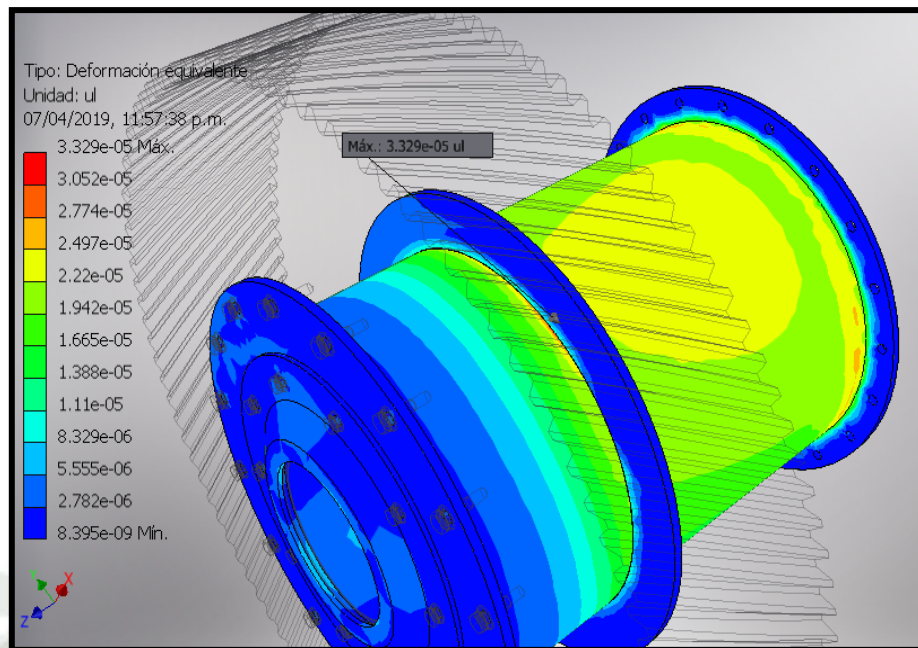


Fig. 261 Análisis FEA Deformación Equivalente de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

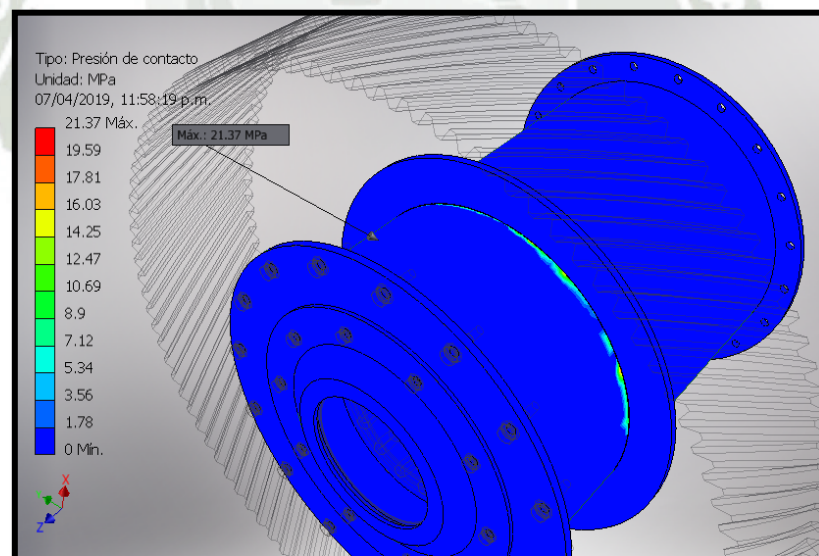


Fig. 262 Análisis FEA Presión de Contacto de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Como se observa que las características del material están sobredimensionadas, se procede a utilizar un material **ASTM A36**. Los resultados no variaron en su gran mayoría:

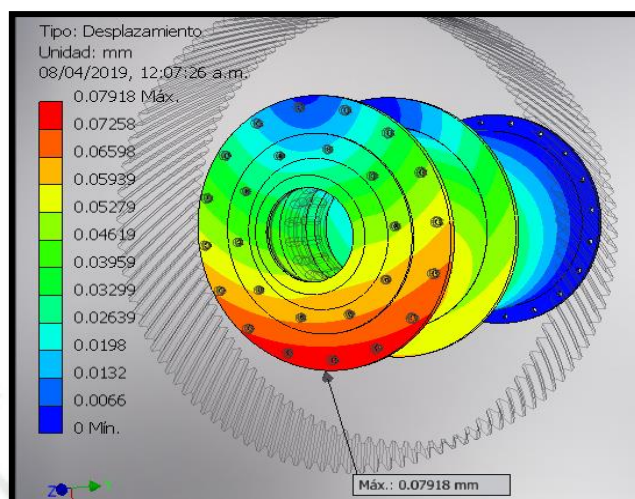


Fig. 263 Análisis FEA Deformación de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

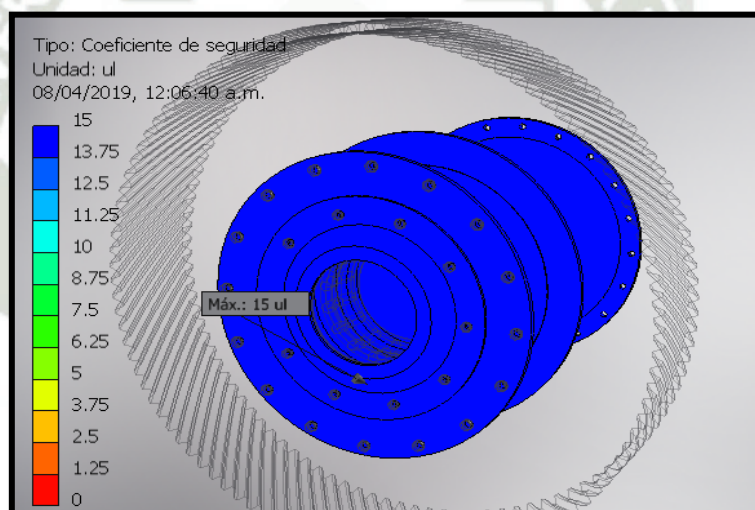


Fig. 264 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

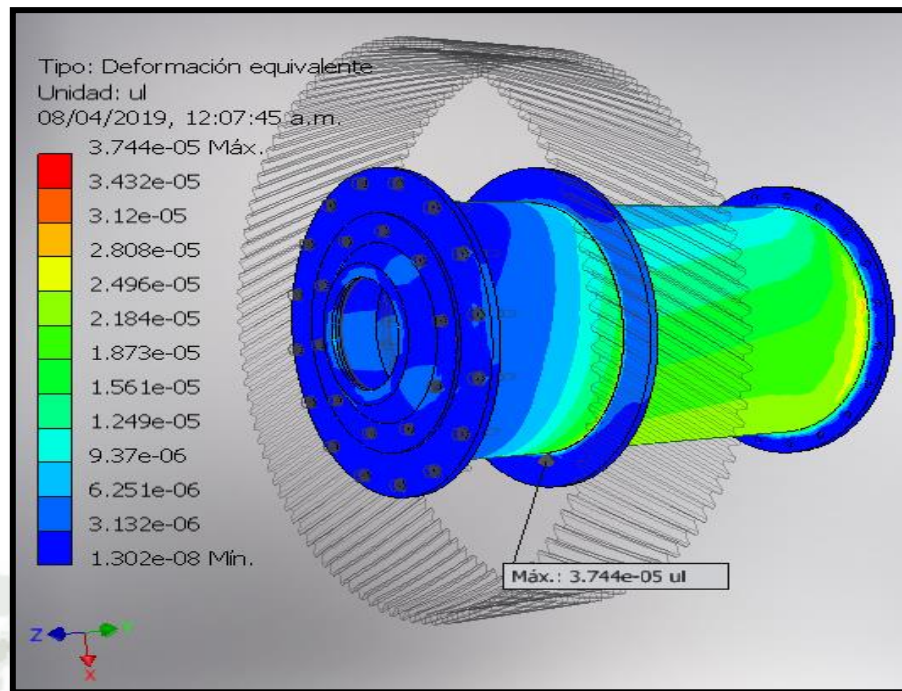


Fig. 265 Análisis FEA Deformación Equivalente de Tambor

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

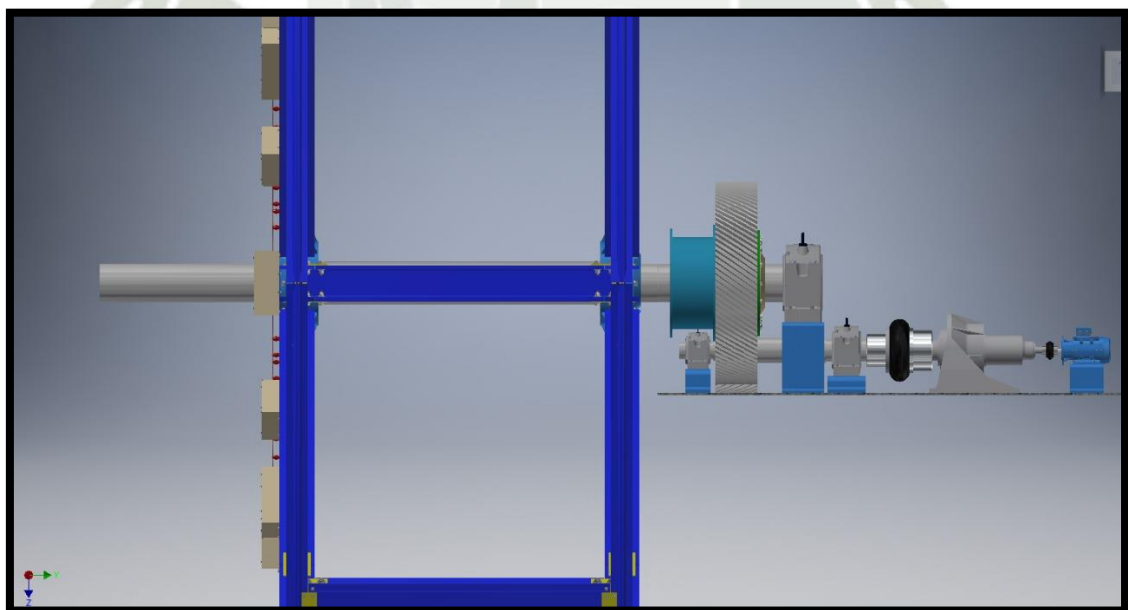


Fig. 266 Ensamble 3D CAD de Tambor con Transmisión

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

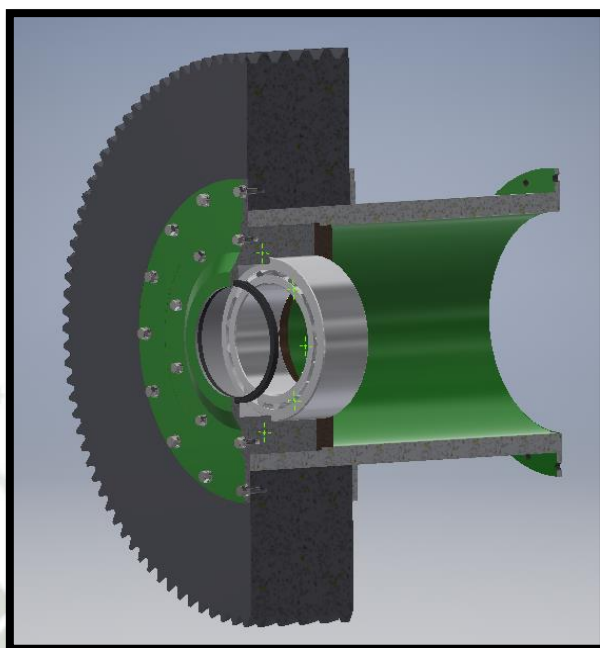


Fig. 267 Ensamble en corte 3D CAD de Tambor – Vista A

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

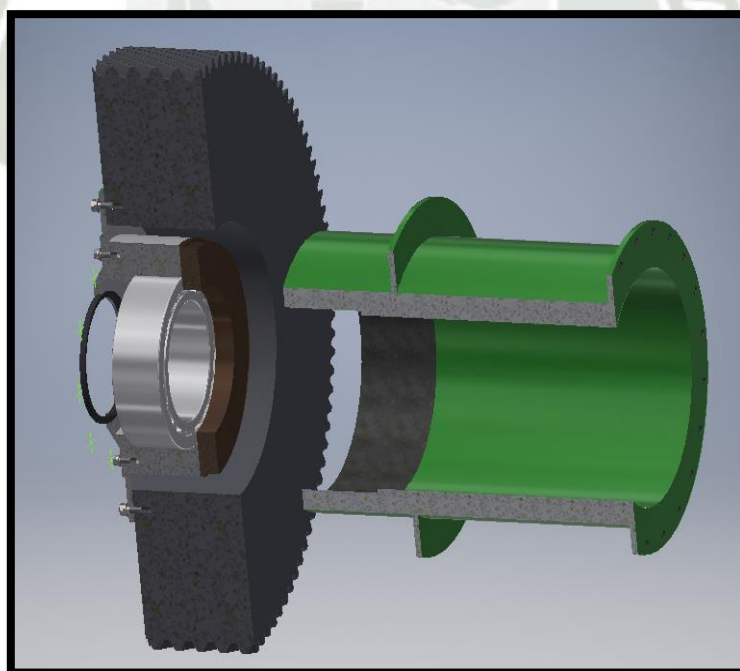


Fig. 268 Ensamble en corte 3D CAD de Tambor – Vista B

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Después de realizar los análisis FEA podemos indicar que:

- ✓ El tambor diseñado, cumple con el torque de potencia requerido.
- ✓ La deflexión en el eje es mínima por lo que trabajará muy bien con la transmisión.
- ✓ Se modificó el material de AISI 4340 a ASTM A36. Donde no presentaron fallas y cumple con dicho tipo de material.

3.4.16. Diseño Optimizado de Cabinas

3.4.16.1. Análisis FEA de Ensamble de Cabinas

Después de varias aproximaciones de cabinas, donde inicialmente se trató como un rectángulo, posterior se colocó perfiles tratando como armaduras, y finalmente colocando perfiles más esbeltos rodeado de vidrios, para darle un aspecto más futurista y ligado a lo requerido.

En este caso realizamos simulaciones FEA del esqueleto o armadura de perfiles estructurales con viga C4x5.4, donde se obtuvo excelentes resultados ya que solo se halló una deflexión máxima de 7.08 mm, siendo la permisible 11 mm.

Según la Norma Peruana E20 de la tabla 7.3.1 para vigas de piso la máxima deflexión permisible es:

$$\Delta_{\text{máx}} = \frac{L}{360} = \frac{4000}{360} = 11.1 \text{ mm}$$

Fuerzas aplicadas:

- Carga viva: 1600 kg = 15070 N
- Capacidad: 12 personas
- Peso máximo de una persona: 80 kg
- Coeficiente por carga viva: 1.6 su
- Carga muerta: (Peso de la cabina, según inventor) = 1885 kg = 18943 N

Deformación

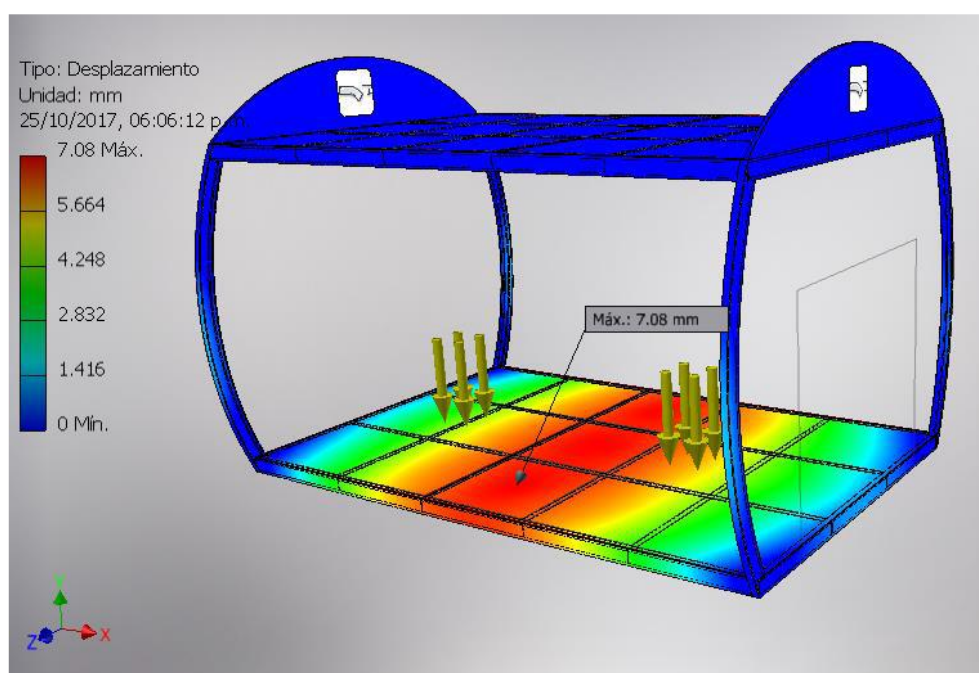


Fig. 269 Análisis FEA Deformación de Cabinas 7.08mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

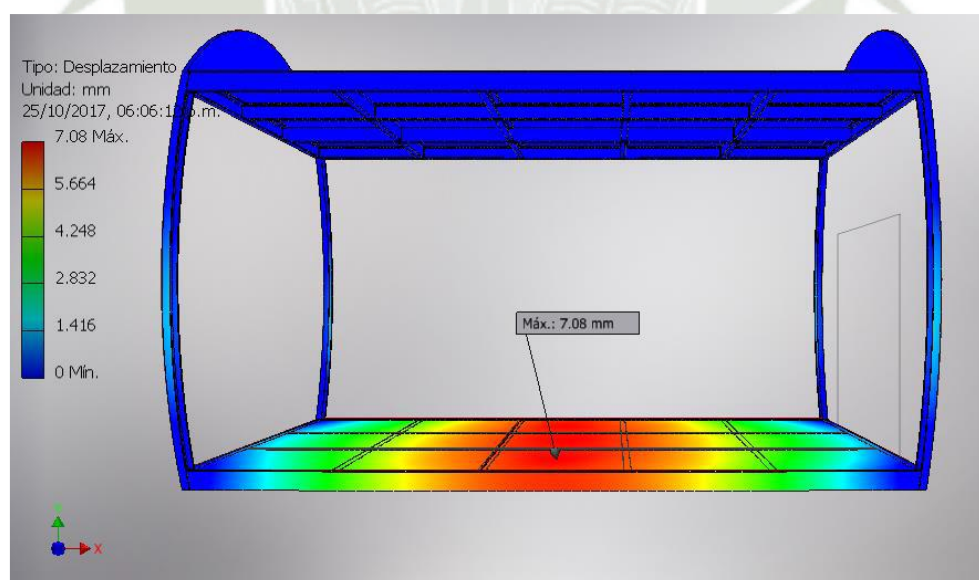


Fig. 270 Análisis FEA Deformación de Cabinas 7.08mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Coeficiente de Seguridad

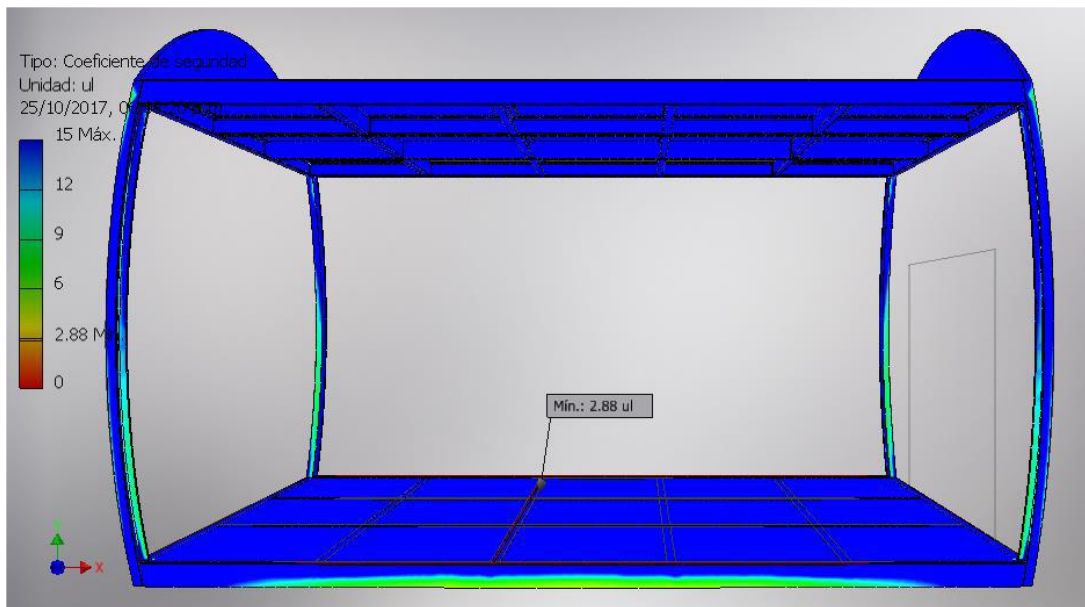


Fig. 271 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Cabinas 2.88 ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

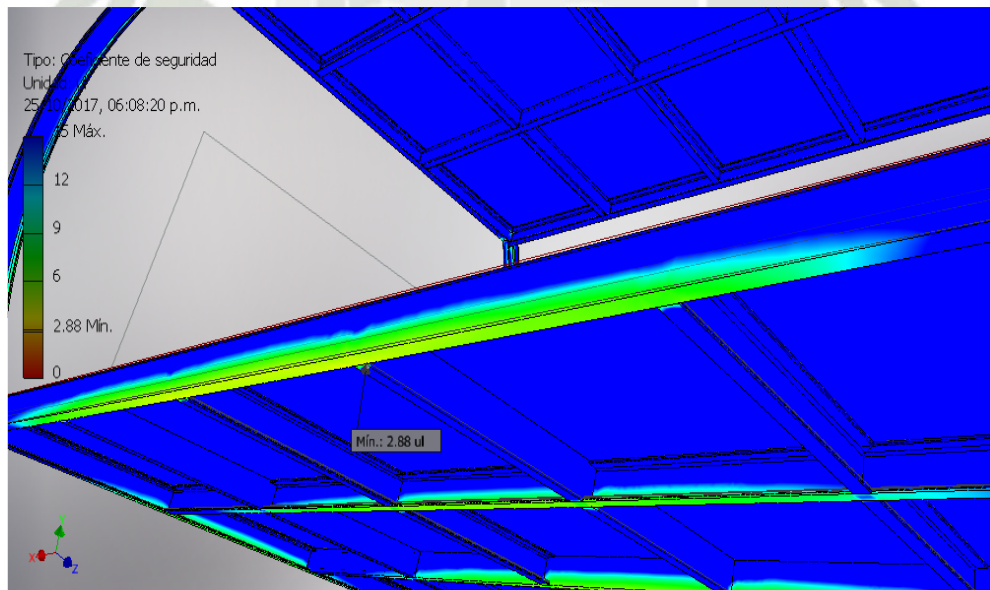


Fig. 272 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Cabinas 2.88 ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tensión Von Mises

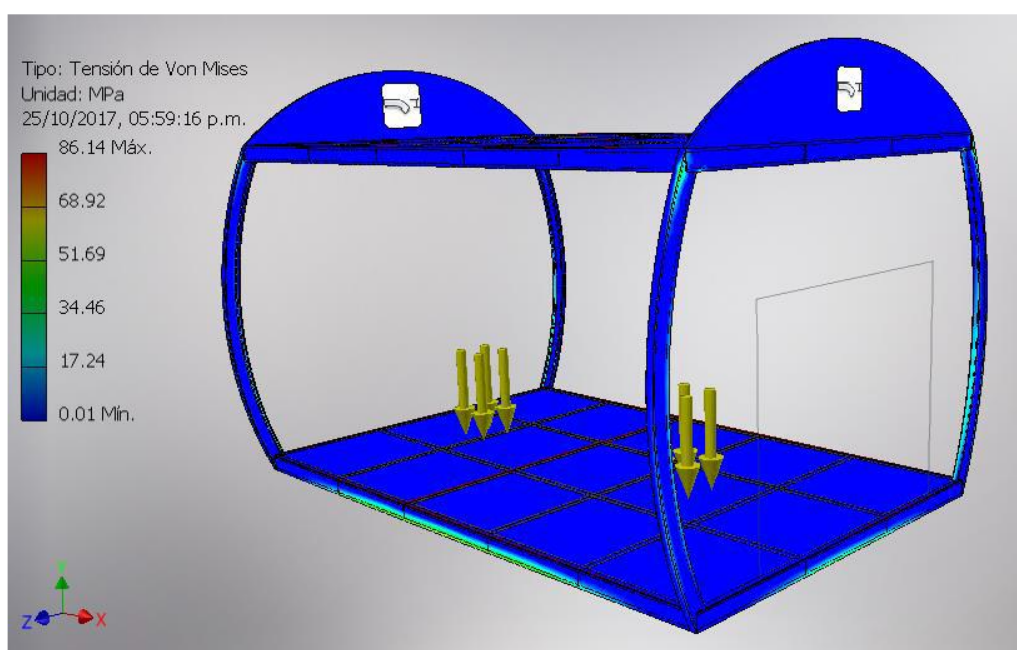


Fig. 273 Análisis FEA Tensión Von Mises de Cabinas 86.14 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

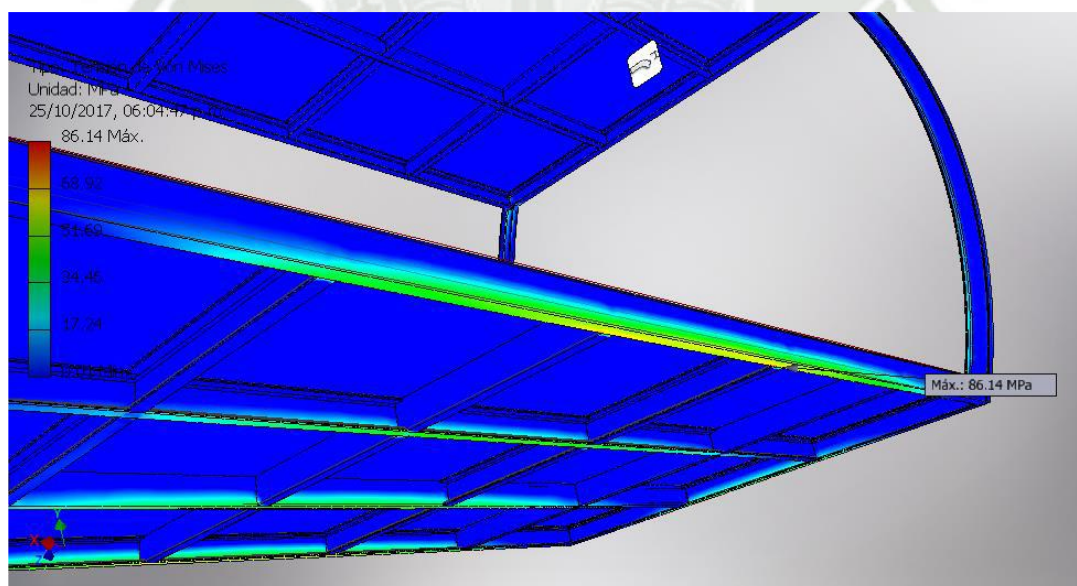


Fig. 274 Análisis FEA Tensión Von Mises de Cabinas 86.14 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Primera Tensión Principal

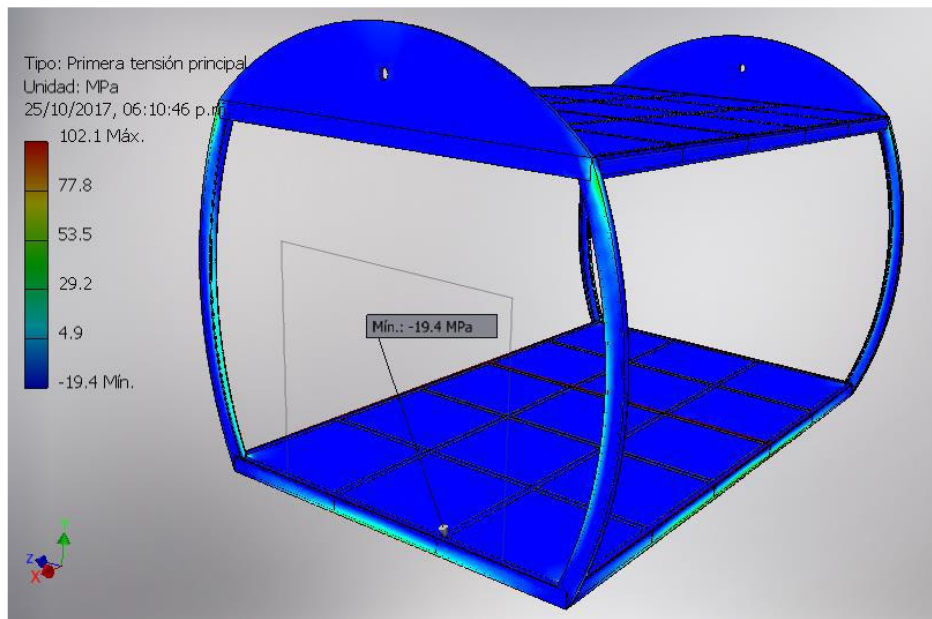


Fig. 275 Análisis FEA Primera Tensión Principal de Cabinas 19.4 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tercera Tensión Principal

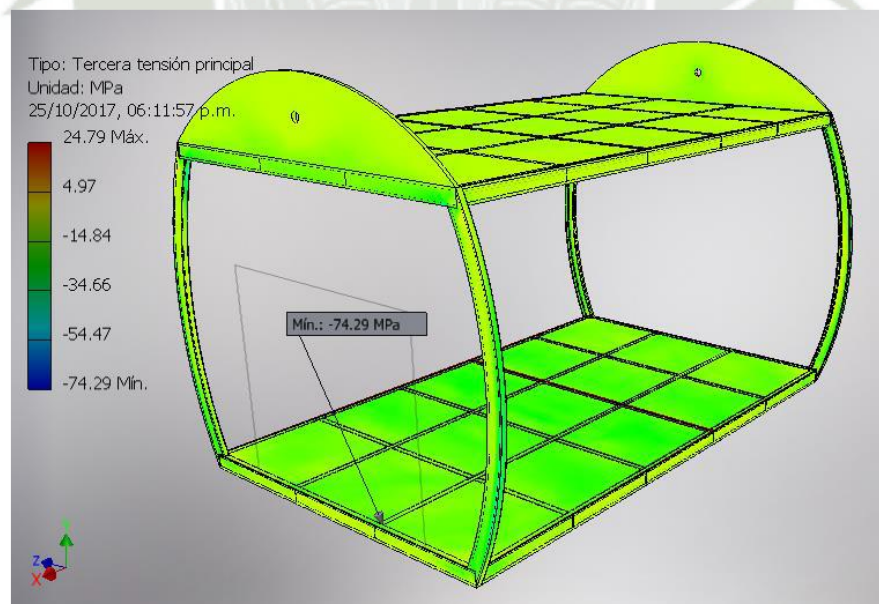


Fig. 276 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Cabinas 74.29 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

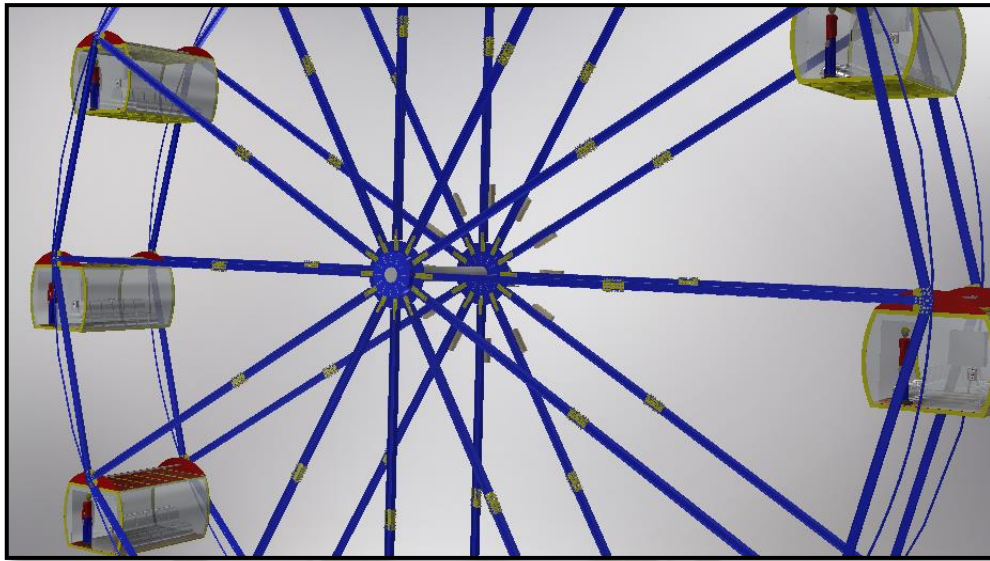


Fig. 277 Ensamble 3d CAD de Rueda de Cabinas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

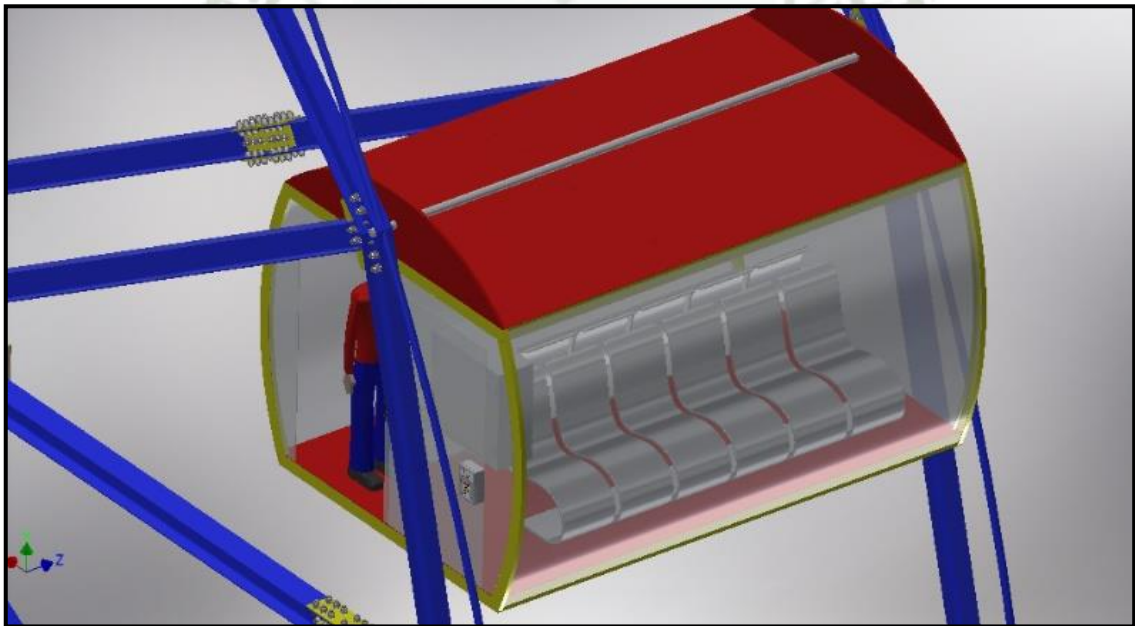


Fig. 278 Ensamble 3d de Cabinas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

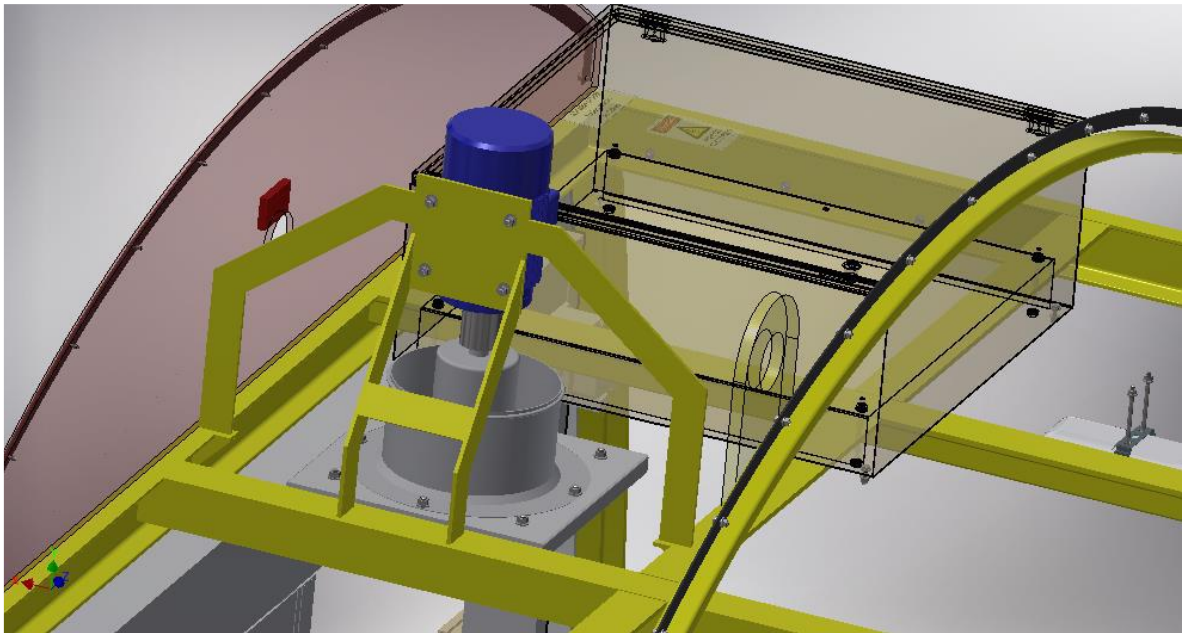


Fig. 279 Detalle de motor de ventilador en la parte superior de la Cabina

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

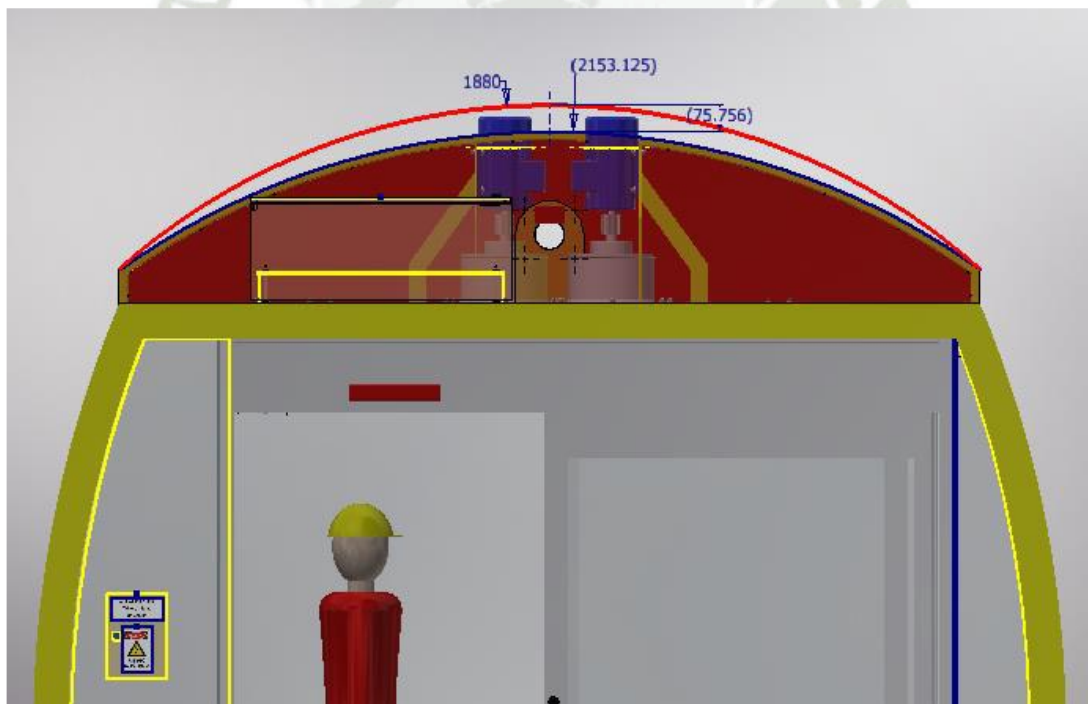


Fig. 280 Detalle de perfil de cabina, techo falso con motores eléctricos

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

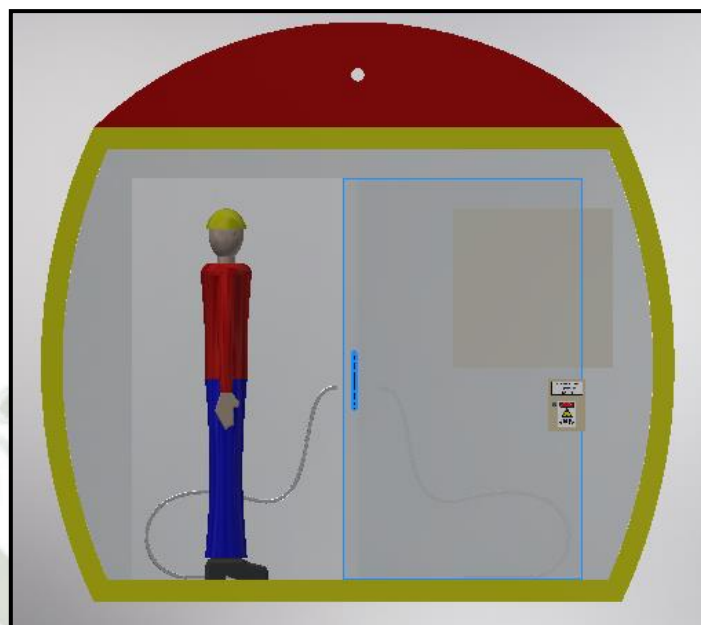


Fig. 281 Detalle de ingreso a Cabinas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

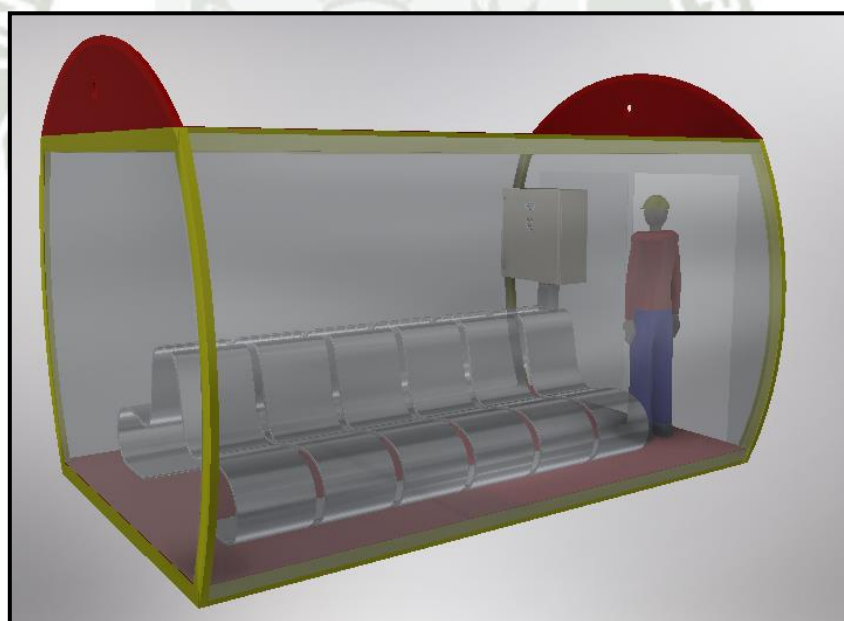


Fig. 282 Detalle interior de Cabinas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

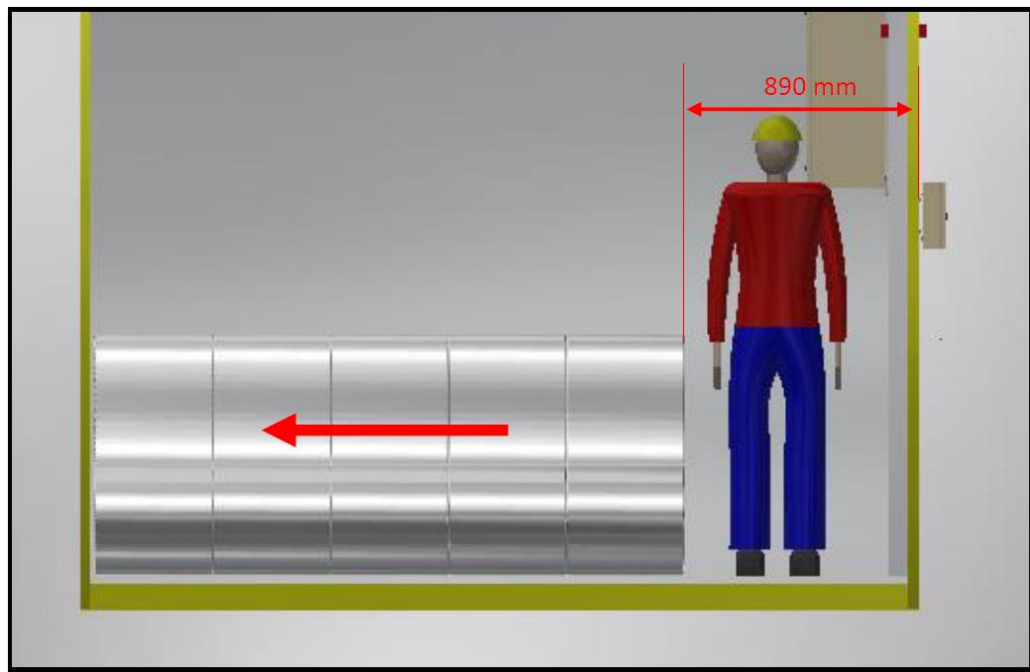


Fig. 283 Detalle de personas dentro de Cabina

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

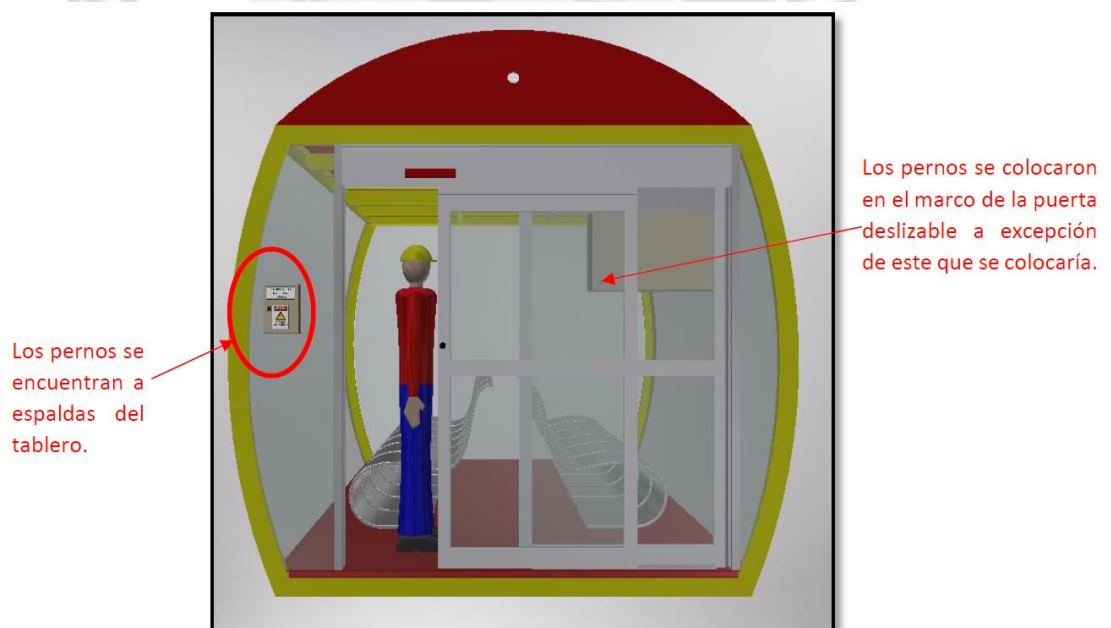


Fig. 284 Ubicación de tableros eléctricos dentro de Cabina

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

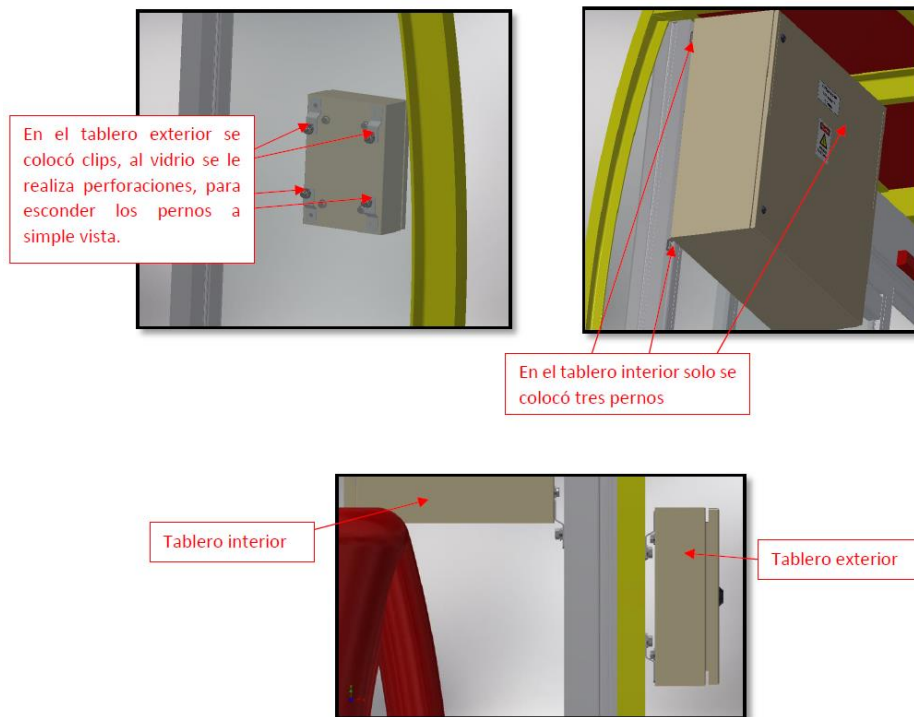


Fig. 285 Sujeción de tableros eléctricos dentro de Cabina

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

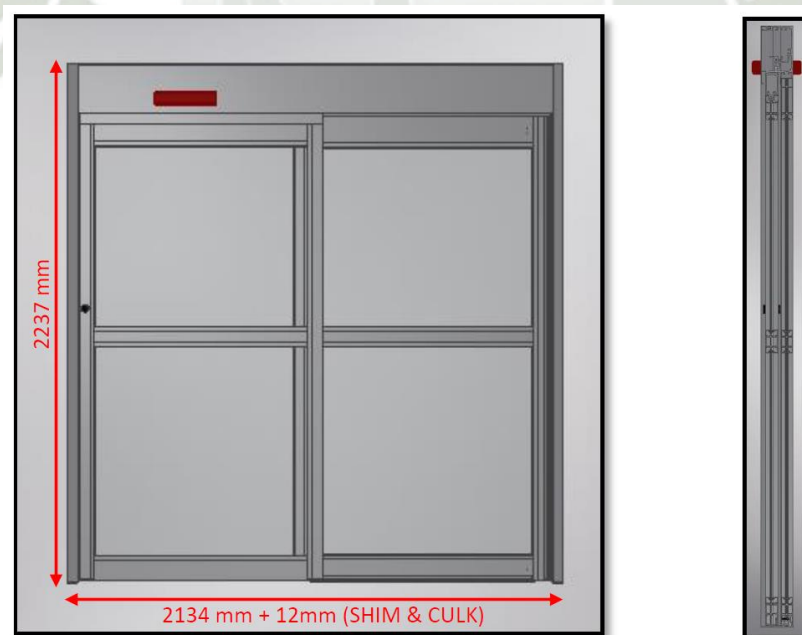


Fig. 286 Detalle de puerta de acceso a Cabina

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.16.2. Selección de rodamientos de pared para ejes de cabinas

Para la disposición del eje en las capsulas, necesitamos un clase de rodajes, los cuales cuenten con un alojamiento de tipo plano, comúnmente llamados de pared, por lo tanto la selección se basó primordialmente en la selección de un alojamiento que pueda soportar un rodaje con un agujero mínimo de dos y media pulgadas, siendo esta medida el diámetro del eje de las capsulas, luego se analiza si dicho rodaje cumple por tipo y por magnitud de carga que tendrá que soportar el rodaje, seleccionamos el primer alojamiento que cumpla con las características geométricas del eje.

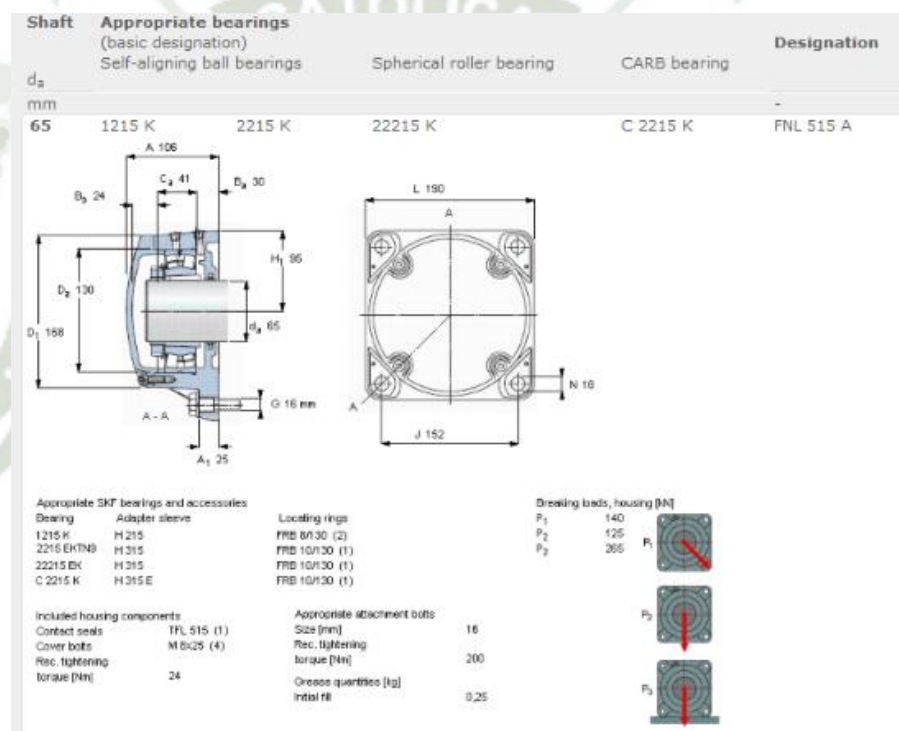


Fig. 287 Características de Rodamiento de Pared C2215K

Fuente: www.skf.com

Autor: SKF

El rodaje seleccionado cumplirá, pues su geometría es prácticamente el doble que la de un rodaje de bolas convencional necesario para soportar las cargas de diseño.

Cargas en los rodajes:

$$Fr = 624 \text{ Kg} = 6121.4 \text{ N} = 6.121 \text{ KN}$$

$$Fa = 0, \text{ consideramos un 10\% de la carga radial} = 0.6 \text{ KN}$$

3.4.17. Diseño de Plataforma Central

3.4.17.1. Diseño de Soportes de Transmisión

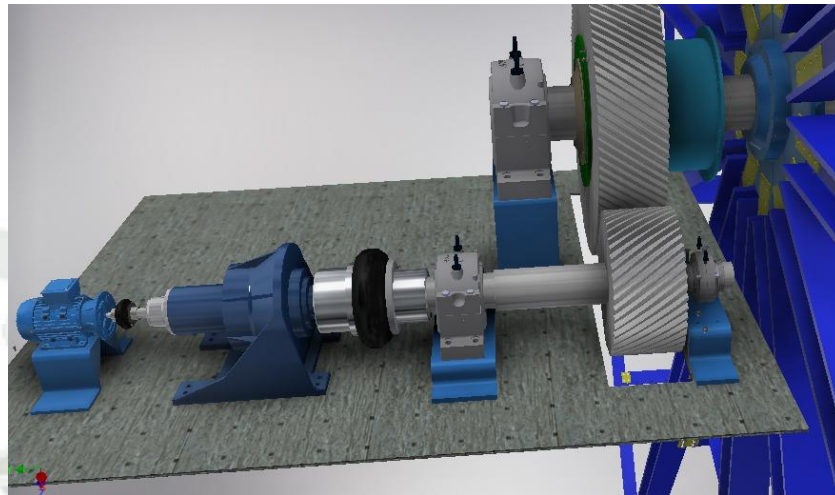


Fig. 288 Vista lateral de Ensamble 3d CAD de transmisión

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.17.1.1. Soporte de Motor Eléctrico

Carga = 104,916.7238 N

Deformación

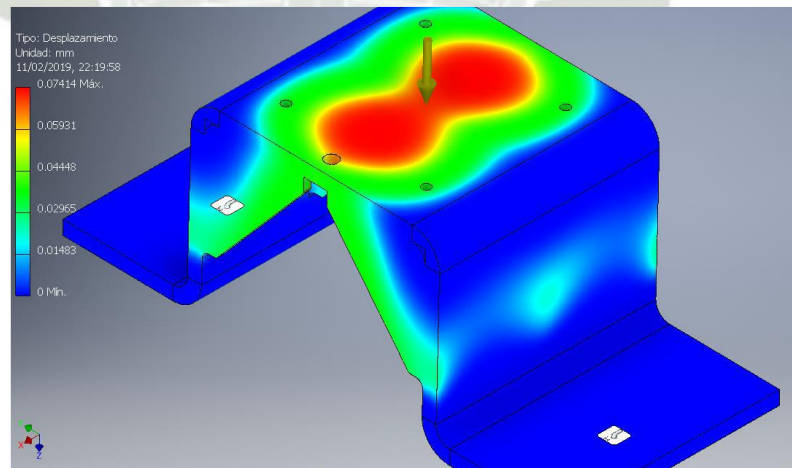


Fig. 289 Análisis FEA Deformación de Soporte de Motor Eléctrico 0.07mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

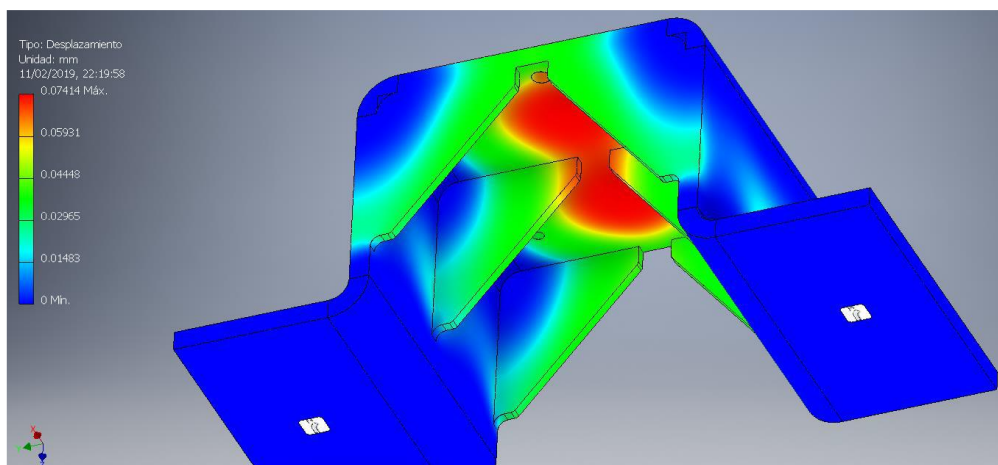


Fig. 290 Análisis FEA Deformación de Soporte de Motor Eléctrico 0.07mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Coeficiente de Seguridad

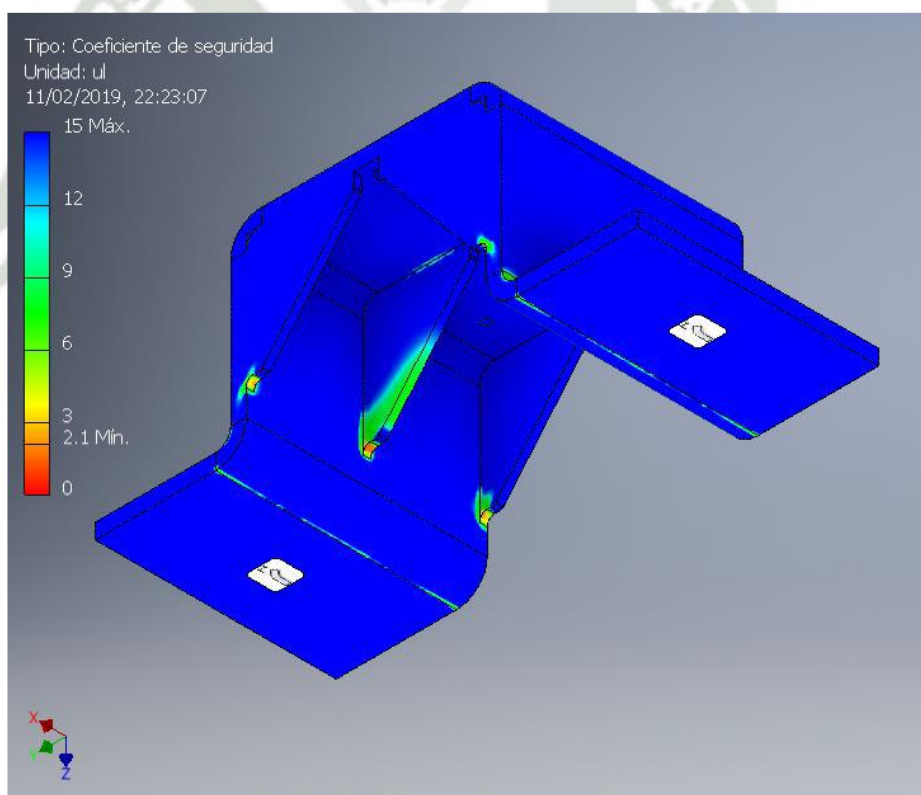


Fig. 291 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Motor Eléctrico 15ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

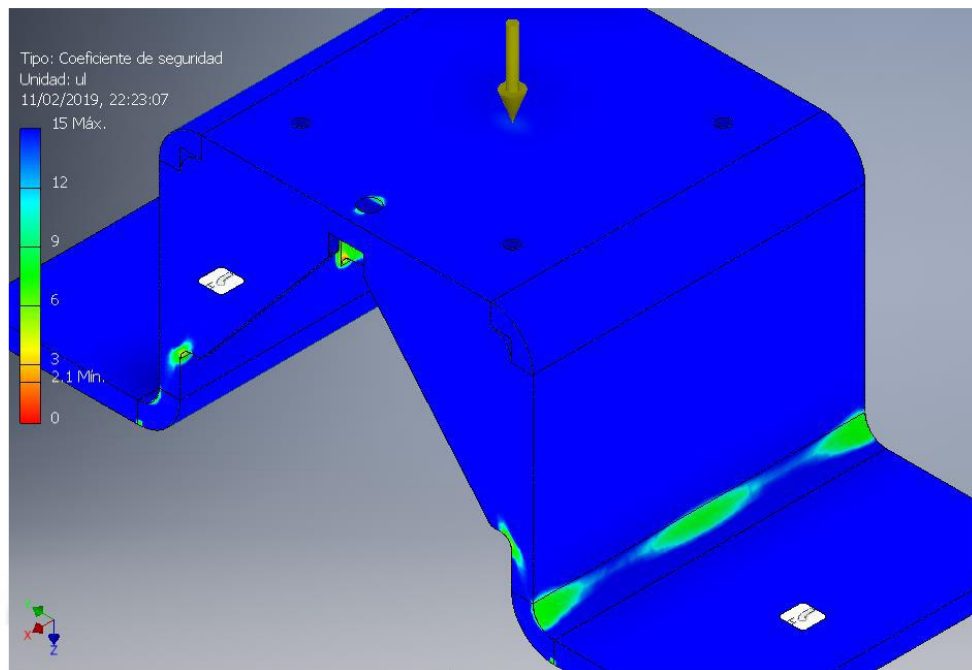


Fig. 292 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Motor Eléctrico 15ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tensión de Von Mises

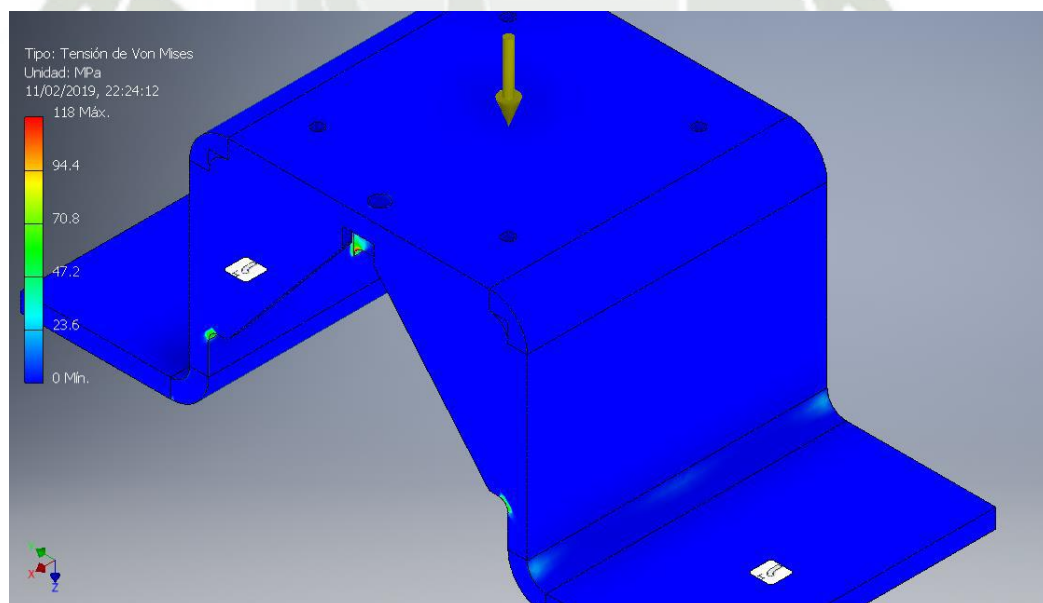


Fig. 293 Análisis FEA Tensión de Von Mises de Soporte de Motor Eléctrico 118MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

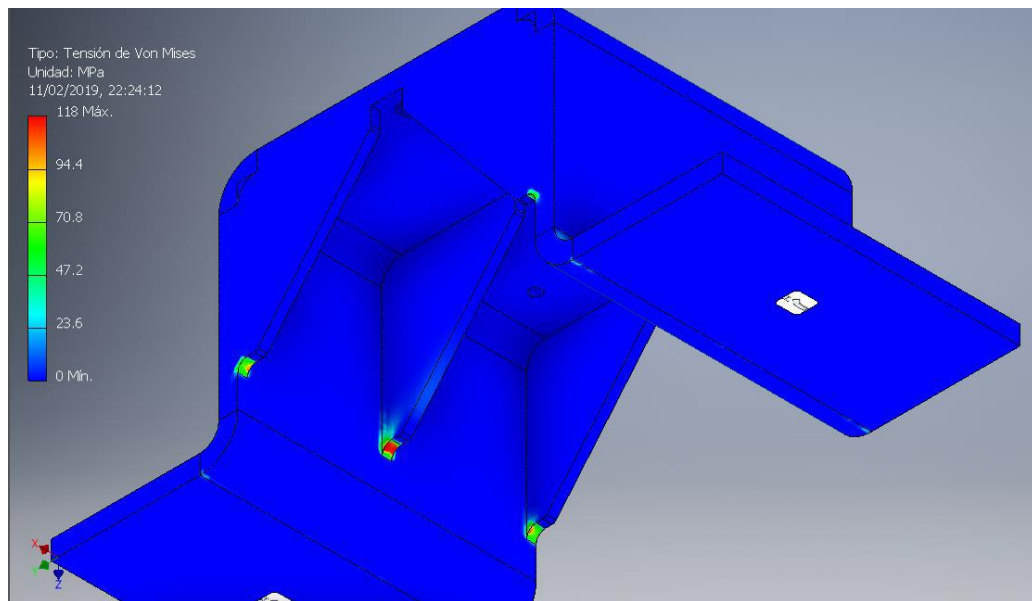


Fig. 294 Análisis FEA Tensión de Von Mises de Soporte de Motor Eléctrico 118MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

1era Tensión Principal

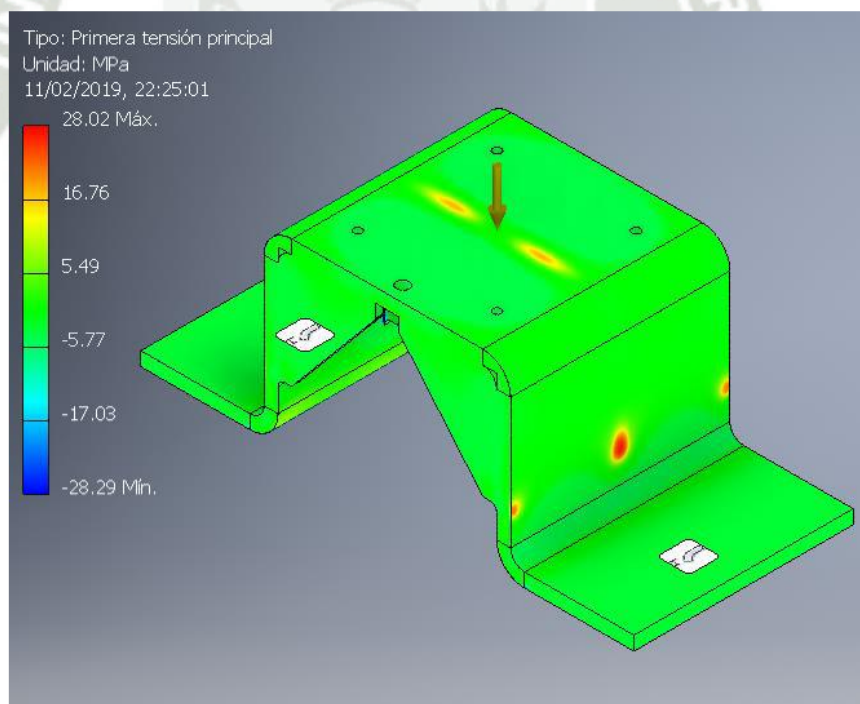


Fig. 295 Análisis FEA 1era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 28.02MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

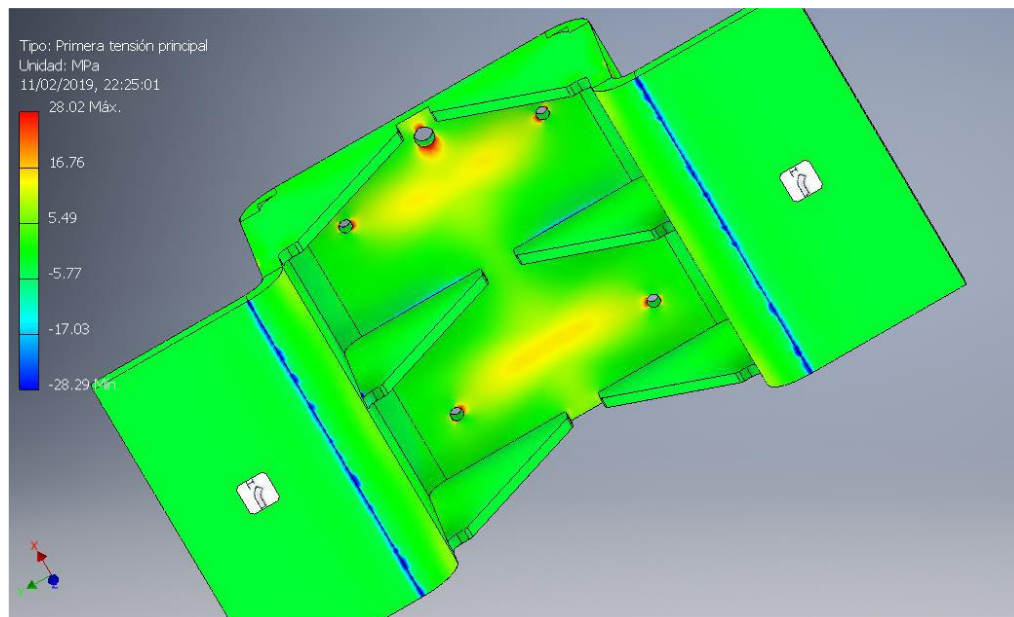


Fig. 296 Análisis FEA 1era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 28.02 MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Tercera Tensión Principal

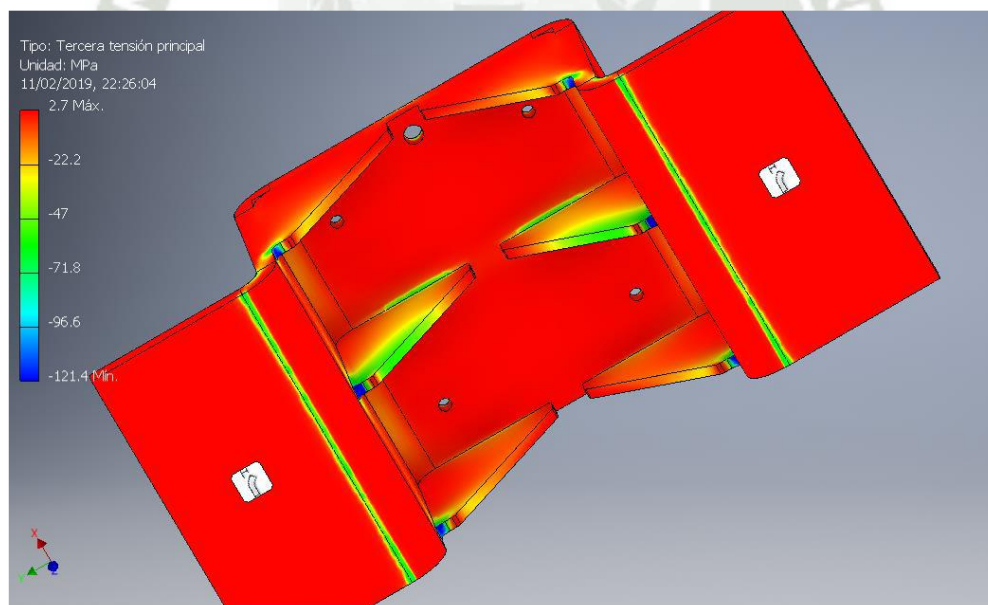


Fig. 297 Análisis FEA 3era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 2.7MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

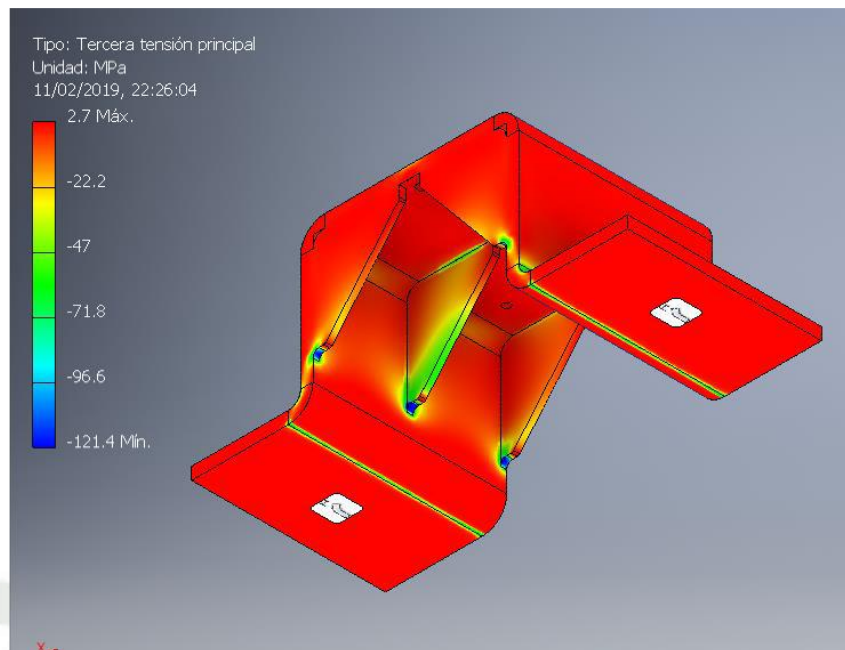


Fig. 298 Análisis FEA 3era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 2.7MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

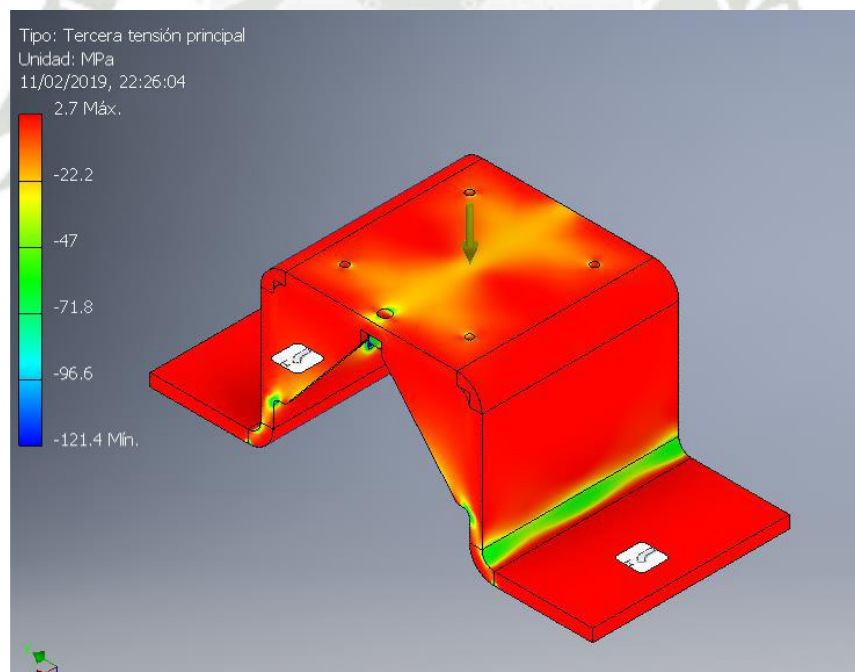


Fig. 299 Análisis FEA 3era Tensión Principal de Soporte de Motor Eléctrico 2.7MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

3.4.17.1.2. Soporte de Chumacera SNL3144

Carga = 105,358.1738 N

Deformación

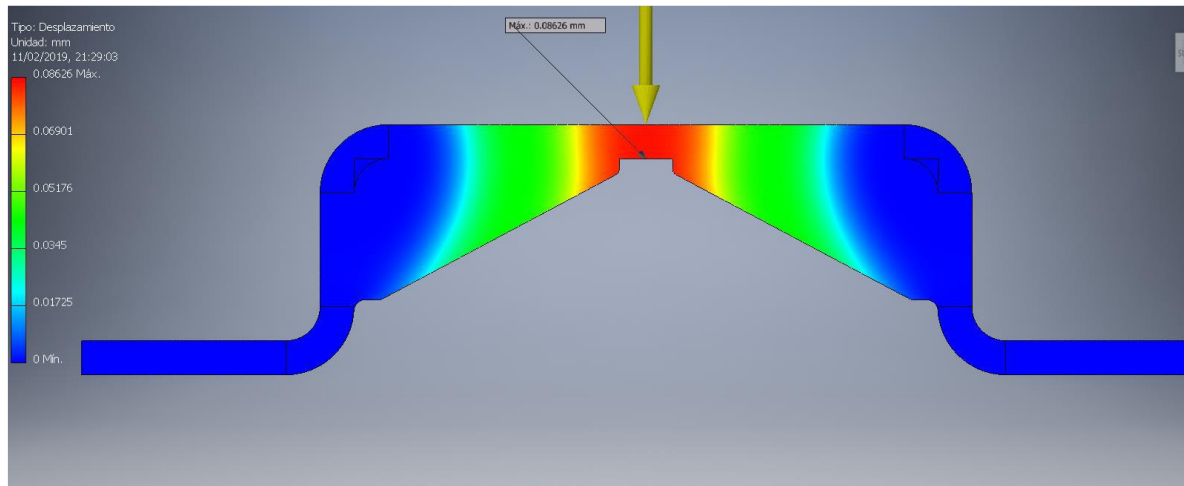


Fig. 300 Análisis FEA Deformación de Soporte de Chumacera SNL3144 0.086mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

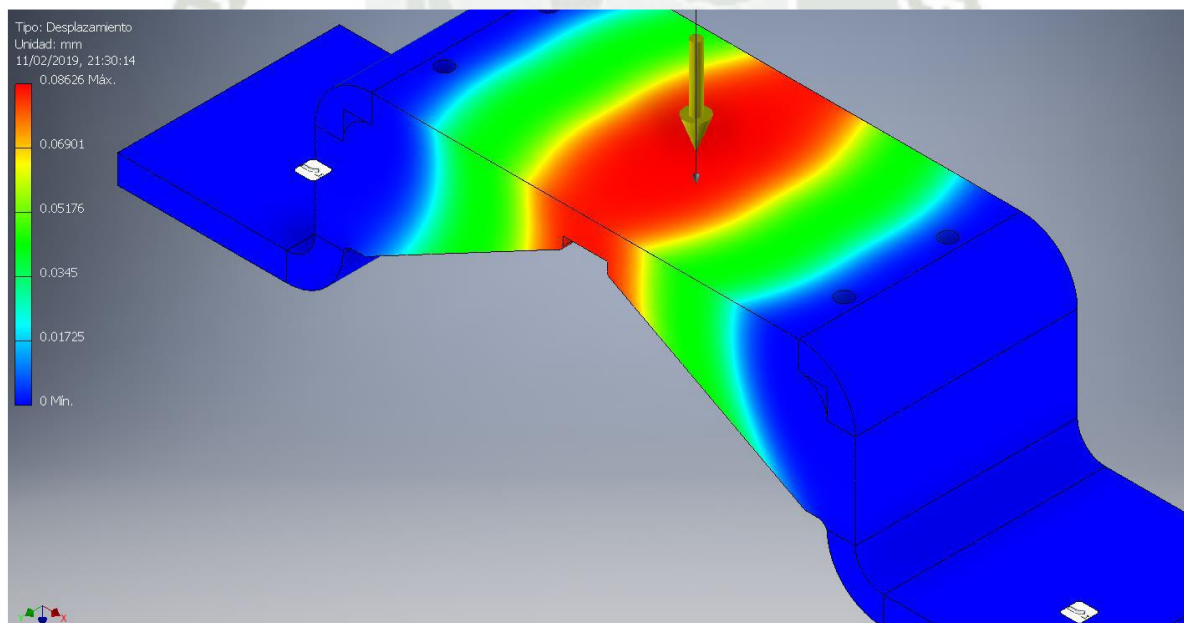


Fig. 301 Análisis FEA Deformación de Soporte de Chumacera SNL3144 0.086mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Coeficiente de Seguridad

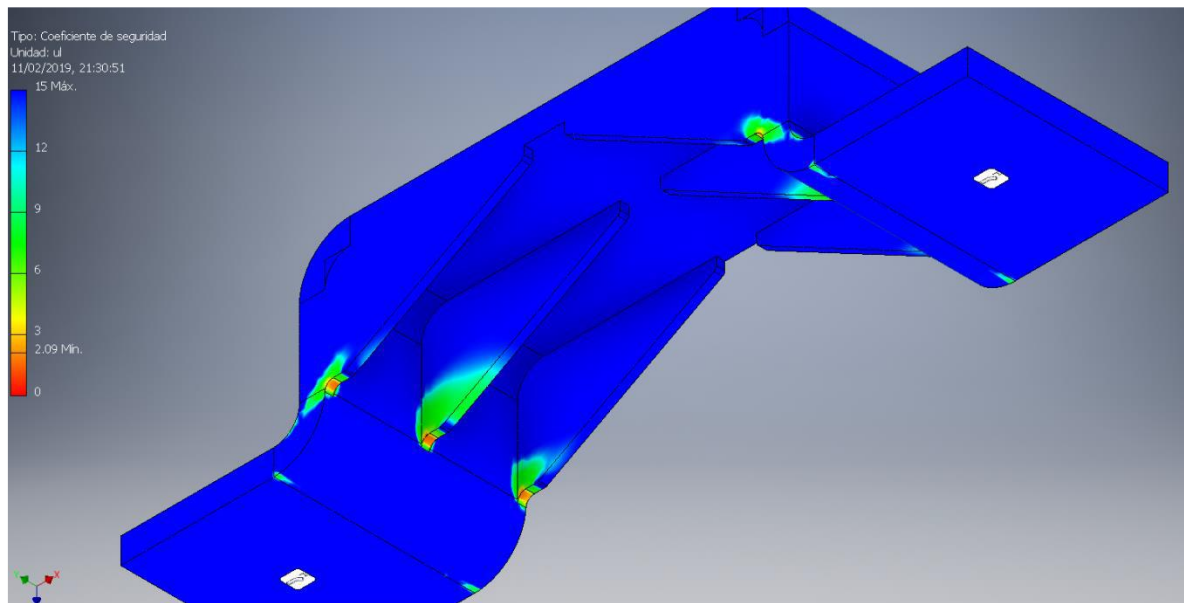


Fig. 302 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Chumacera SNL3144 15ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Tensión Von Mises

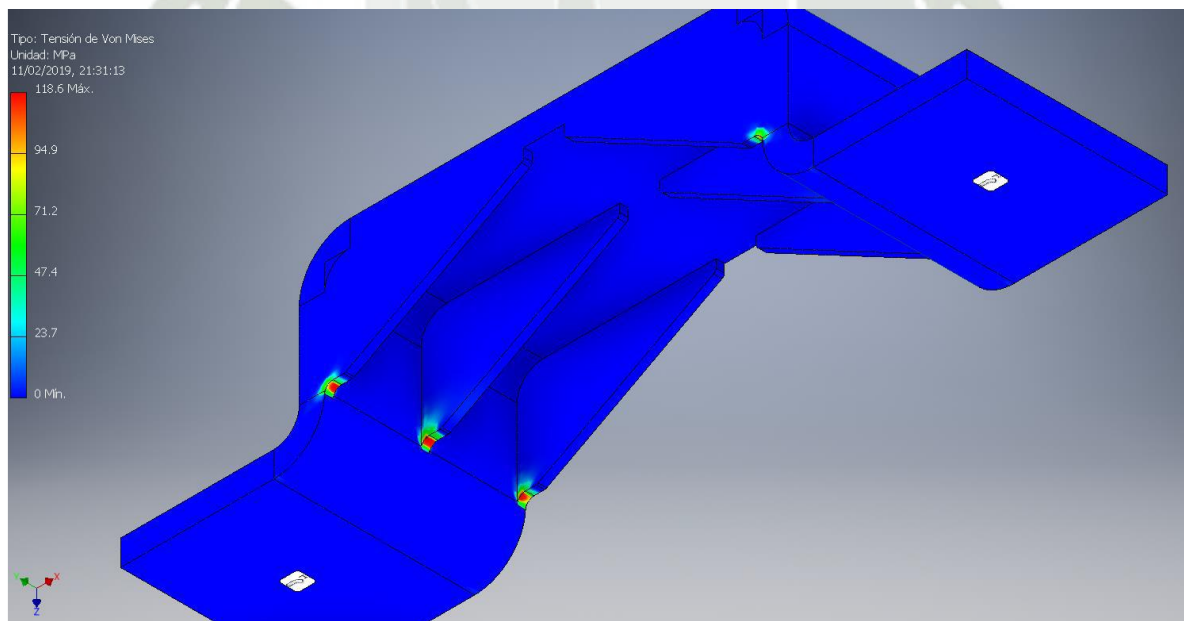


Fig. 303 Análisis FEA Tensión Von Mises de Soporte de Chumacera SNL3144 118.6MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Primera Tensión Principal

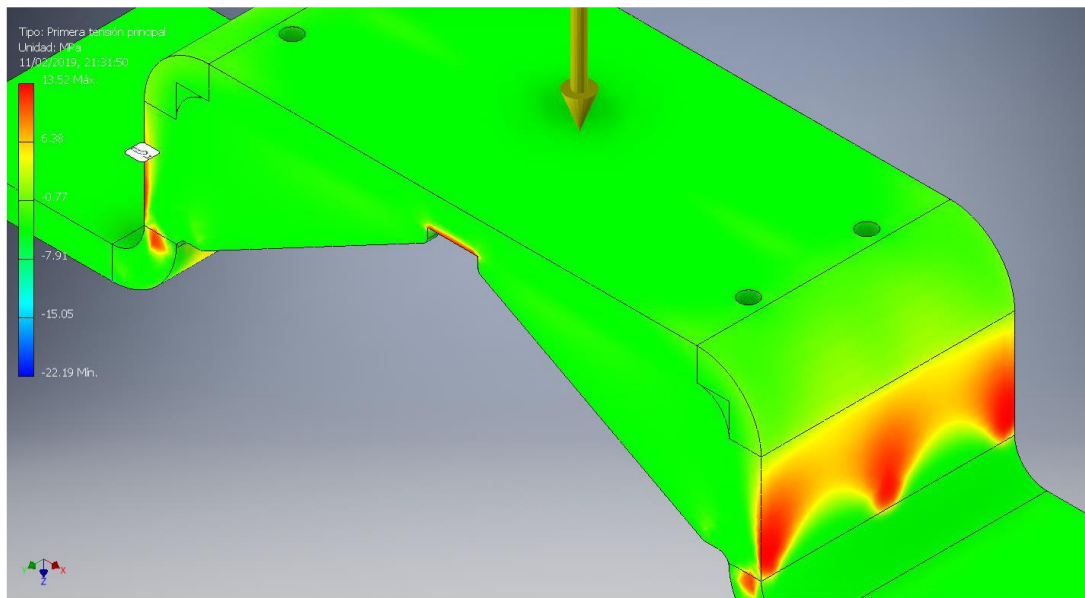


Fig. 304 *Análisis FEA Primera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3144 13MPa*

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Tercera Tensión Principal

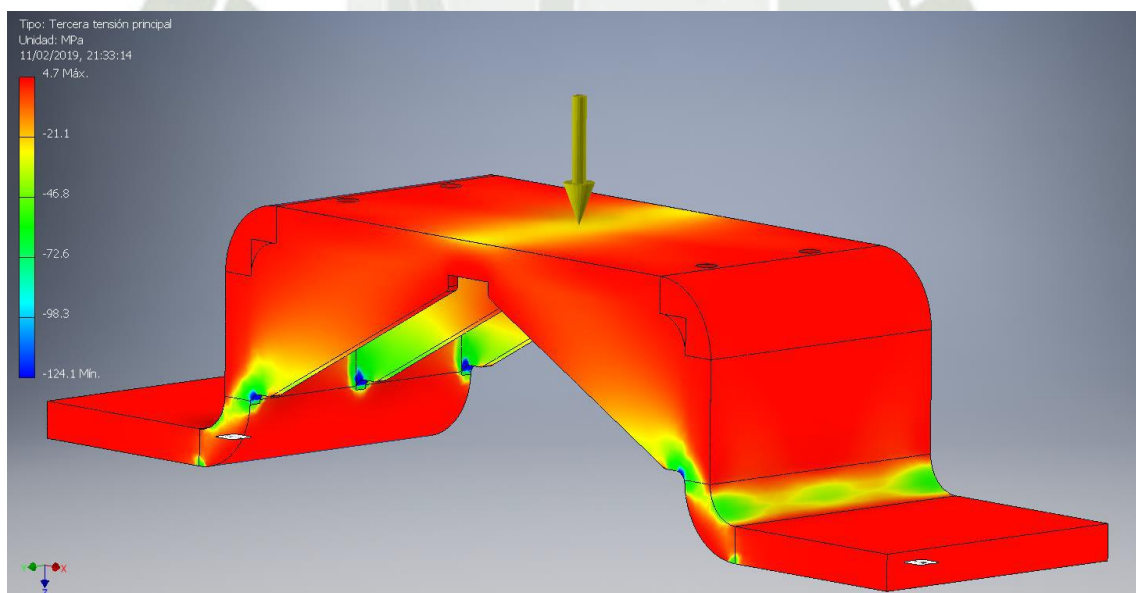


Fig. 305 *Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3144 4.7MPa*

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

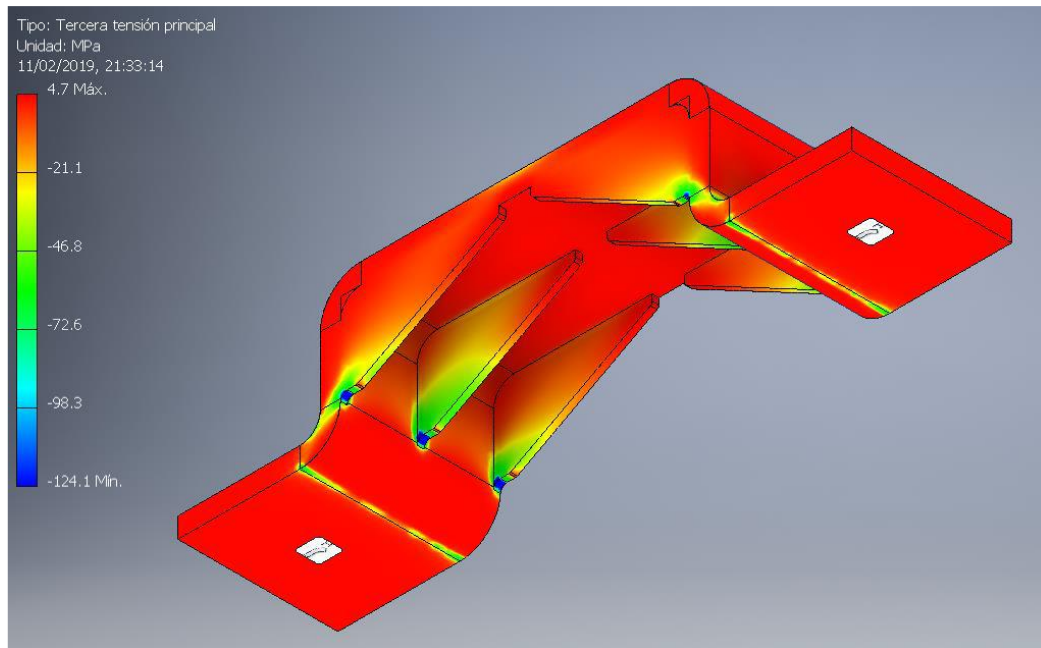


Fig. 306 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3144 4.7MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

3.4.17.1.3. Soporte de Chumacera SNL3160

Carga=107545.8038 N

Deformación

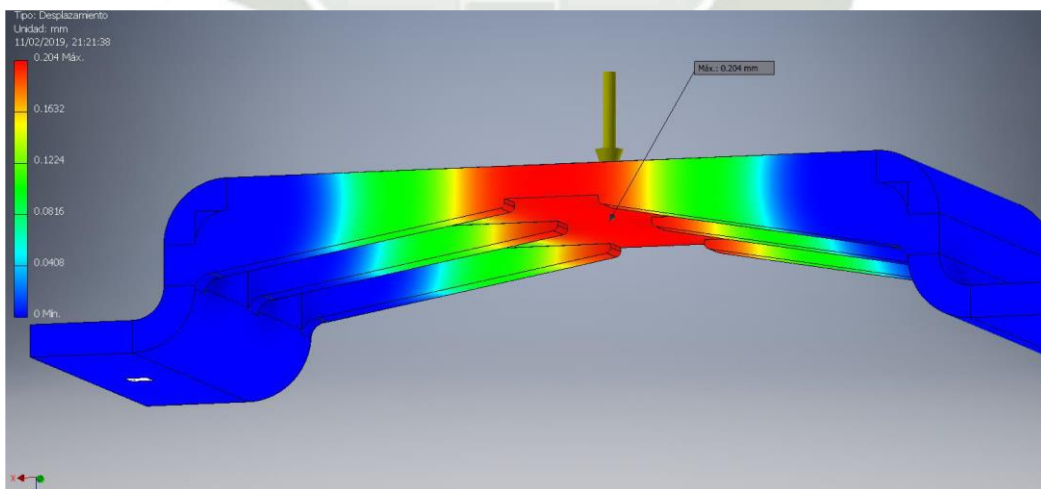


Fig. 307 Análisis FEA Deformación de Soporte de Chumacera SNL3160 0.20mm

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Coeficiente de Seguridad

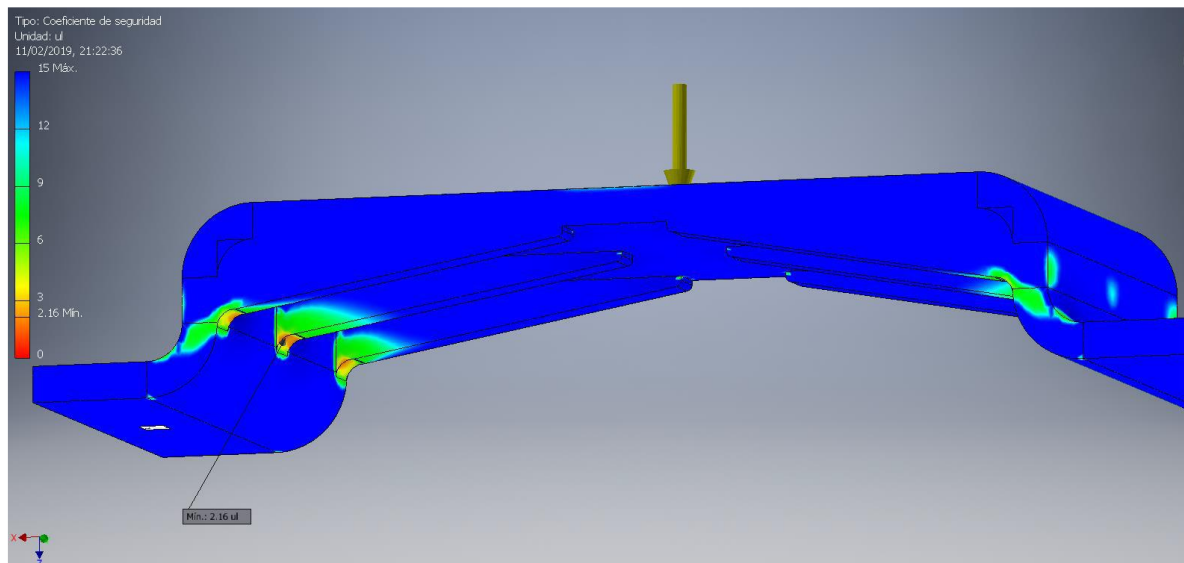


Fig. 308 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Chumacera SNL3160 15ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

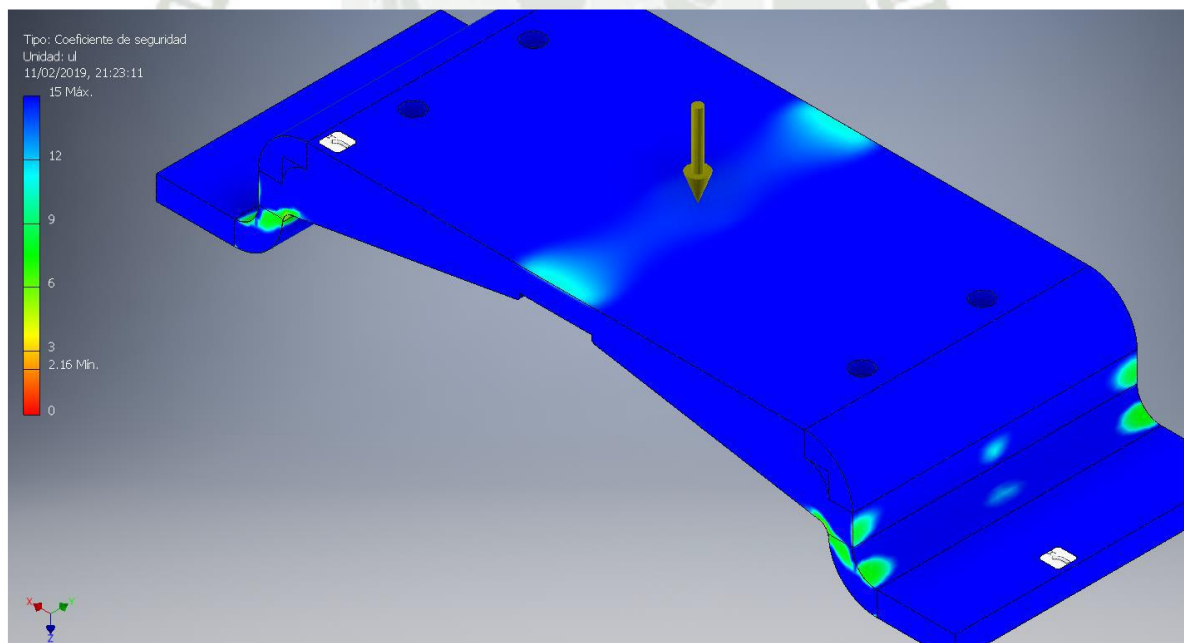


Fig. 309 Análisis FEA Coeficiente de Seguridad de Soporte de Chumacera SNL3160 15ul

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Tensión Von Mises

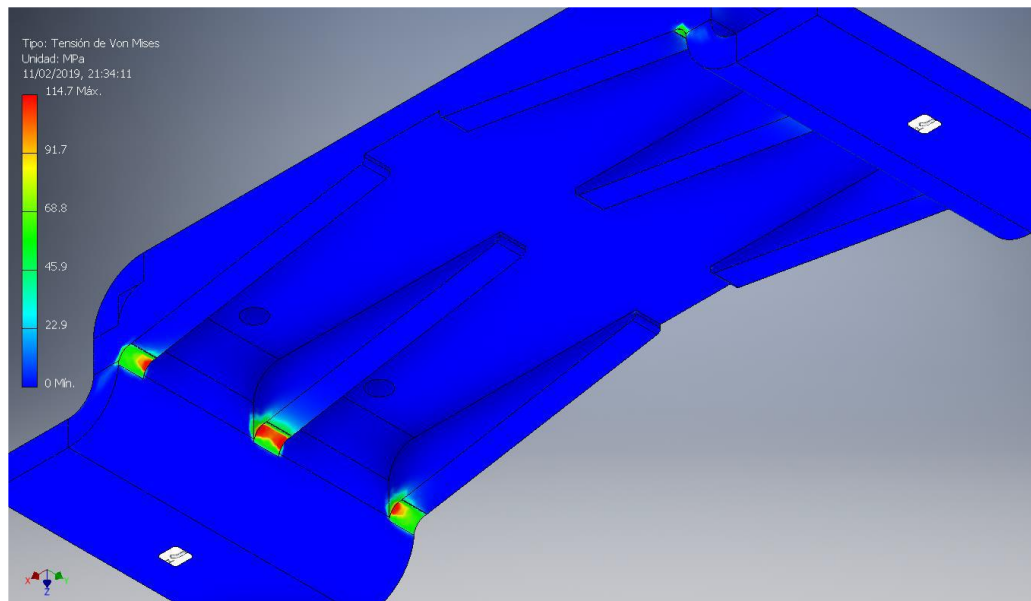


Fig. 310 *Análisis FEA Tensión Von Mises de Soporte de Chumacera SNL3160 114.7MPa*

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

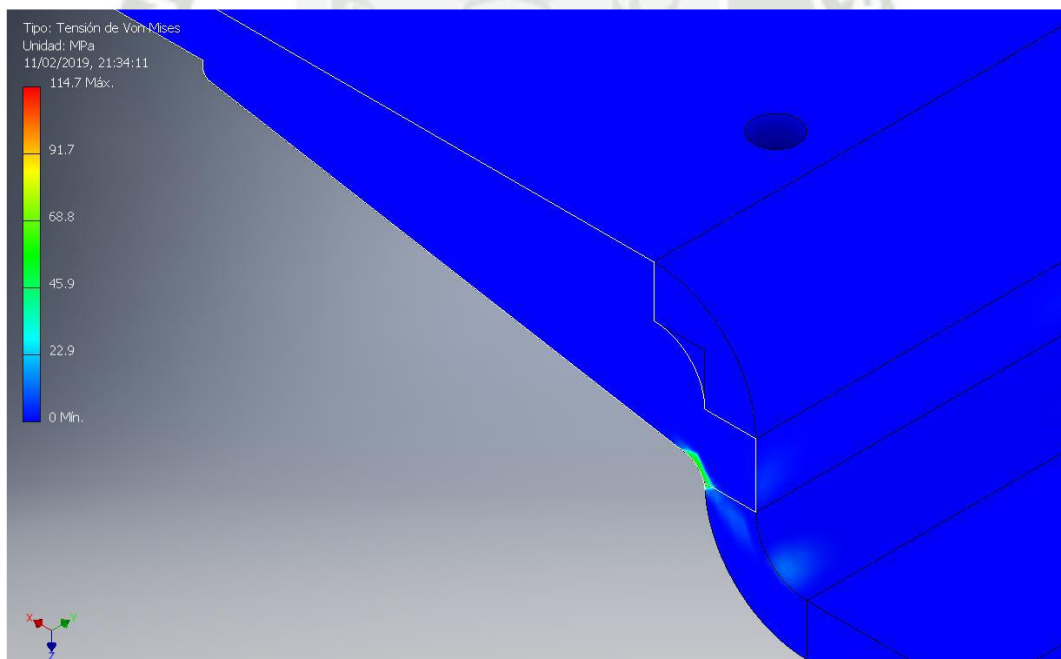


Fig. 311 *Análisis FEA Tensión Von Mises de Soporte de Chumacera SNL3160 114.7MPa*

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Primera Tensión Principal

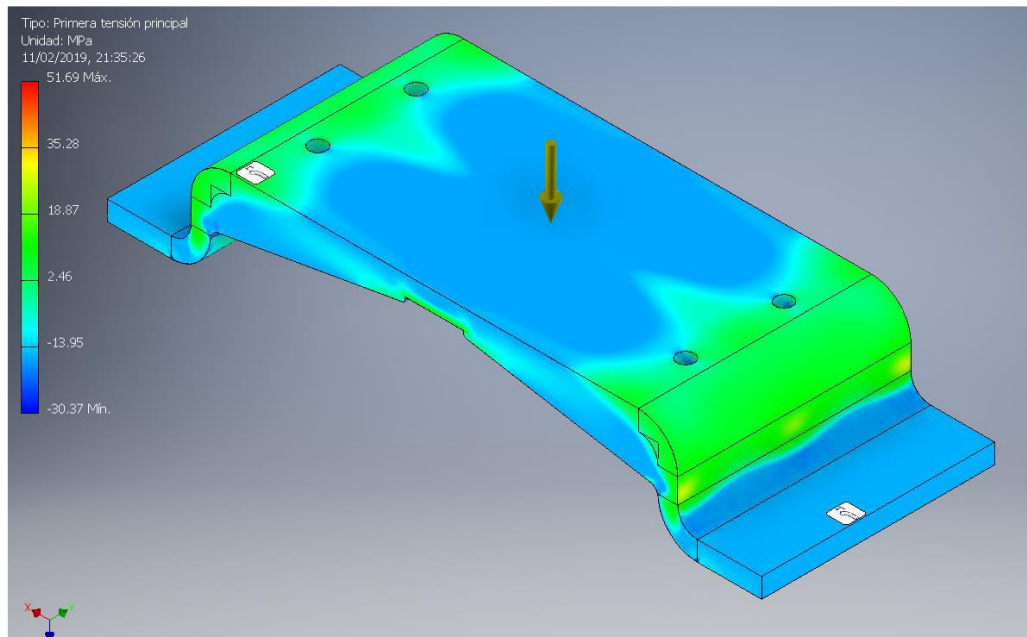


Fig. 312 Análisis FEA Primera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3160 51.69MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

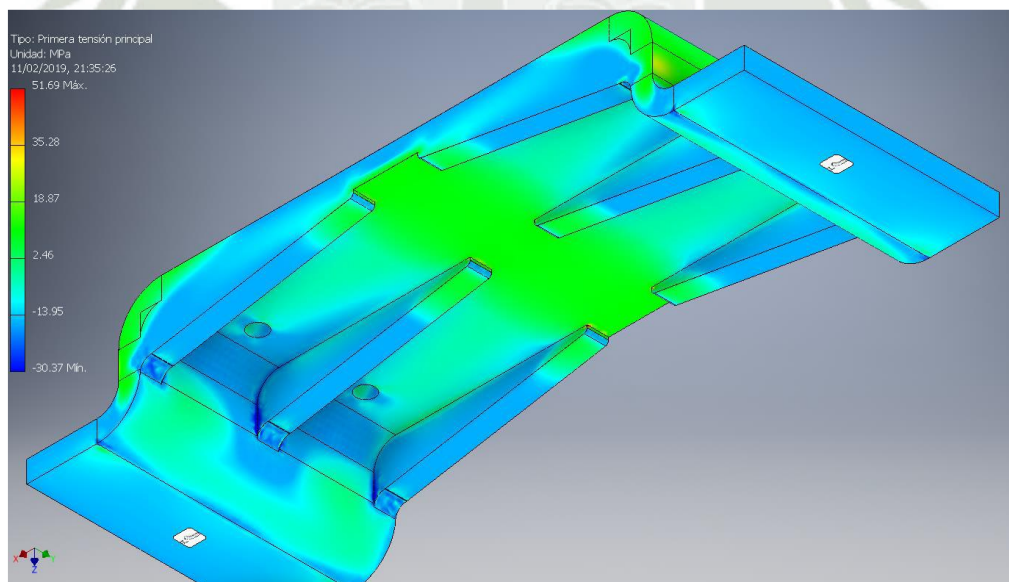


Fig. 313 Análisis FEA Primera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3160 51.69MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Tercera Tensión Principal

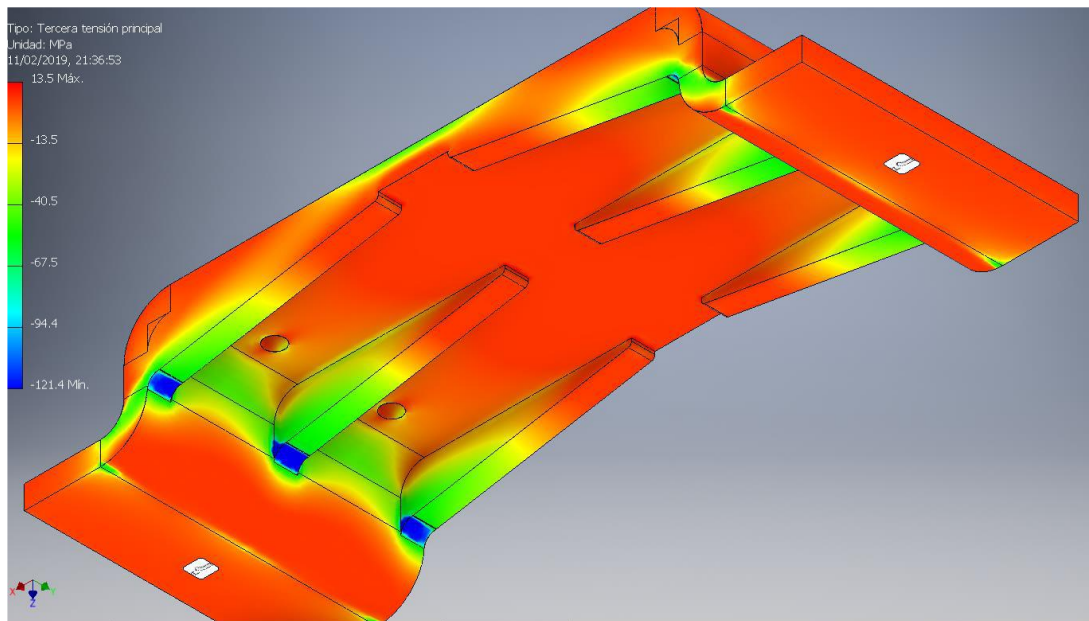


Fig. 314 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3160 13.5MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

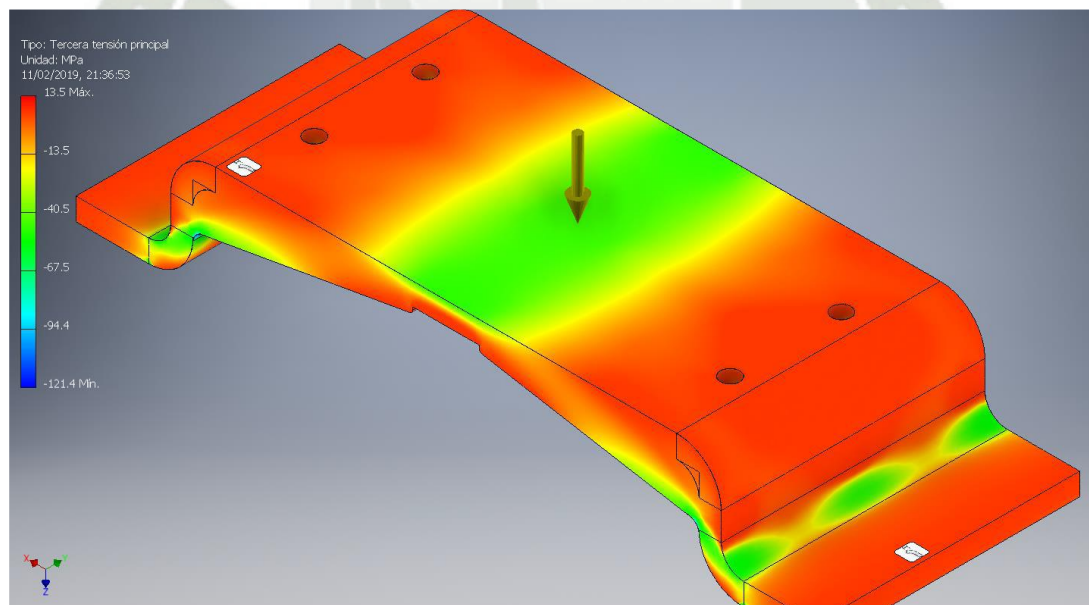


Fig. 315 Análisis FEA Tercera Tensión Principal de Soporte de Chumacera SNL3160 13.5MPa

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

3.4.17.2.Diseño de Plataforma Lateral 1

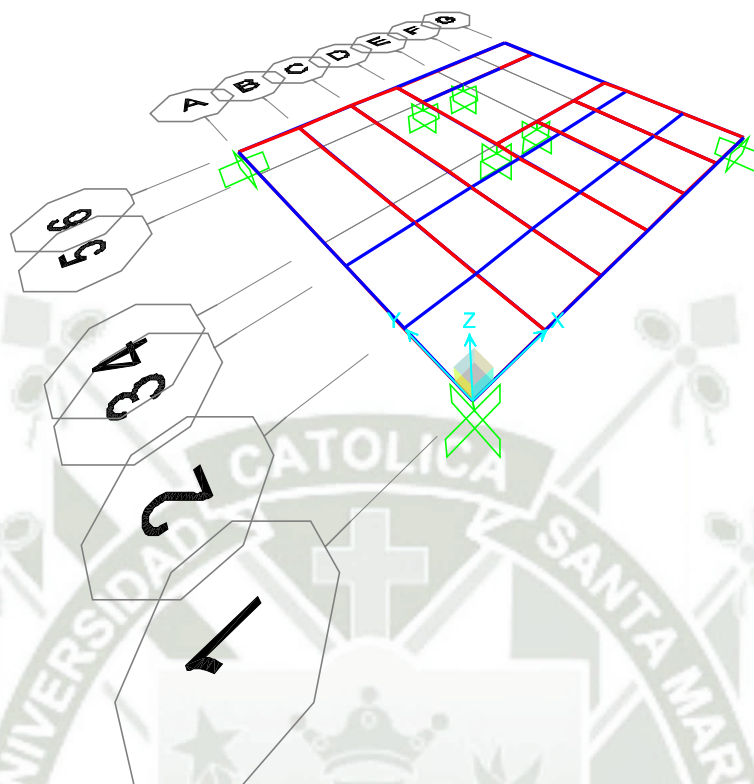


Fig. 316 Modelo Elementos Finitos SAP

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

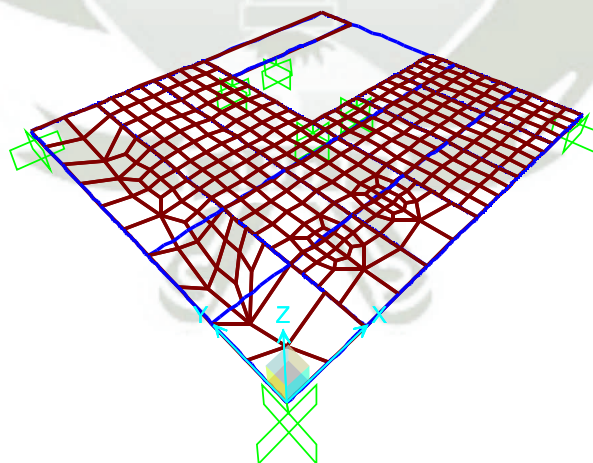


Fig. 317 Modelo Elementos Finitos Deformación de Plataforma SAP

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Tabla 55: Perfiles simulados en SAP.

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

Table 4: Frame Section Assignments

Table 4: Frame Section Assignments			
Frame	AnalSect	DesignSect	MatProp
12	W10X68	W10X68	Default
16	W10X68	W10X68	Default
22	W10X68	W10X68	Default
25	W10X68	W10X68	Default
28	W10X68	W10X68	Default
31	W10X68	W10X68	Default
34	W10X68	W10X68	Default
40	W10X68	W10X68	Default
41	W10X68	W10X68	Default
42	W10X68	W10X68	Default
44	W10X68	W10X68	Default
45	W10X68	W10X68	Default
46	W10X68	W10X68	Default
49	W10X68	W10X68	Default
50	W10X68	W10X68	Default
51	W10X68	W10X68	Default
55	W10X68	W10X68	Default
56	W10X68	W10X68	Default
57	W10X68	W10X68	Default
58	W10X68	W10X68	Default
59	W10X68	W10X68	Default
60	W10X68	W10X68	Default
61	W10X68	W10X68	Default
64	W10X68	W10X68	Default
67	W10X68	W10X68	Default
68	W10X68	W10X68	Default
69	W10X68	W10X68	Default

Tabla 56: Combinación de cargas.

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

6. Load combinations

This section provides load combination information.

Table 19: Combination Definitions

Table 19: Combination Definitions			
ComboName	ComboType	CaseName	ScaleFactor
LRFD	Linear Add	componentes	1.2
LRFD		personas	1.6
LRFD		sismo	1.
LRFD		viento	1.
LRFD	Linear Add	DEAD	1.2
DSTL1		DEAD	1.4
DSTL1		componentes	1.4

Tabla 57: Resumen de Diseño.

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

14. Design summary

This section provides the design summary for each type of design, which highlights the controlling demand/capacity ratio and it's associated combination and location in each member.

14.1. Steel design

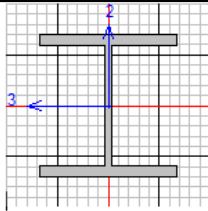
Table 34: Steel Design 1 - Summary Data - AISC 360-10, Part 1 of 2

Frame	DesignSect	DesignType	Status	Ratio	RatioType
12	W10X68	Beam	No Messages	0.010699	PMM
16	W10X68	Beam	No Messages	0.039825	PMM
22	W10X68	Beam	No Messages	0.043277	PMM
25	W10X68	Beam	No Messages	0.025429	PMM
28	W10X68	Beam	No Messages	0.007768	PMM
31	W10X68	Beam	No Messages	0.006031	Major Shear
34	W10X68	Beam	No Messages	0.052205	PMM
40	W10X68	Beam	No Messages	0.005006	PMM
41	W10X68	Beam	No Messages	0.005262	PMM
42	W10X68	Beam	No Messages	0.005414	Major Shear
44	W10X68	Beam	No Messages	0.020338	Major Shear
45	W10X68	Beam	No Messages	0.011249	PMM
46	W10X68	Beam	No Messages	0.011221	PMM
49	W10X68	Beam	No Messages	0.009112	PMM
50	W10X68	Beam	No Messages	0.037996	PMM
51	W10X68	Beam	No Messages	0.001144	Major Shear
55	W10X68	Beam	No Messages	0.015722	Major Shear
56	W10X68	Beam	No Messages	0.004153	PMM
57	W10X68	Beam	No Messages	0.016536	Major Shear
58	W10X68	Beam	No Messages	0.014636	Major Shear
59	W10X68	Beam	No Messages	0.018687	PMM
60	W10X68	Beam	No Messages	0.018588	PMM
61	W10X68	Beam	No Messages	0.048578	PMM
64	W10X68	Beam	No Messages	0.012823	PMM
67	W10X68	Beam	No Messages	0.015141	PMM
68	W10X68	Beam	No Messages	0.033569	PMM

Table 34: Steel Design 1 - Summary Data - AISC 360-10, Part 2 of 2

Frame	Combo	Location m	ErrMsg	WarnMsg
12	DSTL1	3.	No Messages	No Messages
16	DSTL1	5.415	No Messages	No Messages
22	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
25	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
28	DSTL3	1.91057	No Messages	No Messages
31	DSTL1	3.215	No Messages	No Messages
34	DSTL1	2.7075	No Messages	No Messages
40	DSTL1	0.5	No Messages	No Messages
41	DSTL3	0.5	No Messages	No Messages
42	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
44	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
45	DSTL3	1.	No Messages	No Messages
46	DSTL3	0.	No Messages	No Messages
49	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
50	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
51	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
55	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
56	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
57	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
58	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
59	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
60	DSTL1	0.	No Messages	No Messages
61	DSTL1	2.7075	No Messages	No Messages
64	DSTL1	1.05	No Messages	No Messages
67	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
68	DSTL1	1.	No Messages	No Messages
69	DSTL1	0.	No Messages	No Messages

Units: KN, m, C



AISC 360-10 STEEL SECTION CHECK (Summary for Combo and Station)
Units : KN, m, C

Frame : 58 X Mid: 5.500 Combo: DSTL1 Design Type: Beam
Length: 1.000 Y Mid: 2.200 Shape: W10X68 Frame Type: SMF
Loc : 1.000 Z Mid: 0.000 Class: Compact Princpl Rot: 0.000 degrees

Provision: LRFD Analysis: Direct Analysis
D/C Limit=0.950 2nd Order: General 2nd Order Reduction: Tau-b Fixed
AlphaPr/Py=0.000 AlphaPr/Pe=0.000 Tau_b=1.000 EA factor=0.800 EI factor=0.800
Ignore Seismic Code? No Ignore Special EQ Load? No D/P Plug Welded? Yes

SDC: D I=1.000 Rho=1.000 Sds=0.500
R=8.000 Omega0=3.000 Cd=5.500
PhiB=0.900 PhiC=0.900 PhiTV=0.900 PhiTF=0.750
PhiS=0.900 PhiS-RI=1.000 PhiST=0.900

A=0.013 I33=1.640E-04 r33=0.113 S33=0.001 Av3=0.008
J=1.482E-06 I22=5.578E-05 r22=0.066 S22=4.348E-04 Av2=0.003
E=199947978.8 fy=344737.894 Ry=1.100 z33=0.001 Cw=0.000
RLLF=1.000 Fu=448159.263 z22=6.571E-04

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL1)

Location	Pu	Mu33	Mu22	Vu2	Vu3	Tu
1.000	0.000	-1.105	0.000	9.547	0.000	-0.041

PM2 DEMAND/CAPACITY RATIO (H1-lb)
D/C Ratio: 0.003 = 0.000 + 0.003 + 0.000
= (1/2) (Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1-lb)

Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cm
Major Bending	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Minor Bending	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

	Lltb	Kltb	Cb
LTB	1.000	1.000	1.477

	Pu	phi*Pnc	phi*Pnt
	Force	Capacity	Capacity
Axial	0.000	3912.285	3983.383

	Mu	phi*Mn	phi*Mn	phi*Mn
	Moment	Capacity	No LTB	Cb=1
Major Moment	-1.105	433.692	433.692	433.692
Minor Moment	0.000	203.881		

SHEAR CHECK

	Vu	phi*Vn	Stress	Status
	Force	Capacity	Ratio	Check
Major Shear	9.547	652.287	0.015	OK
Minor Shear	0.000	1868.066	0.000	OK

CONNECTION SHEAR FORCES FOR BEAMS

	VMajor	VMajor
	Left	Right
Major (V2)	7.292	9.547

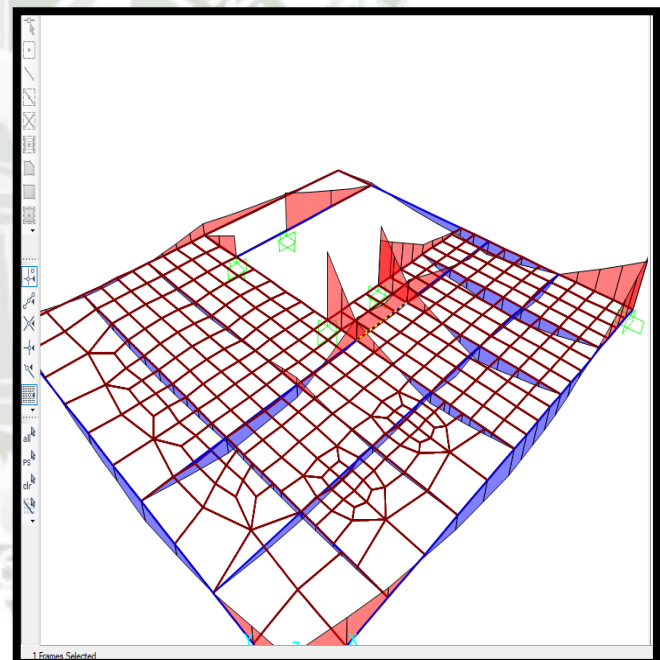
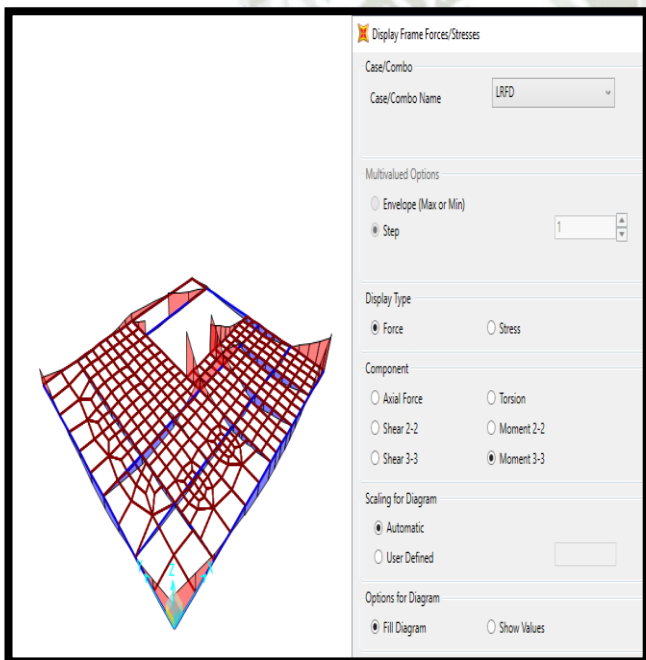
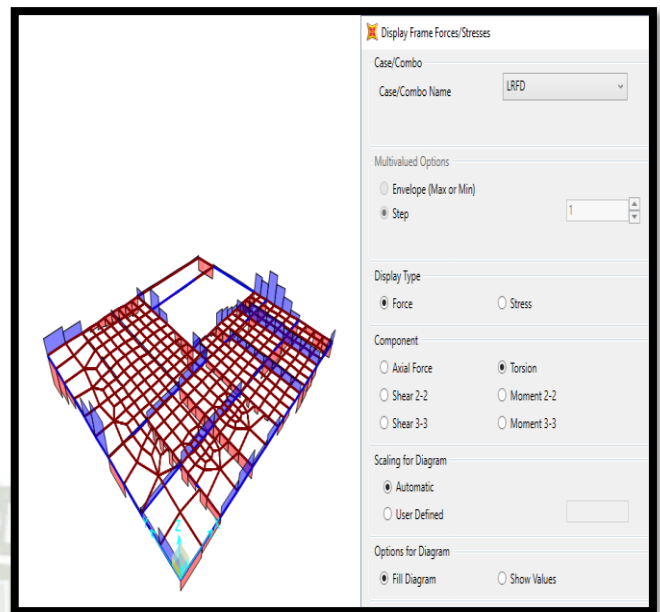
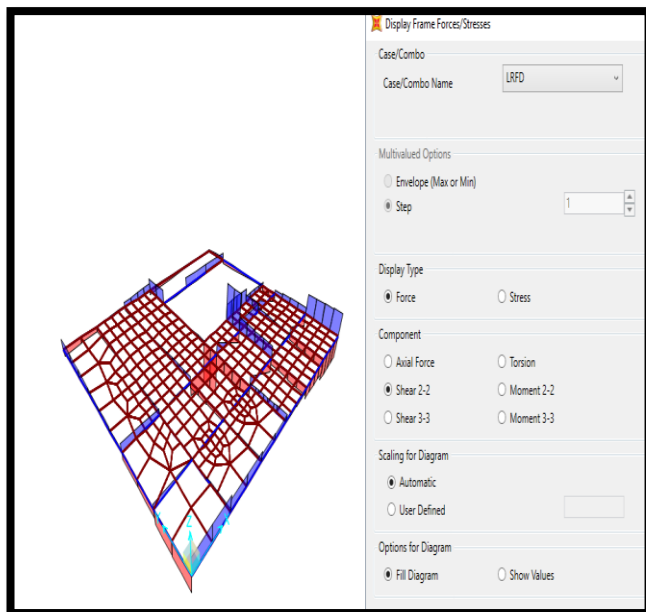


Fig. 320 - Fig. 321 - Fig. 322 - Fig. 323 Simulación de fuerzas y esfuerzos en toda la plataforma

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

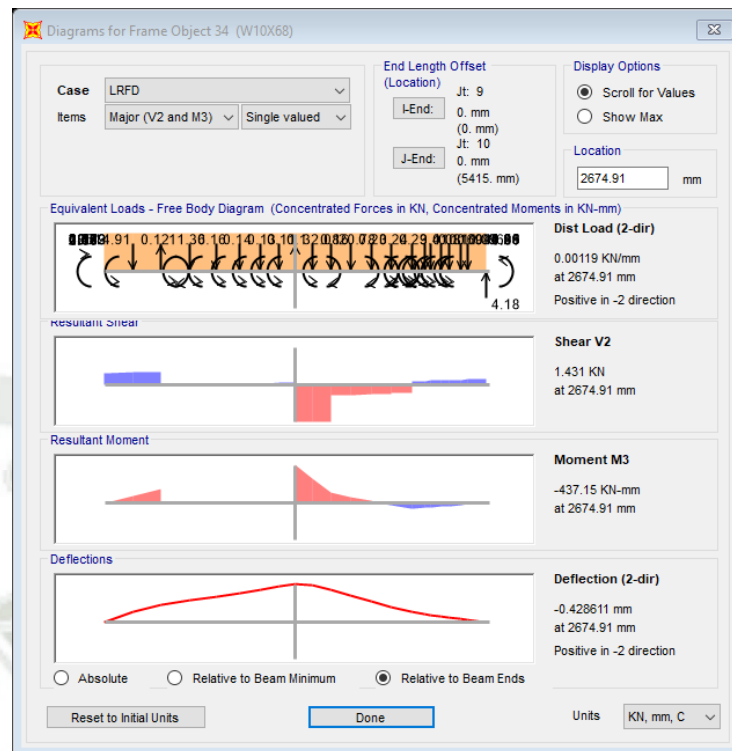


Fig. 324 Diagramas de fuerza cortante, momento flector, deflexión de plataforma

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

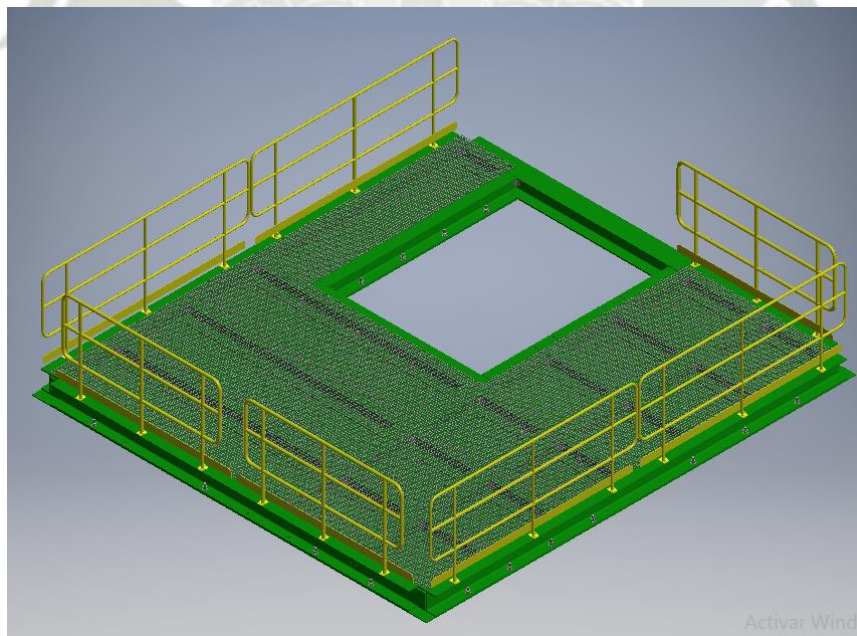


Fig. 325 Dibujo 3D CAD final de plataforma con barandas

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

3.4.17.3.Diseño de Plataforma Lateral 2

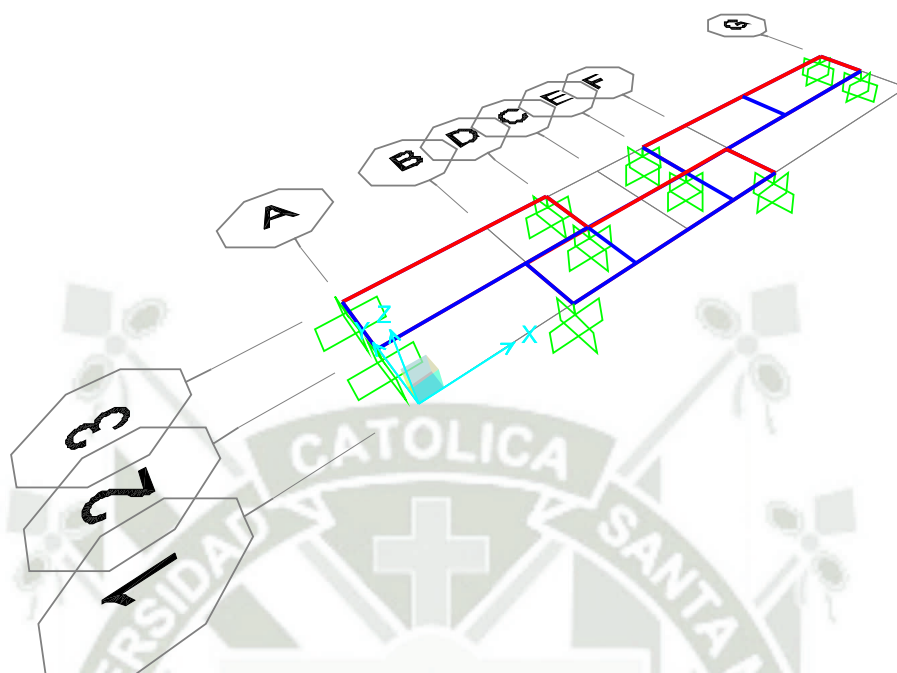


Fig. 326 Modelo Elementos Finitos SAP

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

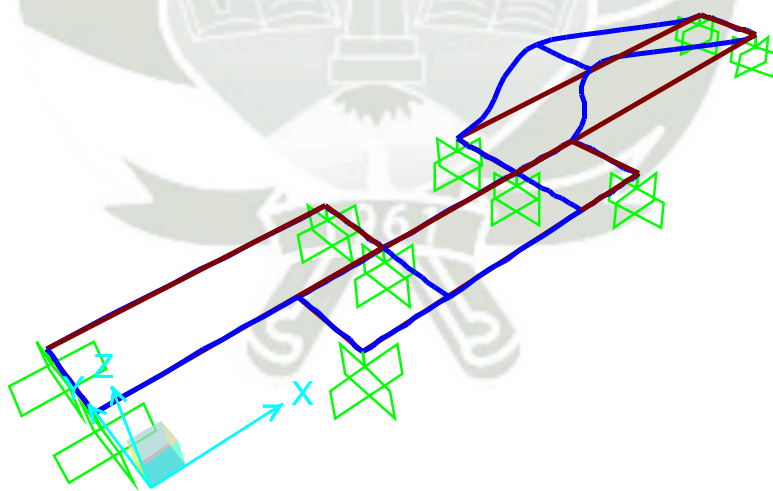


Fig. 327 Modelo Elementos Finitos Deformación de Plataforma SAP

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C

Tabla 58: Perfiles simulados en SAP.

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

Table 4: Frame Section Assignments

Table 4: Frame Section Assignments			
Frame	AnalSect	DesignSect	MatProp
1	W10X39	W10X39	Default
2	W10X39	W10X39	Default
4	W10X39	W10X39	Default
6	W10X39	W10X39	Default
8	W10X39	W10X39	Default
9	W10X39	W10X39	Default
10	W10X39	W10X39	Default
12	W10X39	W10X39	Default
14	W10X39	W10X39	Default
15	W10X39	W10X39	Default
17	W10X39	W10X39	Default
18	W10X39	W10X39	Default
19	W10X39	W10X39	Default
20	W10X39	W10X39	Default
21	W10X39	W10X39	Default

Tabla 59: Combinación de cargas.

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

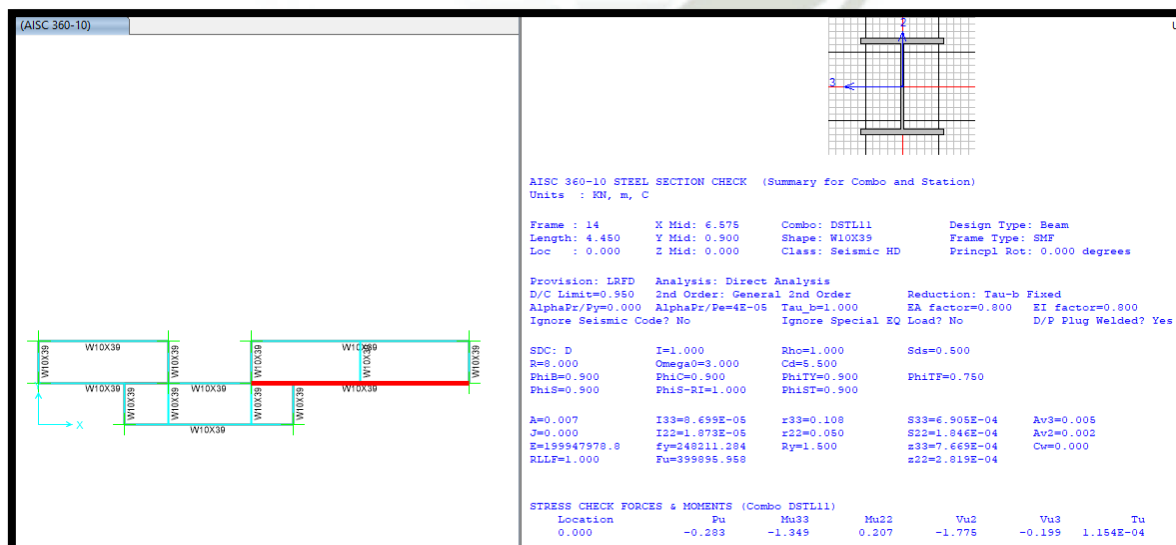
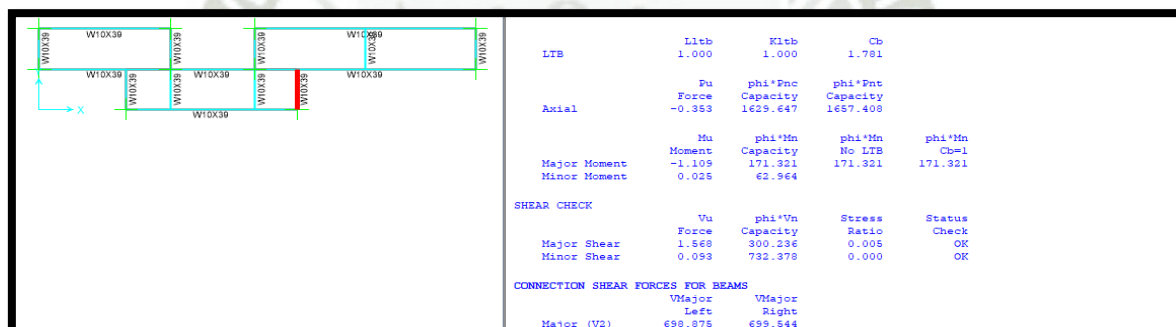
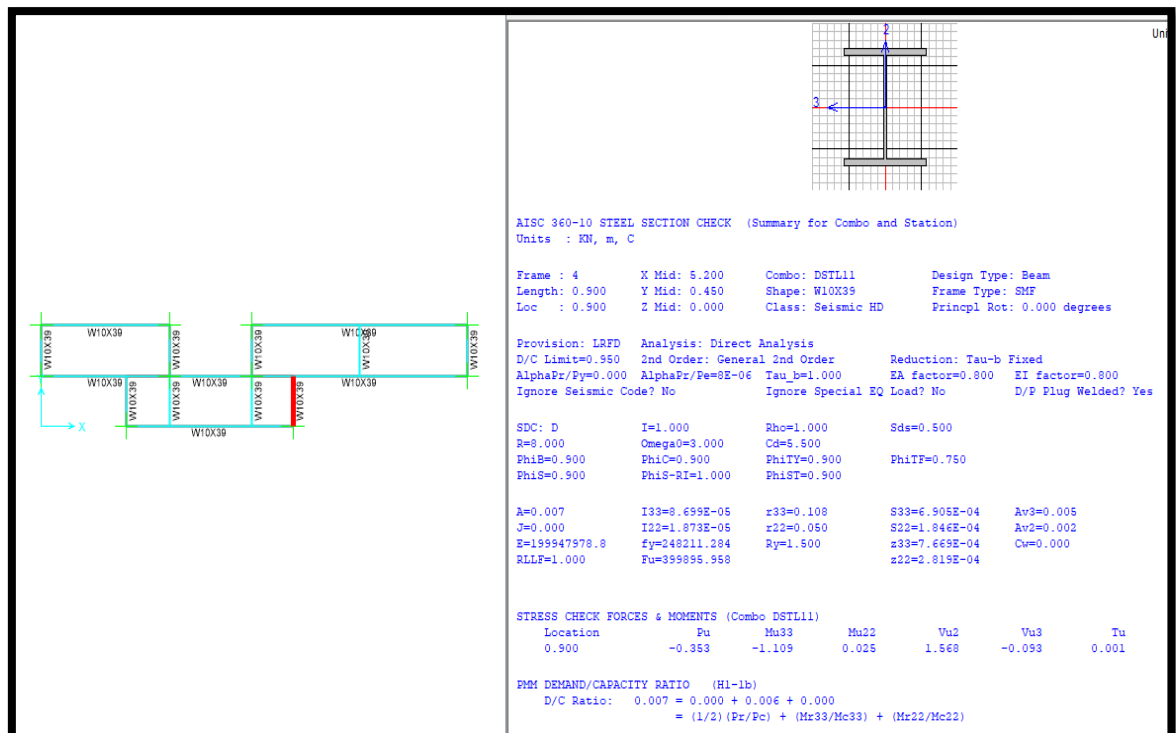
Autor: SAP2000

6. Load combinations

This section provides load combination information.

Table 22: Combination Definitions

Table 22: Combination Definitions			
ComboName	ComboType	CaseName	ScaleFactor
LRFD	Linear Add	COMPONENTE S	1.2
LRFD		PERSONAS	1.6
LRFD		VIENTO	1.
LRFD		SISMO AQP	1.1
DSTL1	Linear Add	DEAD	1.4
DSTL1		COMPONENTE S	1.4
DSTL2	Linear Add	DEAD	1.2
DSTL2		COMPONENTE S	1.2
DSTL2	Linear Add	PERSONAS	1.6
DSTL3		DEAD	1.2
DSTL3		COMPONENTE S	1.2
DSTL3		PERSONAS	1.
DSTL3		VIENTO	1.
DSTL4	Linear Add	DEAD	1.2



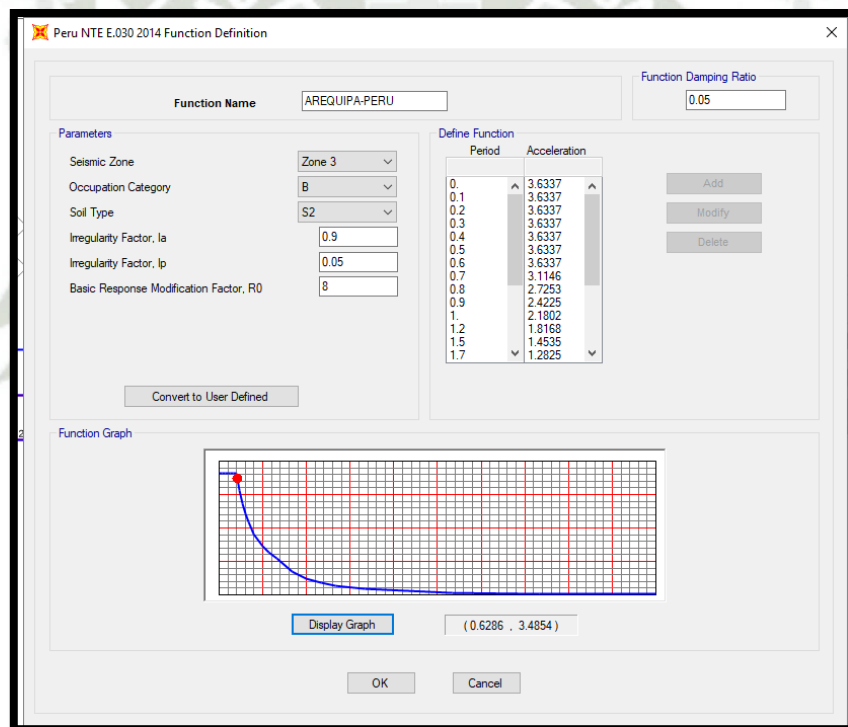
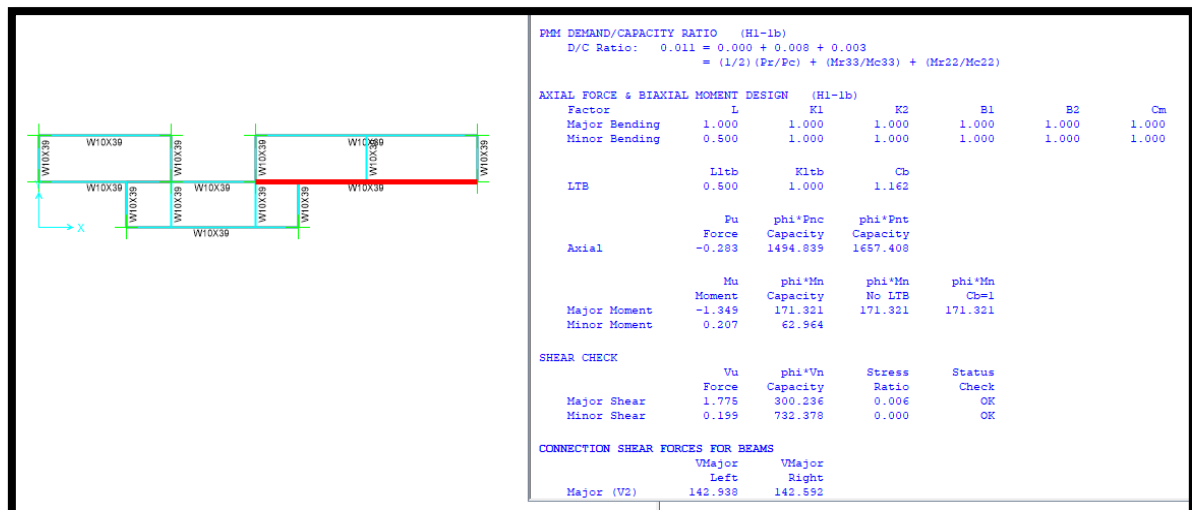


Fig. 328 Función Spectrum de la Carga Sísmica

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

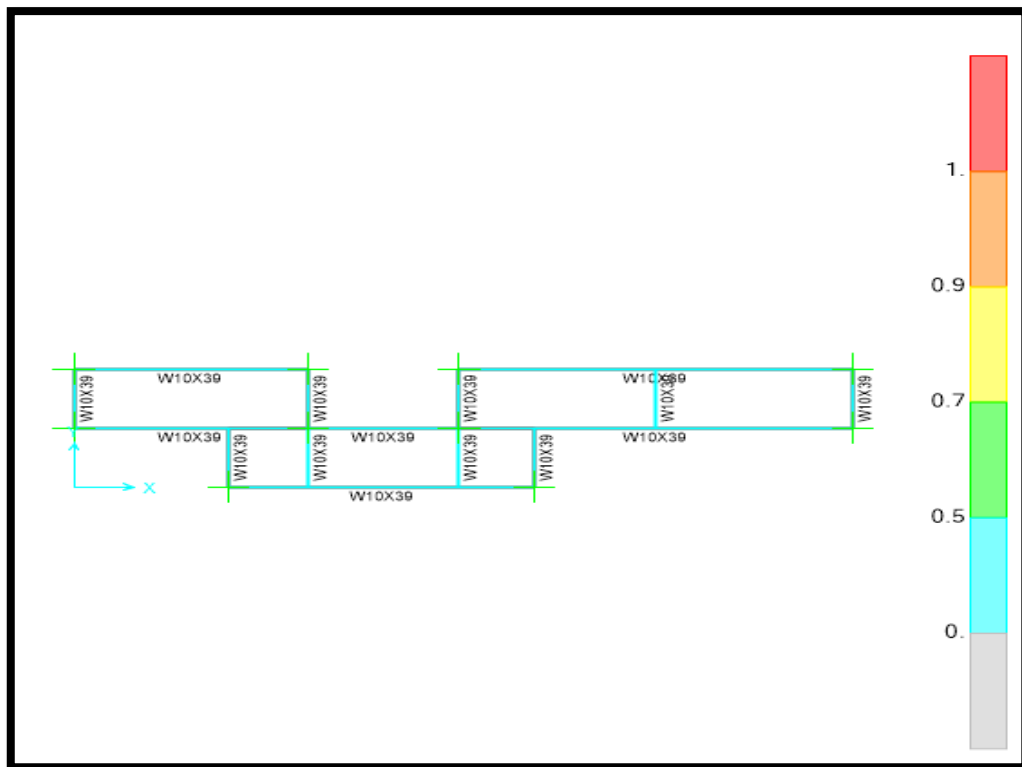
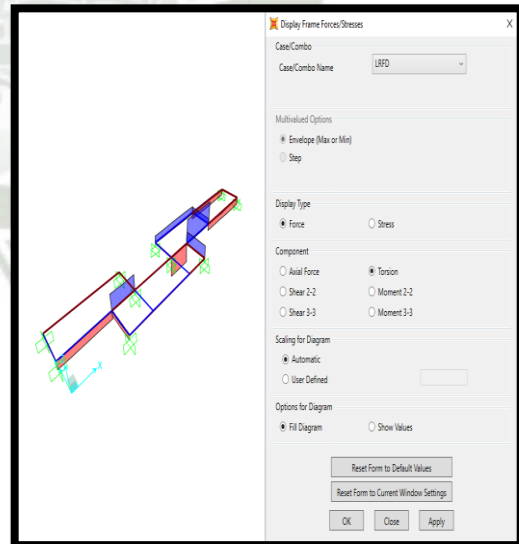
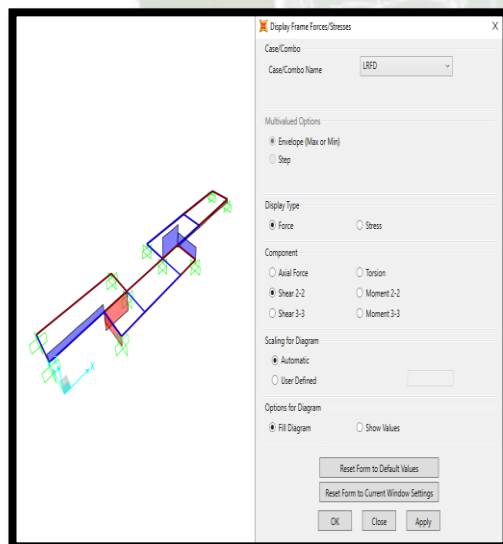


Fig. 329 Distribución de perfiles calculados en la plataforma

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000



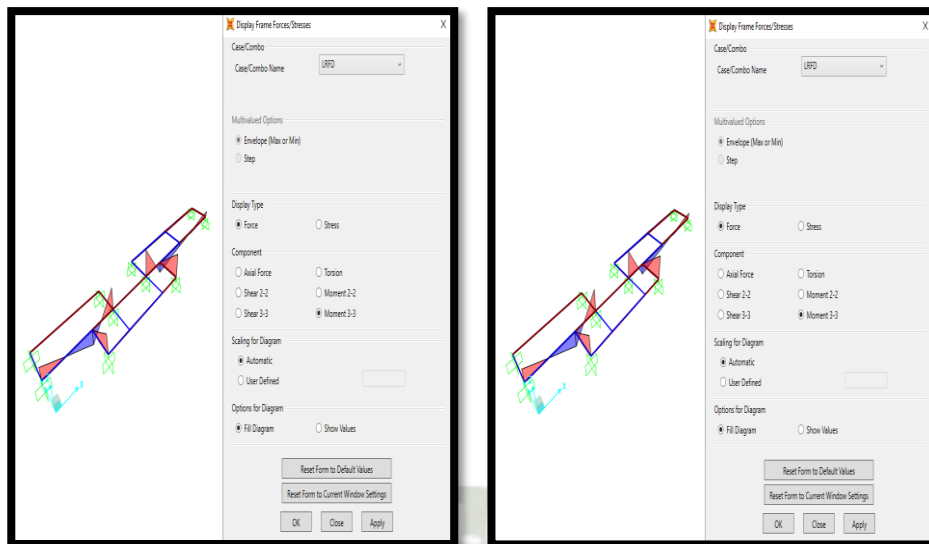


Fig. 330 - Fig. 331 - Fig. 332 - Fig. 333 Simulación de fuerzas y esfuerzos en toda la plataforma

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

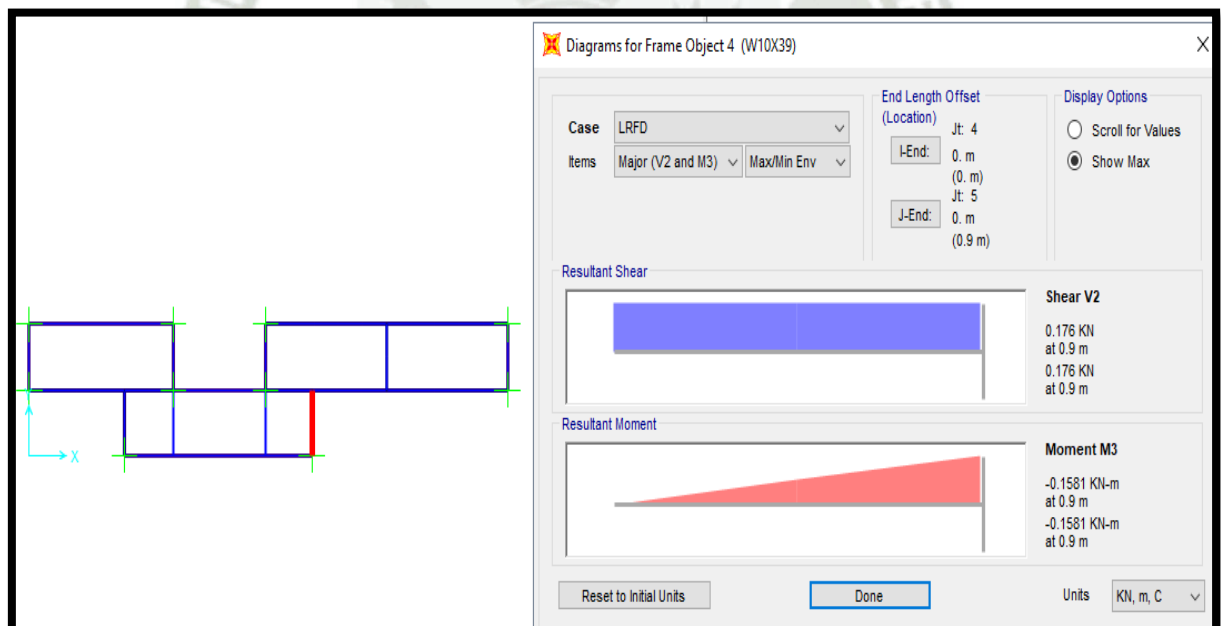


Fig. 334 Diagramas de fuerza cortante, momento flector, deflexión de plataforma

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

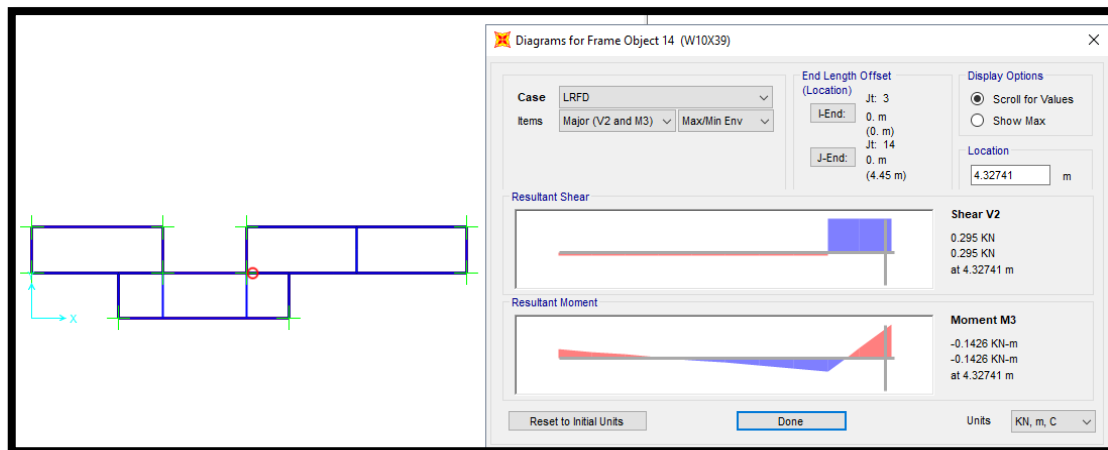


Fig. 335 Diagramas de fuerza cortante, momento flector, deflexión de plataforma

Fuente: <https://www.csiamerica.com/products/sap2000>

Autor: SAP2000

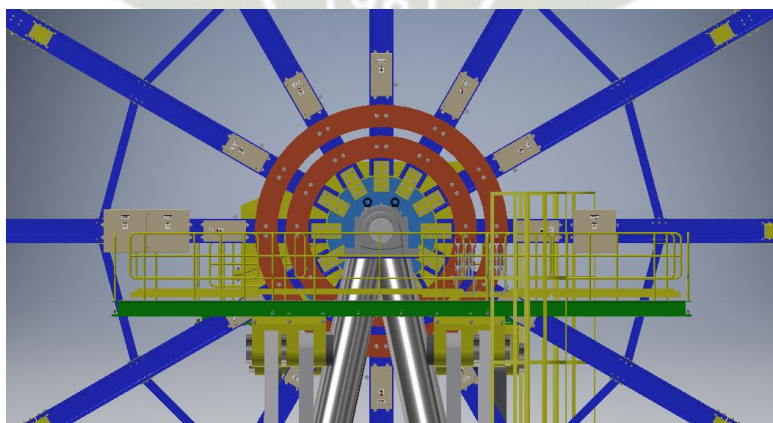
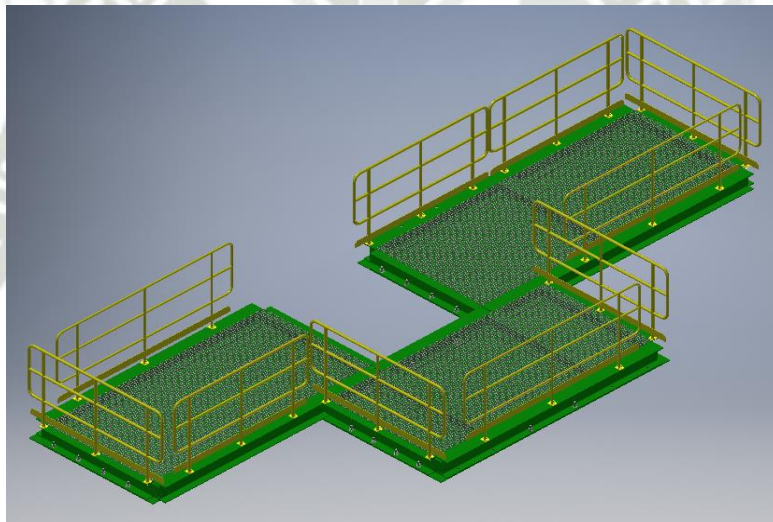


Fig. 336 - Fig. 337 Dibujo 3D CAD final de plataforma con barandas

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

3.4.18. Análisis de fuerzas por gravedad (Fuerzas G)

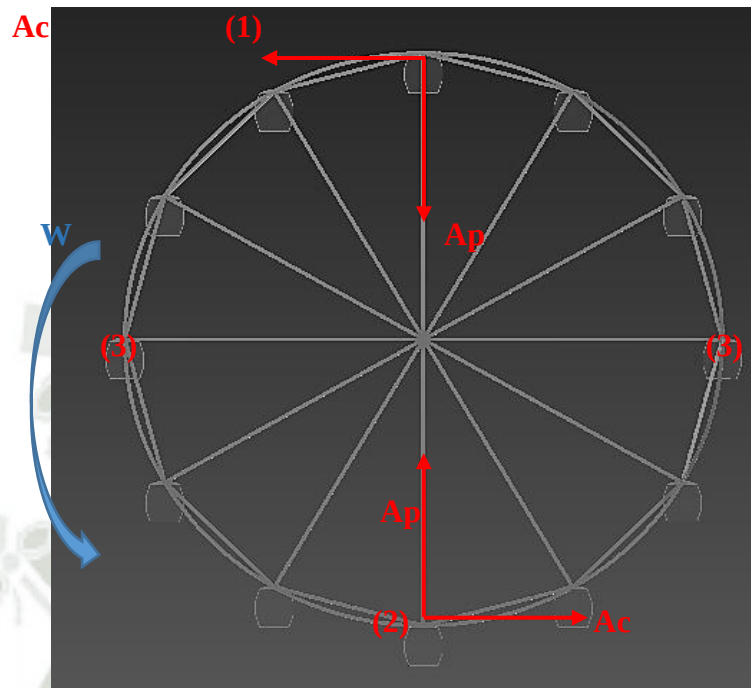


Fig. 338 Distribución de Aceleraciones respecto al Estado 1-2-3

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Donde:

A_p : Aceleración centrípeta

A_c : Aceleración centrífuga

W : Torque de la rueda

G : Fuerza de gravedad en la tierra (9.81 m/seg^2)

- Estado (1)

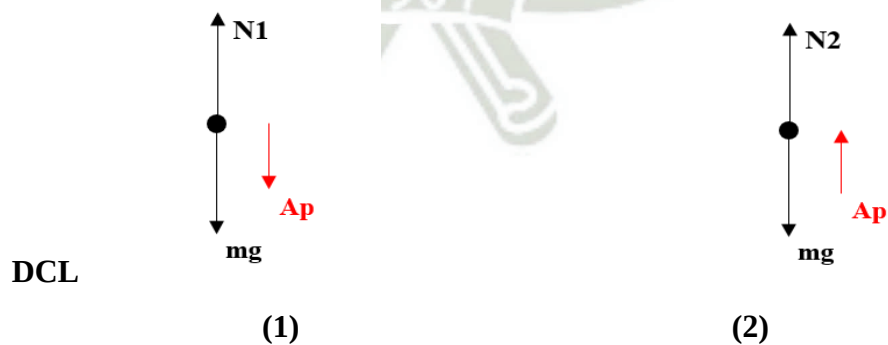


Fig. 339 DCL para estados 1 y 2

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Despejando la velocidad angular:

$$w = 0.5 \frac{rev}{min} \times \left(\frac{1min}{60seg} \times \frac{2\pi rad}{1rev} \right)$$

$$w = 0.0524 \text{ rad/seg}$$

Hallando aceleración centrípeta tenemos:

$$A_p = w^2 \times R$$

$$A_p = (0.0524 \text{ rad/seg})^2 \times 15m$$

$$A_p = 0.041 \text{ m/seg}^2$$

La sumatoria de fuerzas será:

En Y1

$$\Sigma F_{y1} = mxa$$

$$N1 - mg = m(-Ap)$$

$$N1 = mg - m(Ap) = m(g - Ap)$$

$$N1 = m \left(\frac{9.81m}{seg^2} - \frac{0.041m}{seg^2} \right)$$

$$N1 = \frac{9.77m}{9.81}$$

$$N1 = 0.996g (+ligero)$$

En Y2

$$\Sigma F_{y2} = mxa$$

$$N2 - mg = m(Ap)$$

$$N2 = mg + m(Ap) = m(g + Ap)$$

$$N2 = m \left(\frac{9.81m}{seg^2} + \frac{0.041m}{seg^2} \right)$$

$$N2 = \frac{9.85m}{9.81}$$

$$N2 = 1.004g (+pesado)$$

Después de realizar el análisis de fuerzas G en 3 estados, considerando que la aceleración centrípeta siempre apunta hacia el centro, podemos afirmar lo siguiente:

Estado 1: En este estado ubicado en la parte superior de la rueda, a más de 30 metros del suelo, las personas se sentirán más ligeras o expresado como 0.996g.

Estado 2: En este estado ubicado en la parte inferior de la rueda, a casi 4 metros del suelo, las personas se sentirán ligeramente más pesadas que el estado 1 o expresado como 1.004g.

Estado 3: En este estado ubicado en la parte intermedia de la rueda, donde la aceleración centrípeta se iguala con la aceleración centrífuga, las personas sentirán su mismo peso o expresado como 1.000g.

Nota 1: Importante mencionar que si hacemos el mismo análisis para el Ojo de Londres, donde tiene una velocidad angular de 1/30 rpm y un diámetro de 135 metros. Resulta que su aceleración centrípeta será 0.000822 m/seg², en el punto 1 y 2 será 1.00g.

Nota 2: En caso queremos hallar las fuerzas g de una rueda de Chicago, considerando una velocidad angular de 4 rpm y un diámetro de 20 metros. Resultaría una aceleración centrípeta de 1.75 m/seg², en el punto 1 tendríamos 0.82g y en el punto 2 tendríamos 1.18g.

Como conclusión podemos afirmar que nuestro Ferris Wheel tendrá el confort necesario durante el trayecto de personas dentro de las cabinas, ya que en todos los estados recorriendo el perímetro de la rueda esta fuerza de gravedad se igualará a 1.00g.

4. RESULTADOS DEL DISEÑO

4.1. Diseño Mecánico Estructural

Antes iniciar el presente proyecto se elaboró una encuesta a un focus group selecto de personas, totalizando una media de 65 encuestas realizadas.

Se cumplió las generalidades desde diseño inicial, como lo son: diámetro de rueda 30m, 12 cabinas para pasajeros, y una velocidad angular de 0.5 RPM. Optimizando el diseño estructural y la selección correcta de perfiles. Se realizaron 06 aproximaciones de reacciones de compresión y tracción iterando mediante matrices 24x24 en Matlab, hasta llegar a la última donde se comprobó la perfilería en el software SAP 2000. Tanto la carga muerta, viva, viento y sísmica fueron adaptadas a la realidad mediante el método LRFD y aplicadas a la Normas Técnicas Peruanas NTP E-20, E-30, E-50, E-90, así como normas INACAL para juegos mecánicos. Obteniendo los siguientes perfiles estructurales a través de la corroboración de deflexión respecto a su longitud de cada uno:

- Anillo Exterior o Cordones: W14x22 / Longitud 7.76m
- Anillo Interior: W6x12 / Longitud 2.32m
- Estructura radial o Rayos: W14x283 / Longitud 14.02m
- Conector de Anillos: W14x283 / Longitud 3.60m

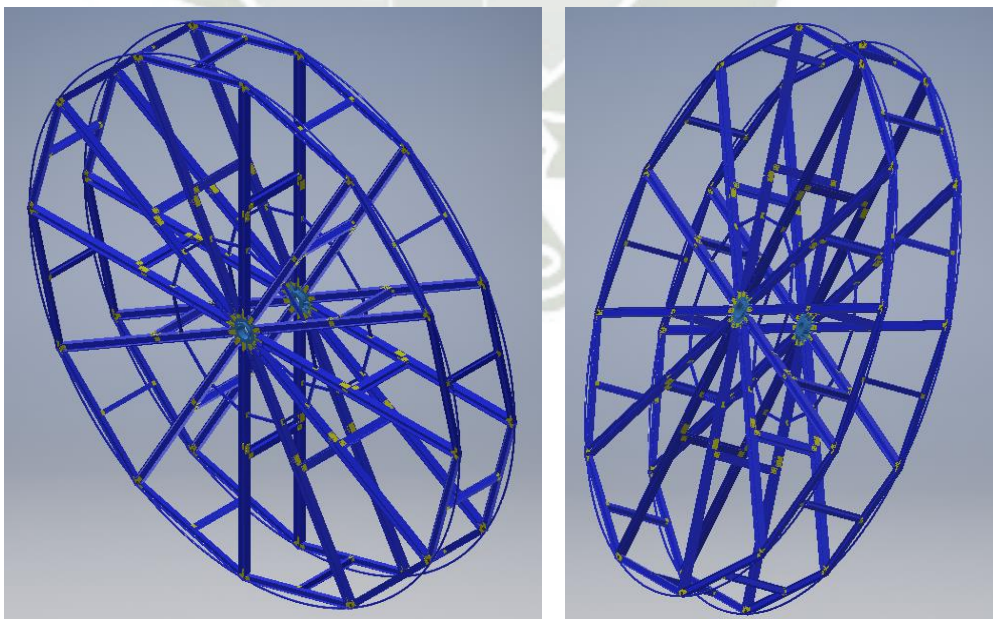


Fig. 340 - Fig. 341 Vista General 3d de Estructura Assembly

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

El máximo ratio de esfuerzo máximo de trabajo fue 0.328mm ubicado en la estructura radial o rayos, se considera 1mm como una falla o re selección de perfil. Todos estos perfiles cumplen con la flecha máxima permisible, esfuerzo cortante y momento flector respectivo. El peso total de la estructura yace en 233,000 Ton.

Posterior a esto fueron optimizadas y recalculadas las uniones estructurales con su pernería respectiva para toda la estructura principal.

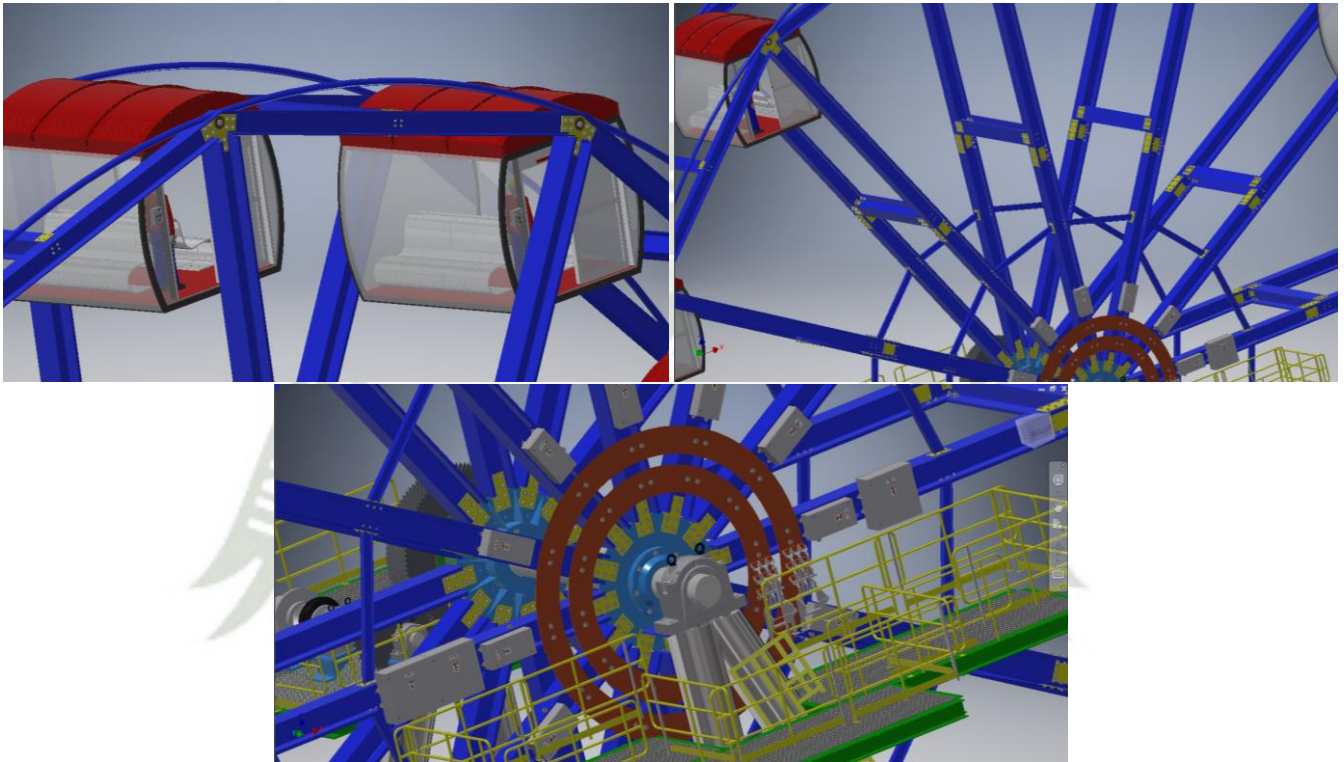


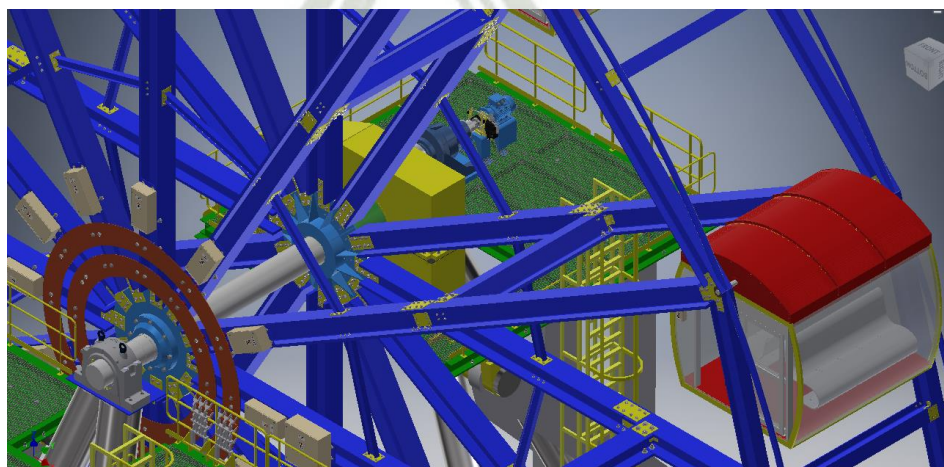
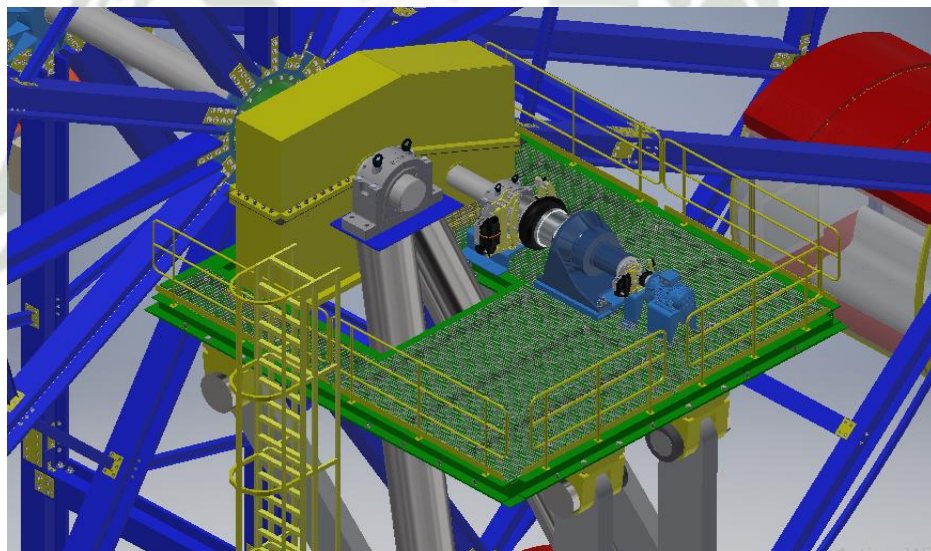
Fig. 342 - Fig. 343 - Fig. 344 Vistas Generales de todas las uniones estructurales

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Con el fin de dar giro a nuestra estructura se diseñaron, seleccionaron y validaron mediante FEA todos los componentes mecánicos de la transmisión. Donde el eje central con 440mm de diámetro y 4800mm de longitud cumplió con valores de deflexión (0.03mm zona central) y coeficiente de seguridad, material AISI 1020. Así como los ejes de las cabinas y el eje de salida de reductor, este último diseñado en el software de elementos de máquinas KissSoft. Adicional se diseñó 03 componentes importantes, como lo son: engranajes helicoidales, tambor central y acople central. Para el acople central debido a su importancia en la unión de todas las estructuras radiales o rayos, se simulo y mejoro su diseño con refuerzos soldados, reduciendo su deformación de 7.90mm hasta 0.19mm. Sus conexiones como acoples, rodamientos

y chumaceras también fueron seleccionados considerando cargas axiales y radiales respectivas. Otro punto importante fue la selección del motor eléctrico y el reductor de velocidad, a través de fórmulas relacionando a la Inercia Total (25,460,548.309 kgxm²) de la estructura tanto carga muerta o peso total y la carga viva en condición no ideal o desbalanceada (con la mitad de pasajeros en cabinas), finalmente obteniendo una potencia requerida de 20 HP y torque requerido de casi 2,000,000 lbfxin, el motor eléctrico seleccionado inicia con 1200 rpm y es reducido hasta el engranaje helicoidal central a 0.56 rpm, considerando que el eje central no gira. La transmisión de torque desde el engranaje central hacia la estructura fue transmitida a través de un tambor central, el cual fue simulado con FEA y obteniendo valores máximos de 0.07 mm de deformación. Se adaptó a la realidad con el diseño de plataformas y escaleras de gato en las columnas para dar mantenimiento mecánico a la transmisión y eléctrico a los tableros eléctricos alrededor de la rueda.



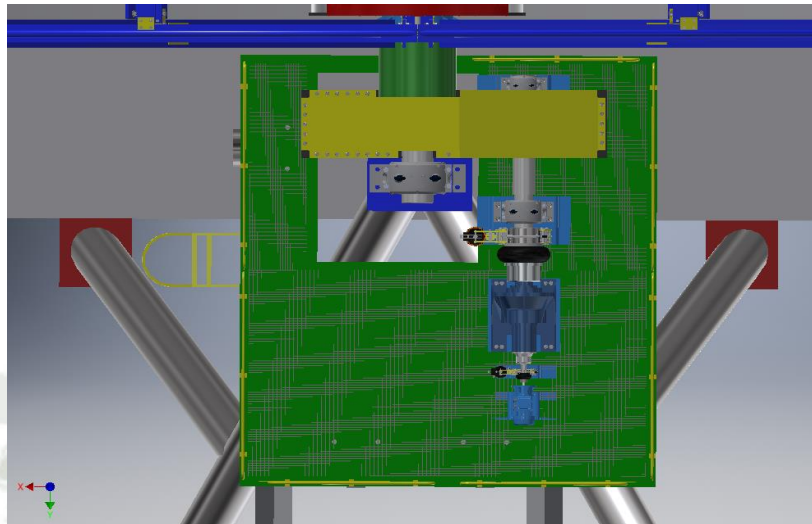


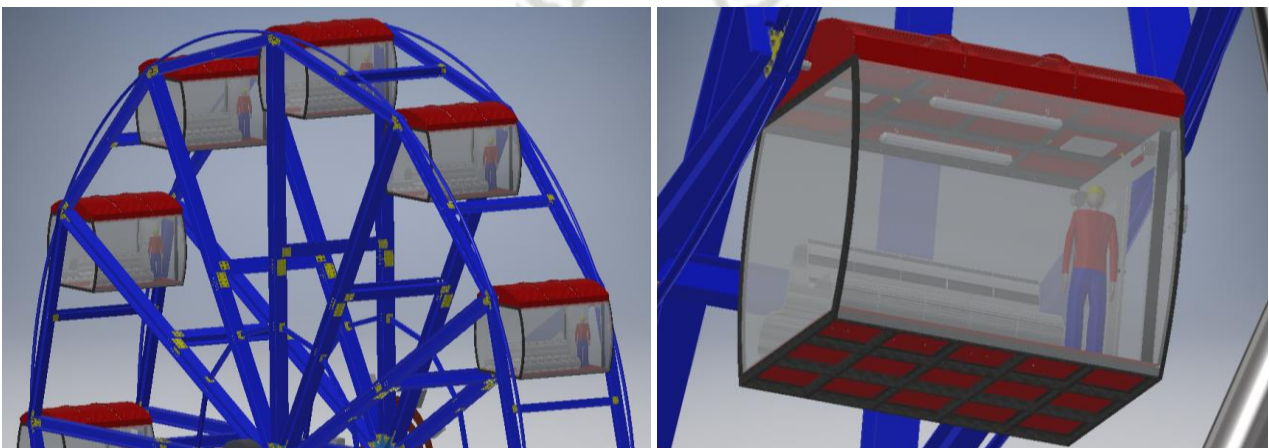
Fig. 345 - Fig. 346 - Fig. 347 Vistas Generales de transmisión mecánica assembly

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Los pilares o columnas de soporte de la estructura fueron calculados mecánicamente y optimizadas mediante el software SAP2000, arrojando valores ligados a la realidad como perfilera de sección circular TCi 711.2x100 y TCi 508x80, este último para unir ambas estructuras verticales por lado.

Las cabinas pasaron de ser bloques rectangulares huecos, a conservar una estética perfilada y moderna, tal como las actuales cabinas del London Eye. Se diseñaron con perfilera C4x5.4 para su armadura, rodeada de vidrios templados de última generación. Se insertó calefacción interna forzada, mejorando el confort dentro de las cabinas. Puertas de acceso automatizadas, iluminación led y celdas de carga para detección de peso por cabina, también fueron consideradas en este diseño. El peso total de la cabina arroja valores de 1900 kg aproximadamente.



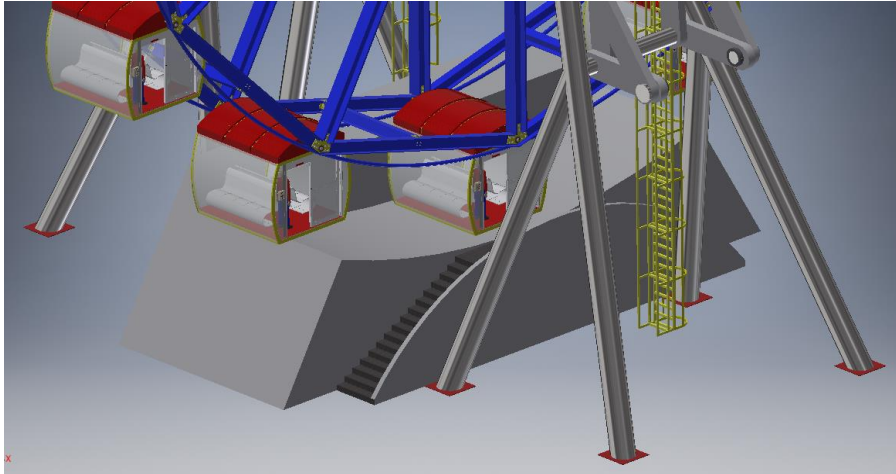


Fig. 348 - Fig. 349 - Fig. 350 Vistas Generales Cabinas assembly

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

Para completar el proyecto se analizara en la siguiente sección los costos de mano de obra, equipos y materiales involucrados para el desarrollo de un Ferris Wheel en Arequipa, considerando que el tiempo de construcción, instalación y puesta en marcha estaría proyectado a realizarse en 10 meses hábiles. Así mismo se describirá un análisis de factibilidad y estado de cuenta del proyecto ya confeccionado.

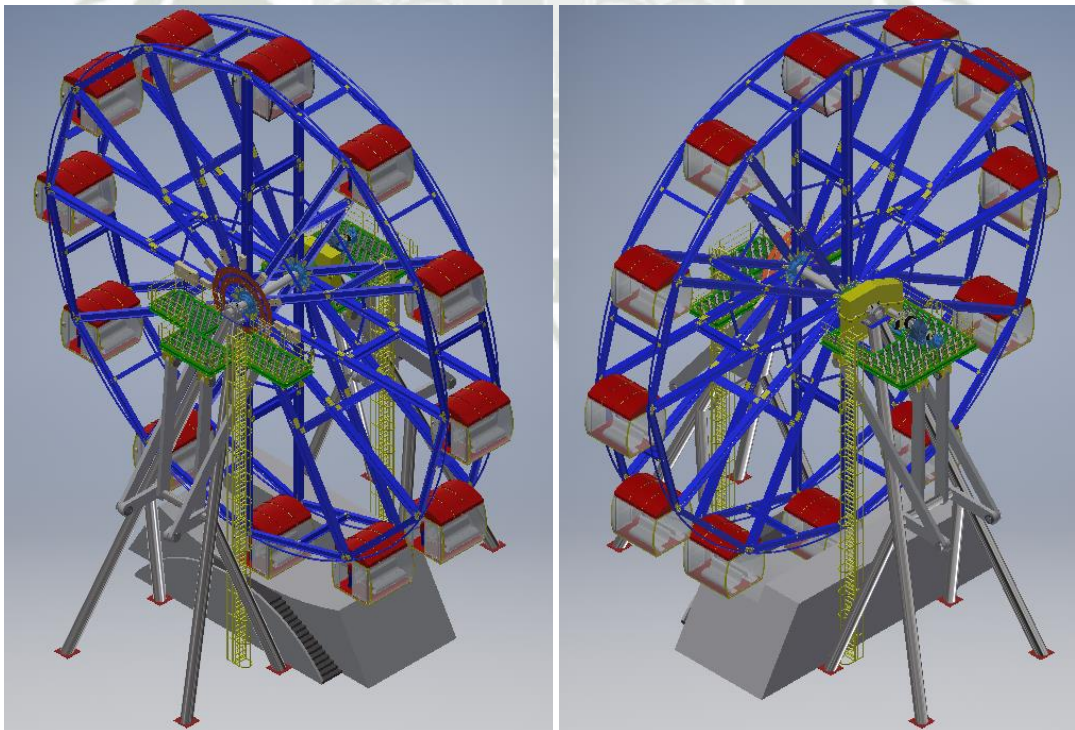


Fig. 351 - Fig. 352 Vistas Generales de Ferris Wheel Assembly

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

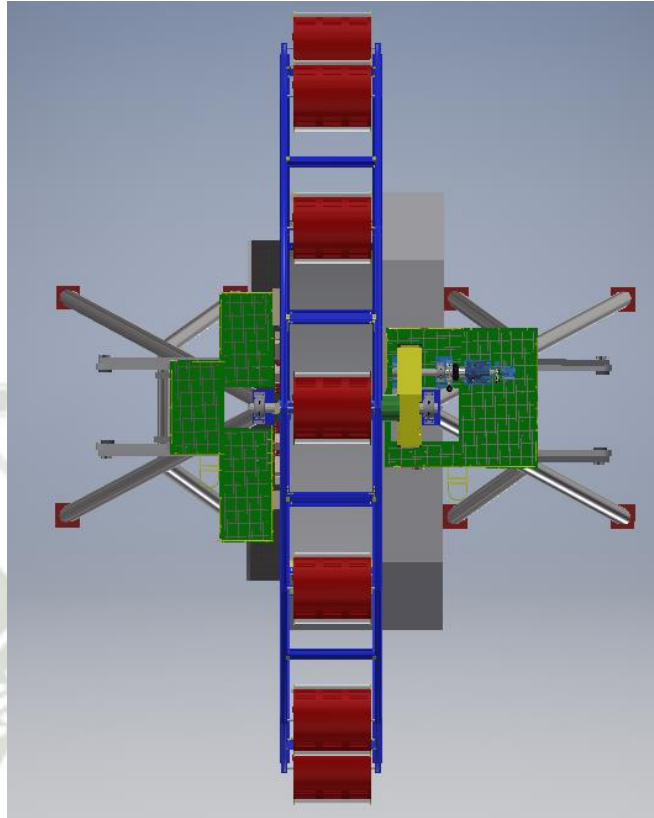


Fig. 353 Vista Superior de Ferris Wheel Assembly

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

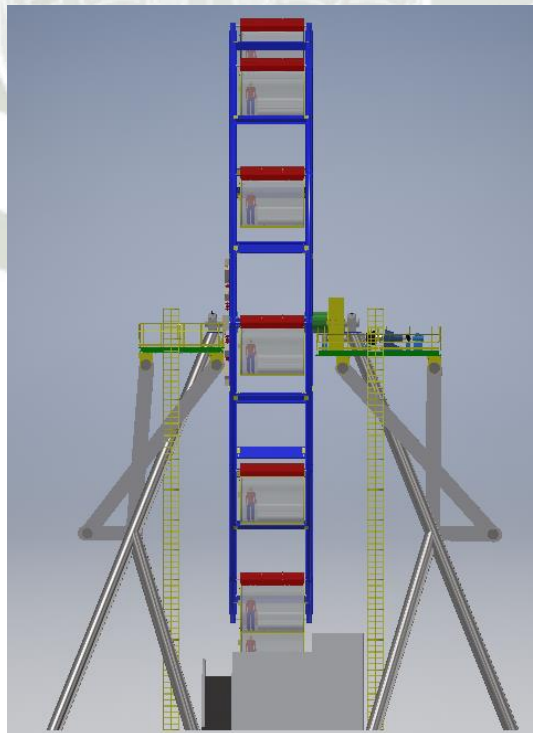


Fig. 354 Vista Lateral de Ferris Wheel Assembly

Fuente: Proyecto de Investigación

Autor: Carlos Cáceres C.

4.2. Costos de Proyecto

Tabla 60: Materiales Parte Mecánica – Eléctrica - Instrumental.

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

1. Materiales Parte Mecánica – Eléctrica - Instrumental						
Item	Descripción	Características	Und	Cantidad	P.U. US\$	Total US\$
1.1	Fabricación de Estructuras Metálicas					
	Perfiles Estructurales (30 kg/m)	ASTM A36	kg	232386.75	\$6.50	\$1,510,513.88
	Uniones Estructurales	ASTM A36	kg	4660.004	\$6.50	\$36,348.03
	Larguero de escaleras	ASTM A36	kg	5000	\$6.50	\$32,500.00
	Barandas (20 kg/m)	ASTM A36	kg	1000	\$6.50	\$6,500.00
	Peldaños escaleras	ASTM A36	kg	500	\$6.50	\$3,250.00
	Plataforma lateral 1	ASTM A36	kg	2500	\$6.50	\$16,250.00
	Plataforma lateral 2	ASTM A36	kg	1850	\$6.50	\$12,025.00
	Soporte de Motor Eléctrico	ASTM A36	kg	300	\$6.50	\$1,950.00
	Soporte de Chumaceras	ASTM A36	kg	1200	\$6.50	\$7,800.00
	Columnas	ASTM A36	kg	6000	\$6.50	\$78,000.00
	Otros adicionales 5%	Pernería en General	kg	1	\$110,000.00	\$110,000.00
Total						\$1,815,136.91
1.2	Componentes Mecánicos - Eléctricos					
	Motor Eléctrico Trifásico	Serie1LE0141 IE2 6 Polos 1200 RPM 20HP	EA	1	\$235,000.00	\$235,000.00
	Acople de alta	A90/120 68.60kg	EA	1	\$2,200.00	\$2,200.00
	Reductor de Velocidad Right Angle	Serie 318L421059NPC 1450 RPM	EA	1	\$575,000.00	\$575,000.00
	Acople de baja	BR320 520kg	EA	1	\$4,500.00	\$4,500.00
	Eje Salida de Reductor	300x2270mm AISI 4340	EA	1	\$45,000.00	\$45,000.00
	Piñón Helicoidal	Dia 850mm, ancho 500mm, 45 dientes, 5000kg	EA	1	\$98,000.00	\$98,000.00
	Engranaje Helicoidal	Dia 1900mm, ancho 500mm, 103 dientes, 13300kg	EA	1	\$228,000.00	\$228,000.00
	Tambor Central	500kg ASTM A36	EA	1	\$55,000.00	\$55,000.00

	Eje Central	440x4800mm AISI 1020	EA	1	\$78,000.00	\$78,000.00
	Acople Central	1967.5kg ASTM A36	EA	2	\$69,000.00	\$138,000.00
	Rodamiento cercano acople de baja	22256 CCK/W33 112kg	EA	1	\$1,350.00	\$1,350.00
	Chumacera cercano acople de baja	SNL 3160	EA	1	\$1,890.00	\$1,890.00
	Rodamiento lejano acople de baja	23144 CCK/W33 52kg	EA	1	\$850.00	\$850.00
	Chumacera lejano acople de baja	SNL 3144	EA	1	\$1,190.00	\$1,190.00
	Rodamiento Engranaje Helicoidal	23092 CA/W33 205kg	EA	1	\$2,550.00	\$2,550.00
	Rodamiento apoyos Eje Central	23196 CAK/W33 470kg	EA	2	\$3,560.00	\$7,120.00
	Chumaceras apoyos Eje Central	SNL 3196 F	EA	2	\$4,984.00	\$9,968.00
	Rodamiento Acople Central	24088 ECA/W33 245kg	EA	2	\$2,780.00	\$5,560.00
	Anillos de transmisión eléctrica	Cobre	EA	1	\$32,000.00	\$32,000.00
	Otros adicionales 5%	Pernería en General	EA	1	\$55,000.00	\$55,000.00
Total						\$1,576,178.00
1.3	Cabinas					
	Eje de Cabina	90x4000mm AISI 4340	EA	12	\$32,000.00	\$384,000.00
	Estructura Cabina	Perfiles C4x5.4 ASTM A36	EA	12	\$3,267.55	\$39,210.60
	Techo falso	3200x2500mm ASTM A36	EA	12	\$533.50	\$6,402.00
	Piso inferior	3200x2500mm ASTM A36	EA	12	\$1,632.40	\$19,588.80
	Piso	3200x2500mm ASTM A36	EA	12	\$1,632.40	\$19,588.80
	Vidrio Lateral Perfilado	Perfilado 3200x2470mm	EA	24	\$6,320.00	\$151,680.00
	Vidrio Lateral Recto	Recto 3000x2270mm	EA	12	\$5,448.00	\$65,376.00
	Puerta de acceso	ESA200 Automatic Sliding Door	EA	12	\$3,000.00	\$36,000.00
	Moto-Ventilador de Cabina	Motor 1F 1/4HP, Ventilador axial 2CC2	EA	48	\$1,300.00	\$62,400.00
	Rodamiento de Pared	C2215K	EA	24	\$450.00	\$10,800.00
	Silla Ergonómica para Cabina	Plástico	EA	120	\$250.00	\$30,000.00
	Otros adicionales 5%	Pernería, fluoreceste, plásticos, estructuras varias	EA	1	\$30,000.00	\$30,000.00
Total x 12 Cabinas						\$855,046.20
Total x 01 Cabina						\$71,253.85

Tabla 61: Resumen Materiales

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Item	Resumen Materiales	
1.1	Fabricación Estructuras Metálicas	\$1,815,136.91
1.2	Componentes Mecánicos - Eléctricos	\$1,576,178.00
1.3	Cabinas	\$855,046.20
Total		\$4,246,361.11

Tabla 62: Equipos

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

2. Equipos						
Item	Nº	Descripción	Cantidad Und	Cantidad Dias	Precio Unit	Precio Total
2.1	1	Grúa 700 Ton	1	30	\$5,000.00	\$150,000.00
	2	Grúa 300 Ton	1	120	\$2,500.00	\$300,000.00
	3	Camion 15-20 Ton	2	300	\$250.00	\$150,000.00
	4	Camion Camabaja	1	30	\$250.00	\$7,500.00
	5	Máquina de soldar	6	90	\$1,100.00	\$594,000.00
	6	Camioneta Pick up	6	300	\$90.00	\$162,000.00
	7	Mini Van	2	300	\$120.00	\$72,000.00
	8	Grupo Electrógeno	1	300	\$250.00	\$75,000.00
Total						\$1,510,500.00

Tabla 63: Mano de Obra

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

3. Mano de Obra						
		Dias Proyecto	300	Meses Proy.	10.00	
Item	Descripción	Qty Pers/Turno	Qty Turnos	Tarifa	Costo/Turno	Costo Total
3.1	Jefatura General Proyectos					
	Jefe Proyectista	1	300	\$20.00	\$240.00	\$72,000.00
	Jefe de Calidad	1	300	\$16.36	\$196.36	\$58,909.09
	Jefe de Seguridad	1	300	\$15.45	\$185.45	\$55,636.36
	Ingeniero de Proyectos	1	300	\$15.45	\$185.45	\$55,636.36
	Planner General	1	300	\$14.55	\$174.55	\$52,363.64
Total						\$294,545.45
Item	Descripción	Qty Pers/Turno	Qty Turnos	Tarifa	Costo/Turno	Costo Total
3.2	Montaje Mecanico de Ferris Wheel					
	Supervisor de Campo	1	300	\$10.91	\$130.91	\$39,272.73
	Supervisor de Seguridad	1	300	\$9.09	\$109.09	\$32,727.27
	Planner	1	300	\$8.18	\$98.18	\$29,454.55
	Mecánico Lider	2	300	\$8.64	\$103.64	\$62,181.82
	Soldadores	6	180	\$7.27	\$87.27	\$94,254.55
	Técnico Mecánico	12	300	\$6.36	\$76.36	\$274,909.09
	Vigia	2	300	\$1.82	\$21.82	\$13,090.91
Total						\$545,890.91
Item	Descripción	Qty Pers/Turno	Qty Turnos	Tarifa	Costo/Turno	Costo Total
3.3	Instalación Eléctrica Instrumental de Ferris Wheel					
	Ingeniero de Comisionamiento	1	60	\$18.00	\$216.00	\$12,960.00
	Programador	1	60	\$18.00	\$216.00	\$12,960.00

Supervisor de Campo	1	150	\$12.00	\$144.00	\$21,600.00
Supervisor de Seguridad	1	150	\$10.00	\$120.00	\$18,000.00
Planner	1	75	\$9.00	\$108.00	\$8,100.00
Electricista & Instrumentista Lider	1	150	\$9.50	\$114.00	\$17,100.00
Técnico Electricista & Instrumentista	8	150	\$8.00	\$96.00	\$115,200.00
Total					\$205,920.00

Tabla 64: Resumen Mano de Obra

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Item	Resumen Mano de Obra	
3.1	Jefatura General Proyectos	\$294,545.45
3.2	Montaje Mecánico de Ferris Wheel	\$545,890.91
3.3	Instalación Eléctrica Instrumental de Ferris Wheel	\$205,920.00
Total		\$1,046,356.36

Tabla 65: Resumen Mano de Obra

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Item	Descripción	TOTAL US\$
1	Materiales	\$4,246,361.11
2	Equipos	\$1,510,500.00
3	Mano de Obra	\$1,046,356.36
4	Gastos Administrativos	\$100,000.00
Total		\$6,903,217.47

4.3. Estudio Previo de Factibilidad de Proyecto

4.3.1. Cálculo de Ingresos por Venta de Tickets

- Turno de 8 hrs (12:00 pm a 20:00 pm) => Lunes a Viernes; Turnos de 6 hrs (08:00 am a 14:00 pm / 16:00 pm a 22:00 pm) => Sábado y Domingo
- Cada 10 minutos (2min giro + 4min ingreso + 4min otros) => 01 vuelta ticket => 06 vueltas ticket/hr
- C/u de las 12 cabinas con 12 pasajeros c/u => 144 pasajeros/vuelta ticket => 10 dólares/pasajero => \$1440 dólares/vuelta

Por lo tanto:

- Lunes a Viernes: 01 año => 12 meses => 48 semanas => 240 días => 1920 horas => \$2,764,800 dólares.
- Sábado y Domingo: 01 año => 12 meses => 48 semanas => 96 días => 1152 horas => \$1,658,880 dólares.
- En 01 año => 336 días => 3072 horas => **\$4,423,680 dólares, en 02 apróx. \$8.8M.**

4.3.2. Simulación de Estados de Resultados para el Año 1

Tabla 66: Simulación de Estado de Resultados para el Año 1

Fuente: Proyecto de investigación.

Autor: Carlos Cáceres C.

Simulación de 01 Enero al 31 Diciembre del Año 1 (en miles de dólares)	
Ingreso de Ventas (ticket \$10 dól)	\$4,423,680
Costo de Ventas	(\$100,000)
Utilidad Bruta	\$4,323,680
Gastos de administración	(\$135,000)
Gastos de ventas	(\$50,000)
Utilidad Operativa	\$4,138,680
Gastos financieros	(\$30,000)
Utilidad antes de impuestos	\$4,108,680
Impuestos a la Venta	(\$1,232,604)
Utilidad Neta	\$2,876,076 / <u>34.98%</u>

CONCLUSIONES

- ❖ Se completó el diseño mecánico estructural del Ferris Wheel, considerando su posible construcción en la ciudad de Arequipa.
- ❖ Se aplicó el diseño mecánico estructural inicial del Ferris Wheel, los cálculos fueron realizados mediante el método LRFD, normas técnicas peruanas E. 020, E.030, E050, E 090 y normas INACAL NTP 924.001 - 2014, 924.003 - 2014, 924.004 - 2014, 924.005 - 2014, 924.006 - 2014 aplicadas para juegos mecánicos y dispositivos.
- ❖ Se simuló y comprobó el diseño mecánico estructural mediante softwares como: SAP, FEA Inventor Multiphysics y ANSYS.
- ❖ Se completó la selección de componentes estructurales, mecánicos y de equipamiento eléctrico, todo mediante criterios técnicos normados y brindados por fabricantes.
- ❖ Se estimó los costos de un Ferris Wheel en Arequipa totalizando \$6,903,217.67 dólares, para la inversión de construcción y puesta en marcha del proyecto, considerando 10 meses desde preparativos hasta puesta en marcha.
- ❖ Según el estudio previo de factibilidad del proyecto en Arequipa, considerando un costo por ticket de ingreso de \$10 dólares/pasajero, se alcanzaría incluso sobrepasar el retorno de inversión en 02 años con aproximadamente \$8,847,360.00 dólares.
- ❖ Se simuló un estado de resultados del proyecto en mención durante el 1er año de funcionamiento, y se alcanzaría una utilidad neta de \$2,876,076.00 dólares con un margen del 34.98%.
- ❖ El trabajo de focus group recogido entre agentes relacionados a proyectos arquitectónicos y desarrollo de la ciudad, obtuvo como resultado un dictamen favorable para realizar un proyecto de esta envergadura.

RECOMENDACIONES

- ❖ Se recomienda complementar la presente investigación con un estudio del sistema de control para garantizar el funcionamiento autónomo del Ferris Wheel; así mismo el diseño de anillos de voltaje para transmisión de energía eléctrica a cada cabina.
- ❖ En caso se proceda a su implementación, se debe desarrollar un plan de mantenimiento preventivo mecánico, eléctrico e instrumental del Ferris Wheel, incluso el mantenimiento Overhaul pasados los 30 años en operación; profundizando específicamente la norma INACAL NTP 924.002 – 2014 basada en la normal ASTM F770 acerca de la práctica estándar para propiedad, operación y mantenimiento e inspección de juegos mecánicos y dispositivos.
- ❖ Se requiere desarrollar un diseño civil para implementar el proyecto, considerando una cimentación que pueda soportar aproximadamente 300 toneladas métricas.
- ❖ Se recomienda mejorar el diseño estructural con un análisis dinámico por mecánica de fluidos del viento alrededor del Ferris Wheel, incluso para orientarlo a la realidad se debería simular con un prototipo a escala en un túnel de viento.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abeel D., (1900), Calculations, Abeel D., *Design for a Ferris Wheel* (pp. 19), 1900, EEUU, Editorial Massachusetts Institute of Technology Dept. of Civil and Environmental Engineering, Recuperado de: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/10081>

AISC, (1994), *Connections, Joints, and Fasteners - Welds*, En AISC, Manual of Steel Construction "Load & Resistance Factor Design" (6-75), EEUU, Editorial AISC.

Anderson N., (1992), *Ferris Wheel An Illustrated History*, Ohio EEUU, Bowling green state university popular press, Recuperado de https://books.google.com.pe/books?id=SkFQ5tgWKfEC&printsec=frontcover&dq=Ferris+wheels:+an+illustrated+history&cd=1&redir_esc=y#v=onepage&q=Ferris%20wheels%3A%20an%20illustrated%20history&f=false

ASM International (2003). *Trends in Welding Research*. Materials Park, Ohio: ASM International. DOI: ISBN 0-87170-780-2

Bonfiglioli, (2008), *Series 3000 modular planetary gearboxes*, Bonfiglioli Transmittal, (pp. 39-92), Roma Italia, Editorial Bonfiglioli Power & Control Solutions, Recuperado de: <https://www.bonfiglioli.com/en/industrial/products/gearmotors-gearboxes/planetary-gearmotors/product/300-planetary-gear-motor-industrial/>

Dumlija M. (2019). *Chicago's Ferris Wheel story*, 2019. <http://www.architecture.org/news/evolving-chicago/chicagos-ferris-wheel-story/>

Gummi, (2003), *Acoplamiento Elástico para baja rotación Tipo BR*, Argentina, Editorial Gummi, Recuperado de: <http://www.gummiargentina.com/es/inicio/>

Gummi, (2003), *Acoplamiento Elástico Tipo A*, Argentina, Editorial Gummi, Recuperado de: <http://www.gummiargentina.com/es/inicio/>

Hernández M., (2008), Conexiones, Hernández M., *Construcción de Estructuras de Acero* (pp. 55-58), Chiapas México, Editorial Instituto Tecnológico de Tapachula, Recuperado de:

https://www.academia.edu/8853666/_CONSTRUCCION_DE_ESTRUCTURAS_DE_ACERO_LIBRO_DE_TEXTO_O_PROTOTIPO_DIDACTICO_OPCION_II

Hernandez P., (2012), *Acero ASTM A-36*, 2012, <https://es.scribd.com/doc/89693272/Acero-ASTM-A36>

Im on holidays (2017), *Ain Dubai – The world's largest Ferris Wheel*, <http://blog.imonholidays.com/ain-dubai-worlds-largest-ferris-wheel/>

Mayori A., (2016), *Conceptos Generales*, Mayori A., *Resistencia de Materiales Aplicada* (pp. 18), La Paz Bolivia, Editorial Yucatan Hermosa, Recuperado de: <https://es.slideshare.net/DiegoIFV/mecnica-resistencia-de-materiales>

Noriega C., (1999), *Diseño de soldaduras de Filete con AISC-LRFD-1999*, <https://es.scribd.com/document/248948306/Calculo-de-Soldadura-Modificado#>

Observation Wheel Directory (2014). *Ferris Wheel History: Past, Present and Future* <http://www.observationwheeldirectory.com/ferriswheelarticles/ferris-wheel-history/>

Segui W., (1999), *Conceptos del diseño estructural en acero*, En Segui W., *Diseño de estructuras de acero con LRFD* (pp. 18-22), México DF México, Editorial International Thomson.

Segui W., (1999), *Introducción Diseño de estructuras de acero con LRFD*, En Segui W., *Diseño de estructuras de acero con LRFD* (pp. 4-6), México DF México, Editorial International Thomson.

Siemens, (2018), *Motores Trifasicos serie 1LE0141 – IE2*, Siemens, *Simotics motores Siemens Catalogo* (pp. 9-27), Bogota Colombia, Editorial Siemens Colombia, Recuperado de: <https://www.siemens.com/content/dam/webassetpool/siemens/products/drives/regions/colombia/motores/Cat%C3%A1logo%20motores.pdf>

SKF, (2019), *Helical and bevel helical gear units*, EEUU, Editorial SKF, Recuperado de: <https://www.skf.com/pe/industry-solutions/industrial-transmissions/manufacturers/Helical-and-bevelhelical-gear-units/index.html>

The London Eye (2014), *Take Note all you need to know about the London Eye*, <https://www.londoneye.com/media/42154/london-eye-press-pack-2014.pdf>

Time Out Dubai (2016), *Ain Dubai is the new name for Dubai-I – update*, <https://www.timeoutdubai.com/aroundtown/news/72177-ain-dubai-is-the-new-name-for-dubai>

Visitar Chicago, (2006), *La Rueda de Chicago*, 2019 <https://visitarchicago.com/archive/la-rueda-de-chicago/>

Wiki Arquitectura, (2001), *Edificio London Eye*, 2000 <https://es.wikiarquitectura.com/edificio/london-eye/>

Zapata Baglieto L., (1999), *Introducción Diseño Estructural en Acero*, En Zapata Baglieto L., *Diseño Estructural en Acero* (7-13), Lima Perú, Editorial UNI.

Zapata Baglieto L., (1999), *Introducción Diseño Estructural en Acero*, En Zapata Baglieto L., *Diseño Estructural en Acero* (13-16), Lima Perú, Editorial UNI.

ANEXOS Y TABLAS

ANEXO 1: M-File Matlab

Para el desarrollo y validación de resultados en las ecuaciones propuesta con una matriz de 24x24, implementamos el siguiente M-File en Matlab:

```
M-File_ Solucion_24_ecuaciones..m
%Solucion matricial de ecuaciones lineales:
%
% [A]x[B]=[C],
% Donde: [A]=Matriz de coeficientes.
%        [B]=Matriz de variables.
%        [C]=Constantes.
%
% Por lo tanto:
% [B]=[C]/[A], sin embargo no es posible realizar la division dado que
% [C]y[A] no son del mismo % tamaño, por lo que es necesario
% convertirlo en una multiplicacion invirtiendo el divisor [A].
%
% [B]=([A]^(-1)) * [C]
%
%
%
%Coeficientes en forma matricial.
A=[3 1;0.5 2];
%Constantes
C=[48;41];
%Paso 1. Inversa de Matriz [A]
I=inv(A);
%Paso 2. Multiplicacion matricial.
B=I*C,
```

M-File Matlab 24x24

Fuente: Proyecto de investigación.

Autores: Carlos Cáceres C., Jonathan Menis C.

PLANOS



DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
PLANOS ENSAMBLE GENERAL

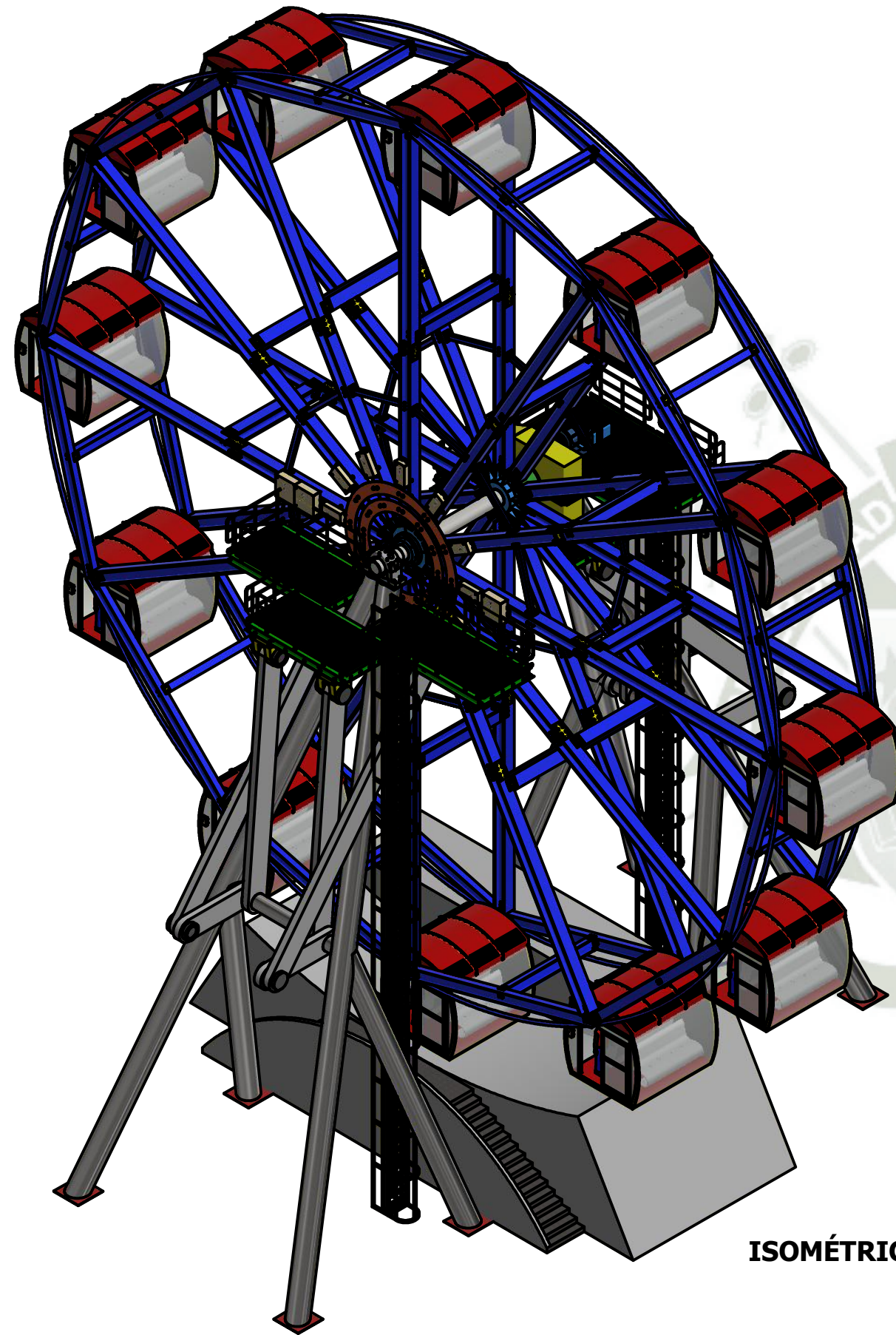
CANTIDAD: 05 UND

MATERIAL PRINCIPAL: ACERO ASTM A-36

PLANOS: PLANOS DE ENSAMBLE Y DETALLE GENERAL

AÑO: 2019

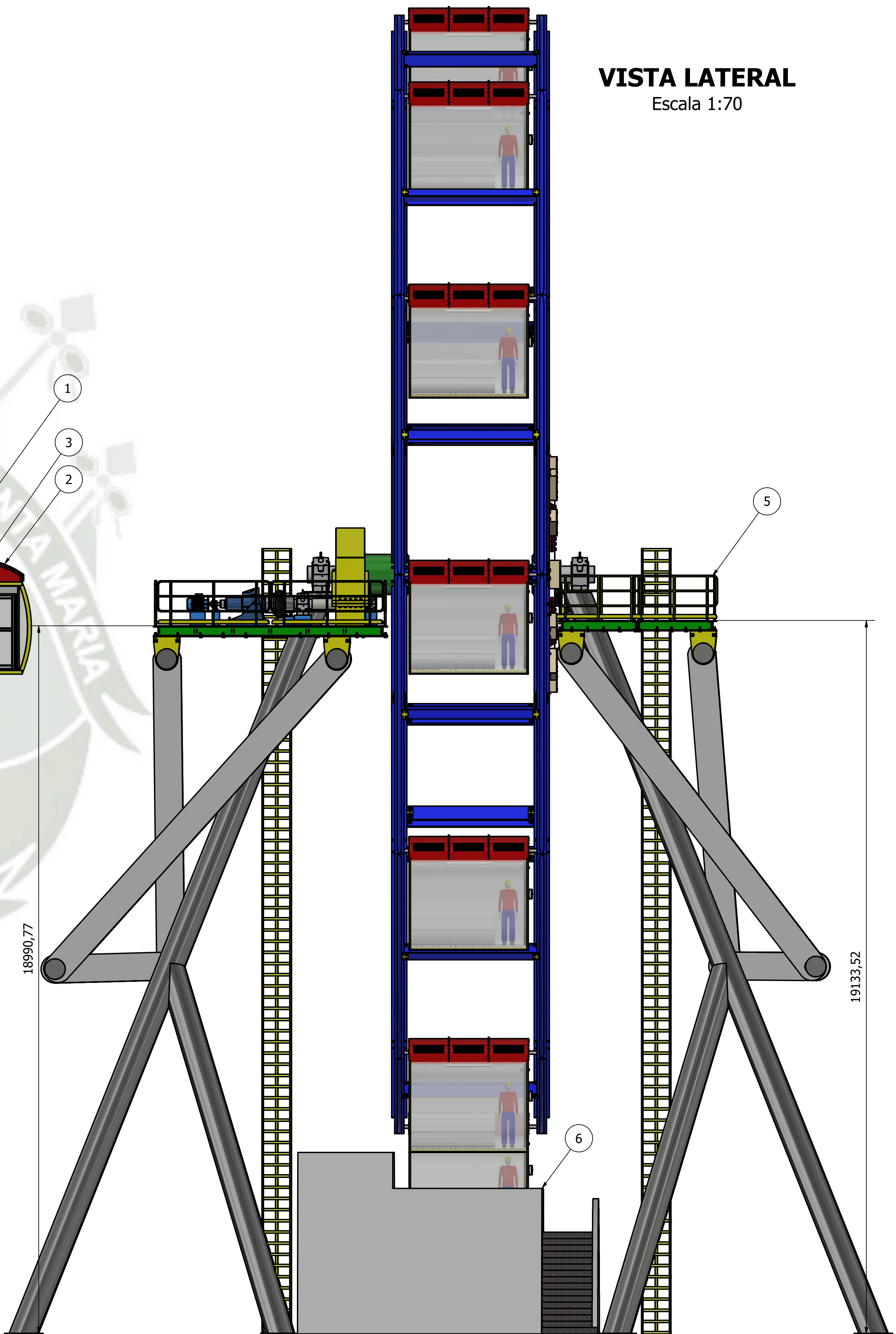
REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	DESIGNADO POR:	FECHA:	PROYECTO:	NOMBRE DE PLANO:	ESCALA:	NÚMERO DE PLANO:	REV.
			CHK. E.C.					CHK.					C. CÁCERES	19/03/2018					
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA										<u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018		MECANICA CARATULA			
											REVISADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018						
											APROBADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018						
											JEFE DE PROYECTO:		FECHA:						
													CLIENTE:	FECHA:					
8									5						2		1:1	A3-FW001-052-001-001	A



ISOMÉTRICO FERRIS WHEEL ASSY

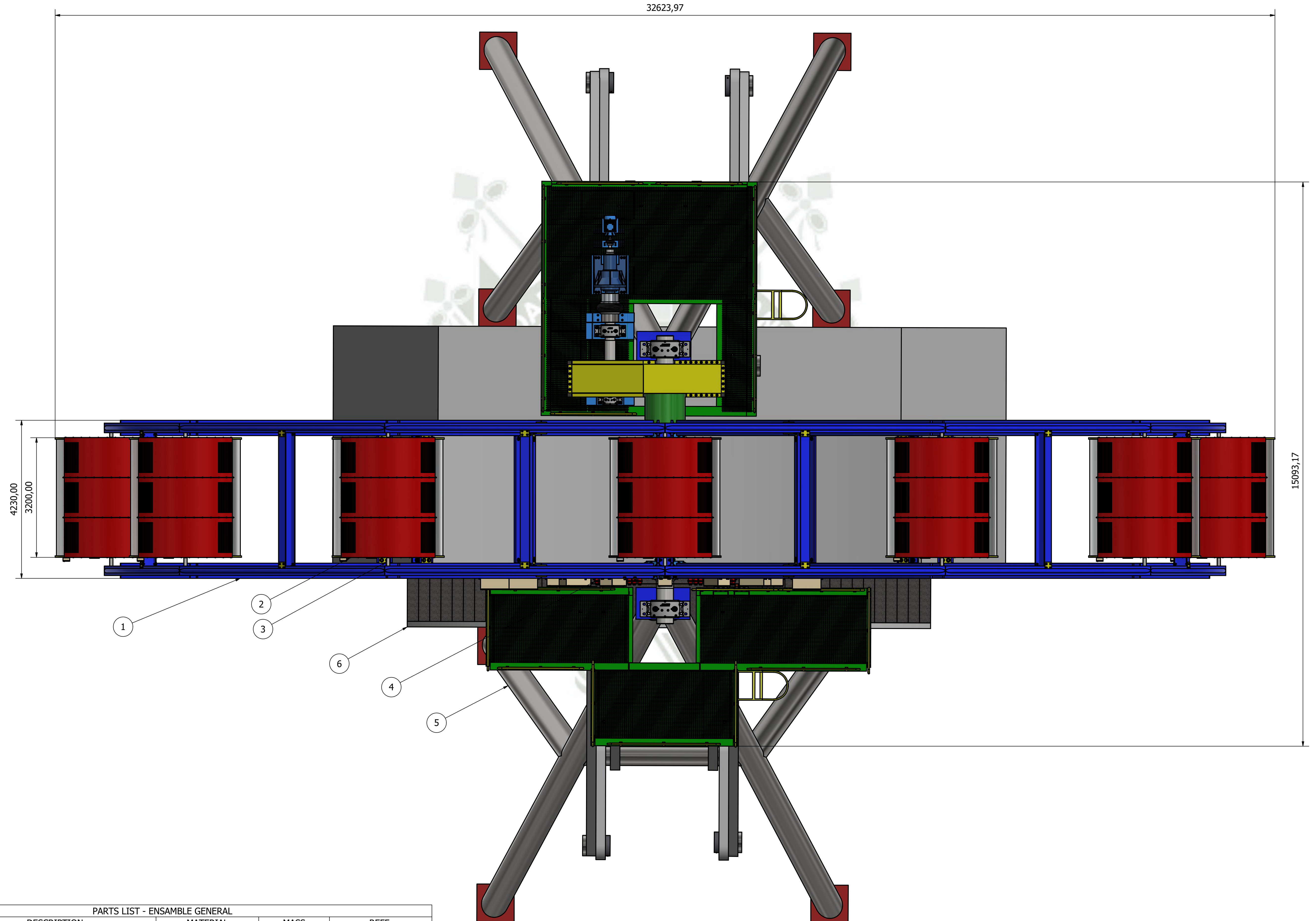
INDICE		
ITEM	Nº DE PLANO	DESCRIPCIÓN
1	A3-FW001-052-001-001	CARATULA
2	A3-FW001-052-001-002	INDICE
3	A1-FW001-052-001-003	VISTA FRONTAL Y LATERAL ASSY FERRIS WHEEL
4	A1-FW001-052-001-004	VISTA SUPERIOR ASSY FERRIS WHEEL
5	A3-FW001-052-001-005	PLATAFORMA DE INGRESO FERRIS WHEEL

A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DESS. CHK. P.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DESS. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA <u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA AREQUIPA – PERÚ							
	A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018								
														REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018								
															APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NÚMERO DE PLANO:	MECANICA INDICE					
															JEFE DE PROYECTO	FECHA:	ESCALA:		NÚMERO DE PLANO:	REV.			
															CLIENTE:	FECHA:	1:160	A3-FW001-052-001-002	A				
		8			7			6			5			4			3			2			1

[illegible]

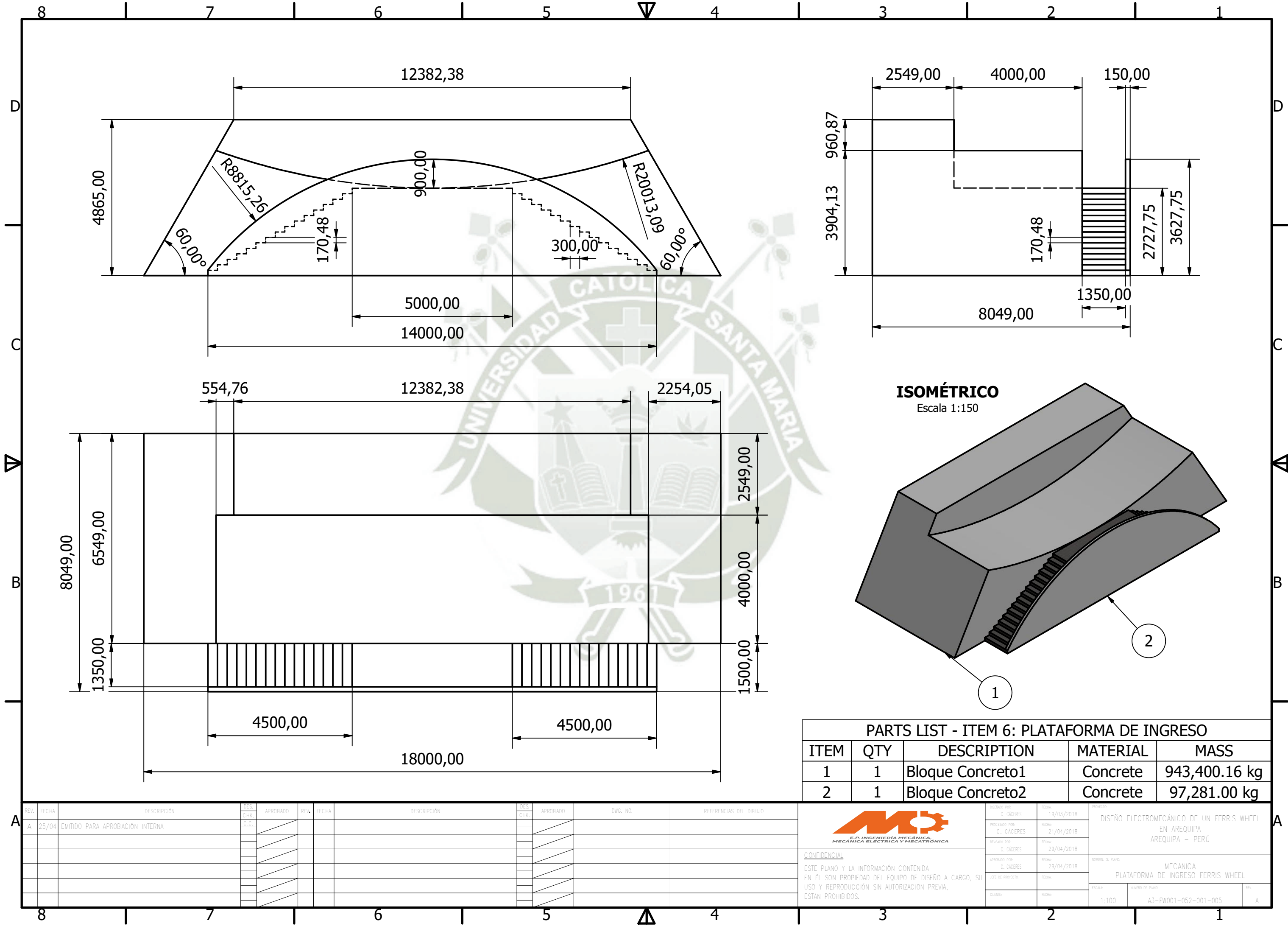
Escala 1:50

Escala 1:50



ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS	REF.
1	1	Estructura principal	-	2,454,985.73 kg	A1-FW001-052-003
2	12	Ensamble Cabina	-	2,183.06 kg	A1-FW001-052-002
3	12	Eje de Cabina	Acero AISI 4142 450 RT	191.86 kg	A3-FW001-052-002-026
4	1	Ensamble Eléctrico	-	452.28 kg	-
5	1	Ensamble Columnas-Plataforma-Sist Transmisión	-	297,371.28 kg	A2-FW001-052-004/005
6	1	Plataforma de Ingreso	Concreto	1,040,681.16 kg	A3-FW001-052-001-005

[illegible]



CANTIDAD: 27 UND

MATERIAL PRINCIPAL: ACERO ASTM A-36

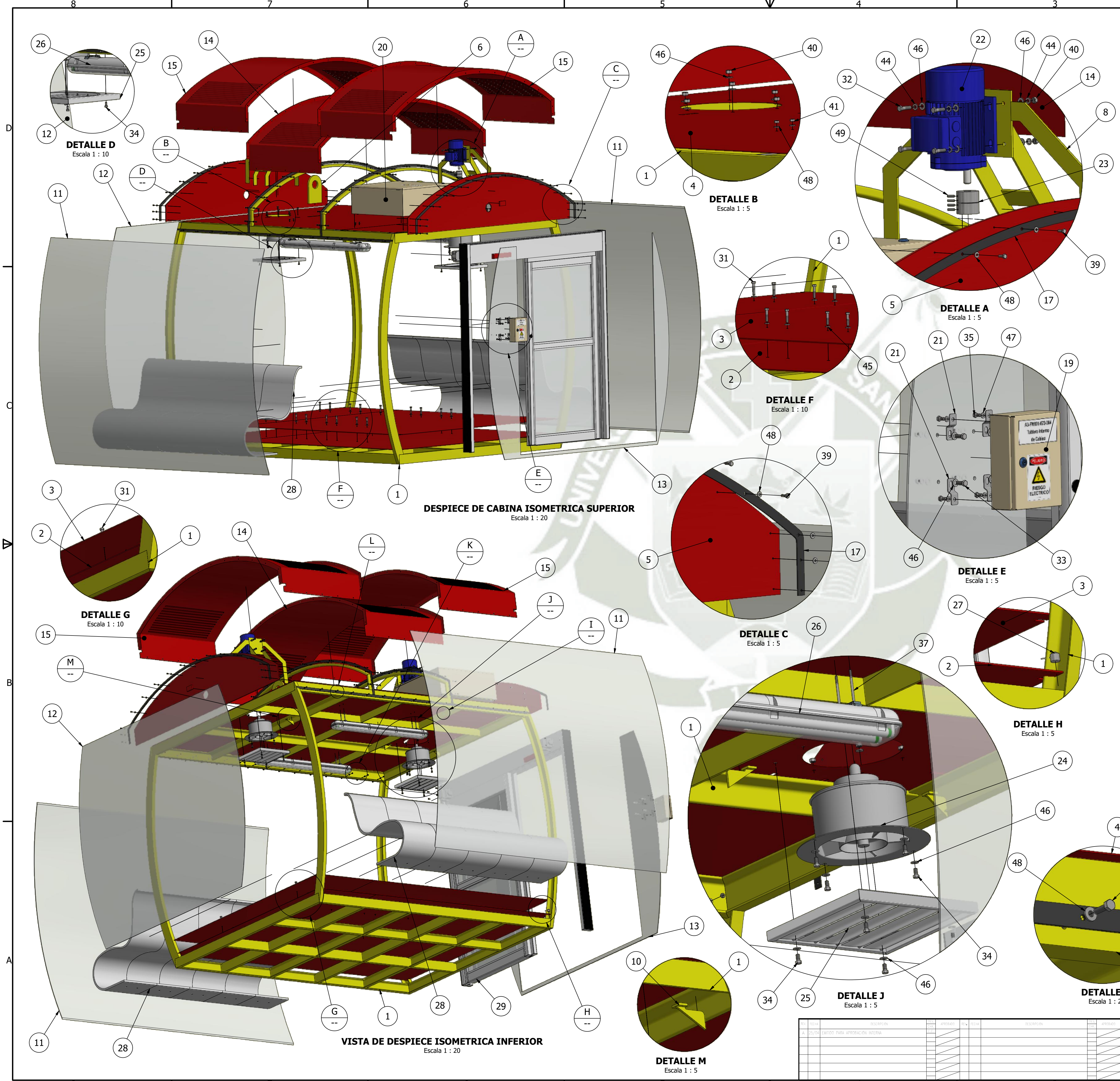
PLANOS: PLANOS DE DESPIECE, DE DETALLES Y FABRICACIÓN

AÑO: 2019

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA <u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	DESIGNADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO:			
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018	DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA			
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018				
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO:			
													JEFE DE PROYECTO	FECHA:	MECANICA CARATULA			
													CUENTE:	FECHA:	ESCALA:	NUMERO DE PLANO:	REV:	
																S/E	A3-FW001-052-002-001	A

INDICE														
ITEM	N° DE PLANO				DESCRIPCIÓN									
1	A3-FW001-052-002-001				CARATULA									
2	A3-FW001-052-002-002				INDICE									
3	A1-FW001-052-002-003				DESPIECE DE CABINA - PARTE I									
4	A2-FW001-052-002-004				DESPIECE DE CABINA - PARTE II									
5	A3-FW001-052-002-005				DESPIECE DE CABINA - PARTE III									
6	A2-FW001-052-002-006				DIMENSIONES GENERALES DE LA CABINA									
7	A3-FW001-052-002-007				DETALLES DE CABINA - PARTE I									
8	A2-FW001-052-002-008				DETALLE DE CABINA - PARTE II									
9	A2-FW001-052-002-009				ESTRUCTURA DE LA CABINA - PARTE I									
10	A3- FW001-052-002-010				ESTRUCTURA DE LA CABINA - PARTE II									
11	A3-FW001-052-002-011				PISO FALSO									
12	A3-FW001-052-002-012				PISO									
13	A3-FW001-052-002-013				TECHO FALSO									
14	A3-FW001-052-002-014				COMPONENTES VARIOS DE LA CABINA									
15	A3-FW001-052-002-015				BASE DEL MOTOR									
16	A3-FW001-052-002-016				APOYOS DE LAS BASES DEL MOTOR									
17	A3-FW001-052-002-017				VIDRIOS LATERAL Y POSTERIOR									
18	A3-FW001-052-002-018				VIDRIO DELANTERO									
19	A2-FW001-052-002-019				CUBIERTA CENTRAL									
20	A2-FW001-052-002-020				CUBIERTA DEL EXTREMO									
21	A3-FW001-052-002-021				TABLERO EXTERNO DE CABINA									
22	A3-FW001-052-002-022				TABLERO INTERNO DE CABINA									
23	A3-FW001-052-002-023				CLIP PARA COLOCAR TABLERO									
24	A3-FW001-052-002-024				MANGUITO PARTIDO									
25	A2-FW001-052-002-025				PUERTA CORREDIZA AUTOMATICA									
26	A3-FW001-052-002-026				EJE DE CABINAS									
27	A3-FW001-052-002-027				ELEMENTOS DE BOCINAS BRONCE CABINA									

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	ESCALA: S/E	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-002-002	REV: A
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	E.C.								PROCESADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 21/04/2018					
											REVISADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018					
											APROBADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA INDICE				
											JEFE DE PROYECTO		FECHA:					
											CLIENTE		FECHA:					



PARTS LIST					
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS	REF.
1	1	Estructura de la cabina	Acero ASTM A36	594.1 kg	009
2	1	Piso falso	Acero ASTM A36	296.8 kg	011
3	1	Piso	Acero ASTM A36	296.8 kg	012
4	1	Techo falso	Acero ASTM A36	97.0 kg	013
5	2	Plancha lateral- techo	Acero ASTM A36	83.1 kg	014
6	2	Oreja del eje	Acero ASTM A36	7.402 kg	014
7	2	Tope del eje	Acero ASTM A36	0.443 kg	014
8	2	Base del motor	Acero ASTM A36	6.9 kg	015
9	2	Apoyo#1 de la base del motor	Acero ASTM A36	0.132 kg	016
10	2	Apoyo#2 de la base del motor	Acero ASTM A36	0.157 kg	016
11	2	Vidrio lateral	Vidrio	108.0 kg	017
12	1	Vidrio posterior	Vidrio	83.2 kg	017
13	1	Vidrio delantero	Vidrio	18.0 kg	018
14	1	Cubierta central	Plástico ABS	7.9 kg	019
15	2	Cubierta del extremo	Plástico ABS	8.0 kg	020
16	2	Goma del lateral de cabina	Goma	0.256 kg	--
17	2	Goma del extremo de cubiertas	Goma	0.217 kg	--
18	2	Goma intermedia de cubiertas	Goma	0.226 kg	--
19	1	Tablero externo de cabina	Acero	4.2 kg	021
20	1	Tablero interno de cabina	Acero	8.1 kg	022
21	4	Clip para colocar tablero	Acero ASTM A36	0.1 kg	023
22	2	Motor Monofase 1/4 HP	Acero	4.2 kg	--
23	2	Maguito partido	Acero AISI 1050	1.1 kg	024
24	2	Ventilador Axial SIEMENS 2CC2 254-5YC3	Aluminio	2.4 kg	--
25	2	Persiana 400 * 400 mm	Aluminio	1.0 kg	--
26	2	Fluorescente PHILIPS TCW060 2X36	Plástico	4.5 kg	--
27	4	Celda de carga LC304-5k	Acero inoxidable	0.1 kg	--
28	10	Silla	Plástico	16.4 kg	--
29	1	ESA200 AUTOMATIC SLIDING DOOR	Aluminio	139.1 kg	025
30	2	Limit Switches 801-ASC1411	Acero y Plástico	10.2 kg	--
31	20	Perno hex. Ø1/2"x 2.5" UNC	Grado 2	0.087 kg	--
32	8	Perno hex. Ø3/8" x 1.5" UNC	Grado 8	0.03 kg	--
33	4	Perno hex. Ø3/8"x1"UNC	Grado 2	0.024 kg	--
34	16	Perno hex. Ø3/8" x 3/4" UNC	Grado 2	0.02 kg	--
35	4	Perno hex. Ø5/16" x 5/8" UNC	Grado 2	0.012 kg	--
36	8	Perno con valona 1/4" x 3/4" UNC	Grado 2	0.008 kg	--
37	8	Perno hex. Ø1/4" x 3.75" UNC	Grado 2	0.03 kg	--
38	30	Perno hex. Ø1/4 x 7/8" UNC	Grado 2	0.009 kg	--
39	62	Perno hex.Ø1/4" x 3/4" UNC	Grado 2	0.08 kg	--
40	28	Tuerca hex. Ø 3/8" UNC	Grado 2	0.008 kg	--
41	68	Tuerca hex. Ø1/4" UNC	Grado 2	0.004 kg	--
42	4	Tuerca hex. ciega Ø1/4"	Grado 2	0.0064 g	--
43	4	Arandela de presión Ø3/8"	Grado 2	0.003 kg	--
44	16	Arandela de presión Ø3/8"	Grado 2	0.003 kg	--
45	20	Arandela circular Ø1/2"	Grado 2	0.015 kg	--
46	56	Arandela circular Ø3/8"	Grado 2	0.004 kg	--
47	4	Arandela circular Ø5/16"	Grado 2	0.0019 kg	--
48	176	Arandela Plana Ø1/4"	Grado 2	0.003 kg	--
49	8	Prioneros M6 x 20 Cabeza hex.	Acero	0.004 kg	--

NO.	FECHA	DESCRIPCION	APROBADO	FECHA	DESCRIPCION	APROBADO	FECHA	DESCRIPCION	APROBADO	FECHA	DESCRIPCION
1	2024/01/15	EMITIDO PARA APROBACION INTERNA									
2	2024/01/15										
3	2024/01/15										
4	2024/01/15										
5	2024/01/15										
6	2024/01/15										
7	2024/01/15										
8	2024/01/15										
9	2024/01/15										
10	2024/01/15										
11	2024/01/15										
12	2024/01/15										
13	2024/01/15										
14	2024/01/15										
15	2024/01/15										
16	2024/01/15										
17	2024/01/15										
18	2024/01/15										
19	2024/01/15										
20	2024/01/15										
21	2024/01/15										
22	2024/01/15										
23	2024/01/15										
24	2024/01/15										
25	2024/01/15										
26	2024/01/15										
27	2024/01/15										
28	2024/01/15										
29	2024/01/15										
30	2024/01/15										
31	2024/01/15										
32	2024/01/15										
33	2024/01/15										
34	2024/01/15										
35	2024/01/15										
36	2024/01/15										
37	2024/01/15										
38	2024/01/15										
39	2024/01/15										
40	2024/01/15										
41	2024/01/15										
42	2024/01/15										
43	2024/01/15										
44	2024/01/15										
45	2024/01/15										
46	2024/01/15										
47	2024/01/15										
48	2024/01/15										
49	2024/01/15										

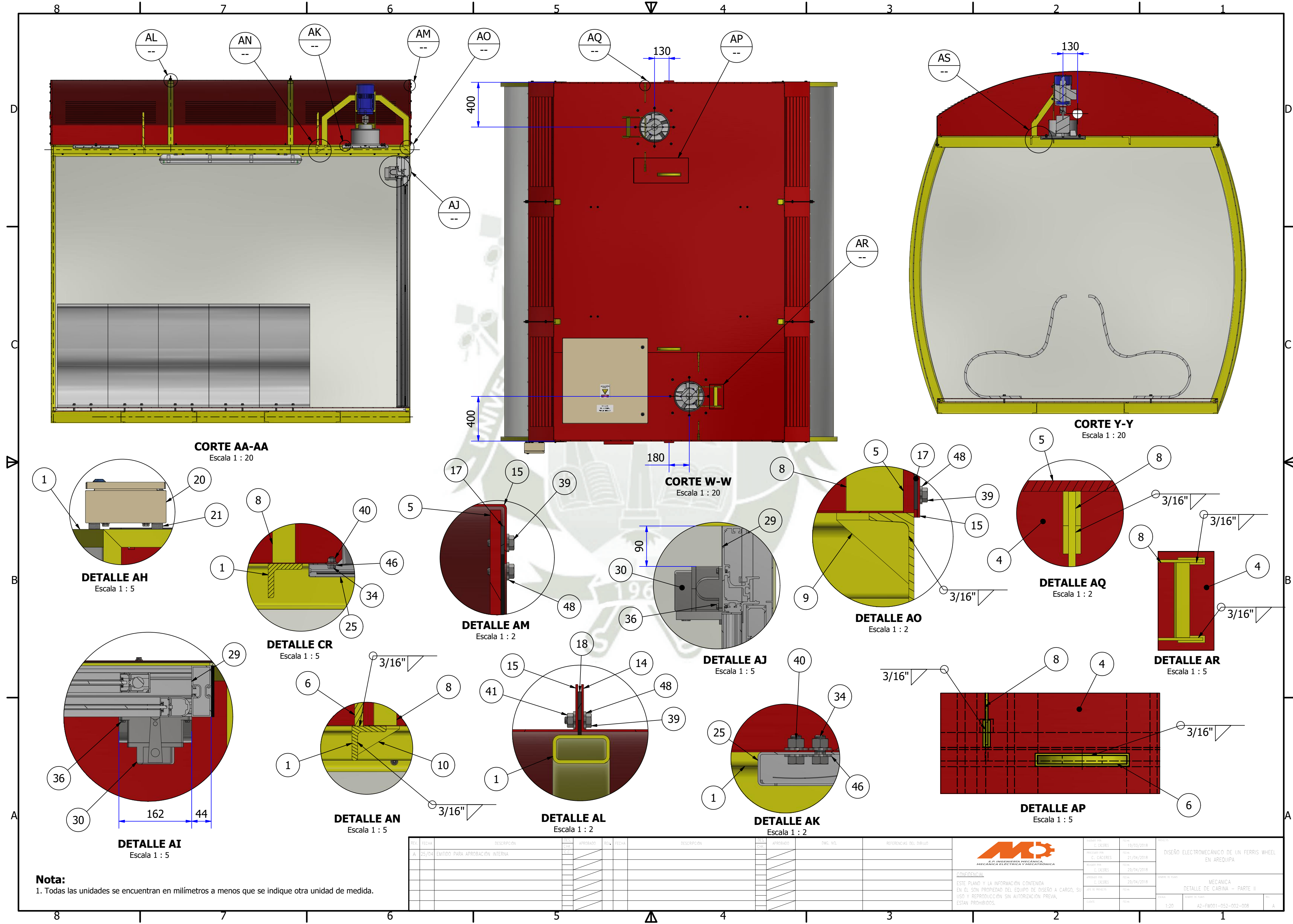


UNIVERSIDAD DE LA SALLE
FACULTAD DE INGENIERIA
CARRERA DE INGENIERIA EN ELECTRONICA Y MECATRONICA

PROYECTO: DISEÑO DE UN FERRIS WHEEL EN ARCADE
DESARROLLADO POR: [NOMBRE]
FECHA: [FECHA]
LUGAR: [LUGAR]

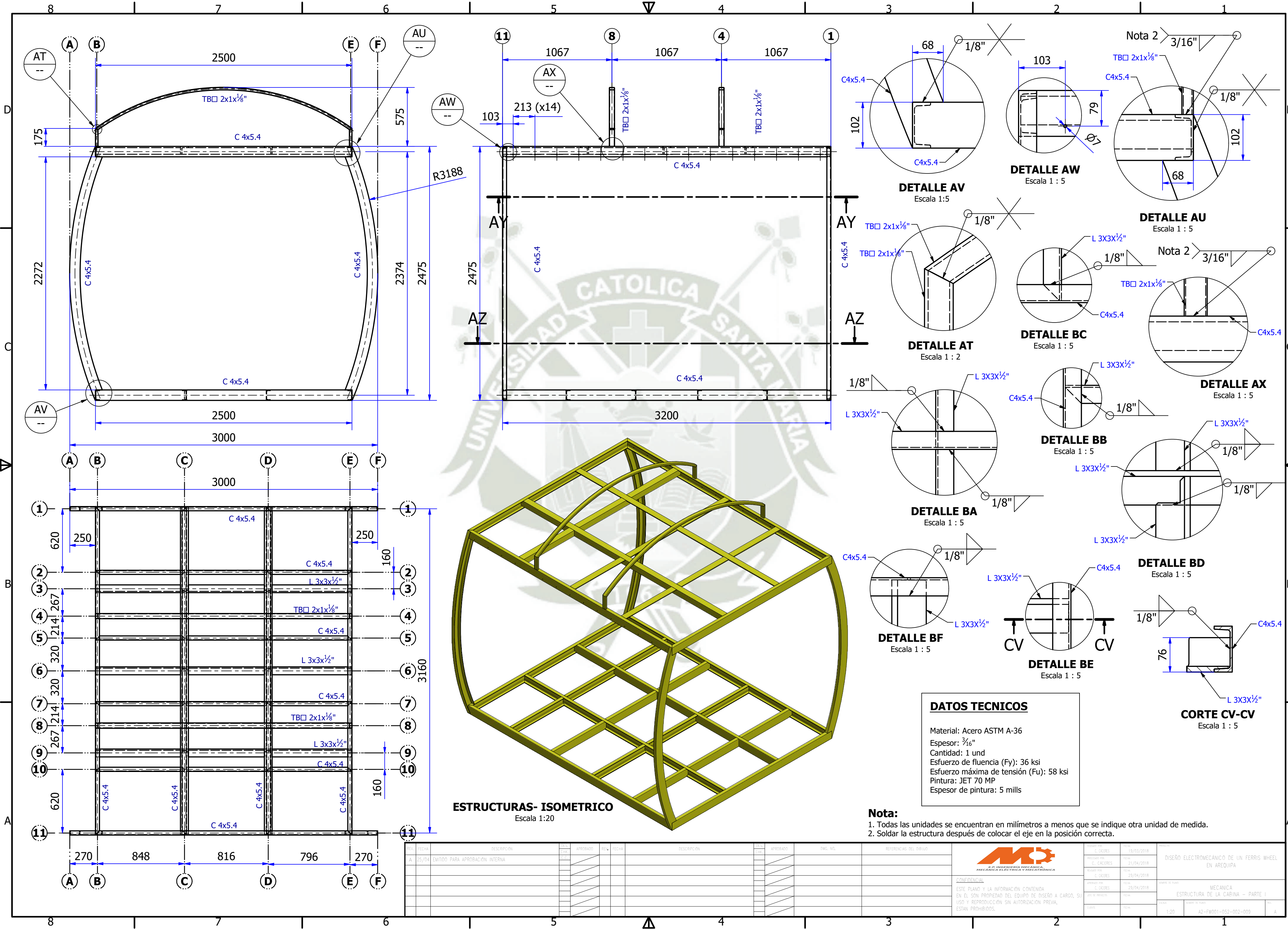
REVISADO POR: [NOMBRE]
FECHA: [FECHA]
LUGAR: [LUGAR]

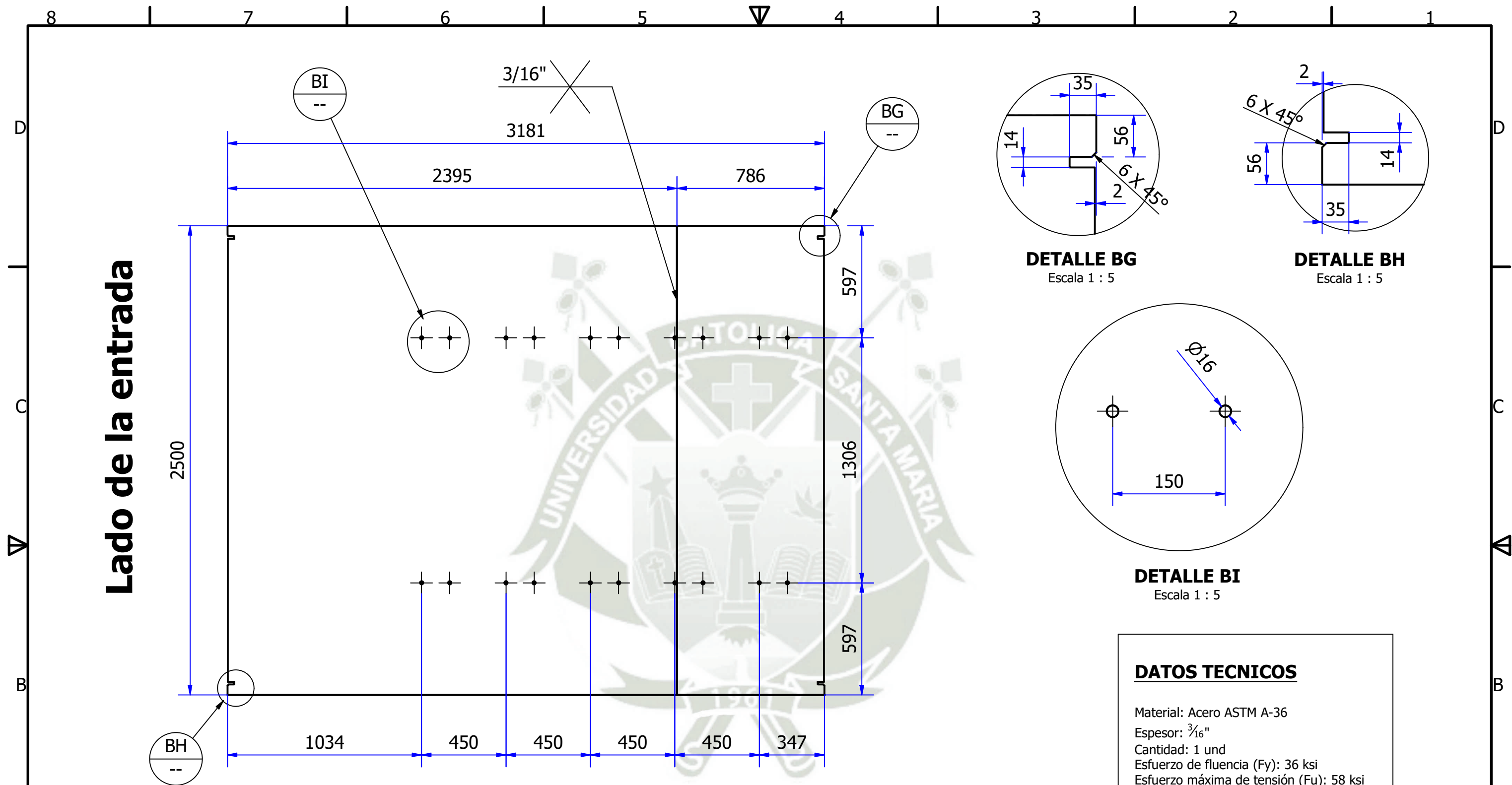
APROBADO POR: [NOMBRE]
FECHA: [FECHA]
LUGAR: [LUGAR]



Nota:
1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	ELABORADO POR	APROBADO POR	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	ELABORADO POR	APROBADO POR	DWG. NÚM.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.I. INGENIERÍA MECÁNICA MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA				<table><tr><td>REVISADO POR:</td><td>C. CÁCERES</td><td>FECHA:</td><td>19/03/2018</td></tr><tr><td>PROYECTADO POR:</td><td>C. CÁCERES</td><td>FECHA:</td><td>21/04/2018</td></tr><tr><td>REVISADO POR:</td><td>C. CÁCERES</td><td>FECHA:</td><td>29/04/2018</td></tr><tr><td>APROBADO POR:</td><td>C. CÁCERES</td><td>FECHA:</td><td>29/04/2018</td></tr><tr><td>ÁREA DE PROYECTO:</td><td></td><td>FECHA:</td><td></td></tr><tr><td>ELABORADO POR:</td><td></td><td>FECHA:</td><td></td></tr></table>				REVISADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	19/03/2018	PROYECTADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	21/04/2018	REVISADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	29/04/2018	APROBADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	29/04/2018	ÁREA DE PROYECTO:		FECHA:		ELABORADO POR:		FECHA:	
REVISADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	19/03/2018																																								
PROYECTADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	21/04/2018																																								
REVISADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	29/04/2018																																								
APROBADO POR:	C. CÁCERES	FECHA:	29/04/2018																																								
ÁREA DE PROYECTO:		FECHA:																																									
ELABORADO POR:		FECHA:																																									
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA										CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA																														
													MECÁNICA DETALLE DE CABINA - PARTE II																														
													ESCALA	NÚMERO DE PLANO	REV.																												
													1:20	A2-FW001-052-002-008	A																												





DATOS TECNICOS

Material: Acero ASTM A-36

Espesor: $\frac{3}{16}$ "

Cantidad: 1 und

Esfuerzo de fluencia (F_y): 36 ksi

Esfuerzo máxima de tensión (F_u): 58 ksi

Pintura: JET 70 MP

Espe­sor de pin­tura: 5 mills

Nota:

1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.

[illegible]

CONFIDENTIAL

ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA
EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU
USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA,
ESTÁN PROHIBIDOS.

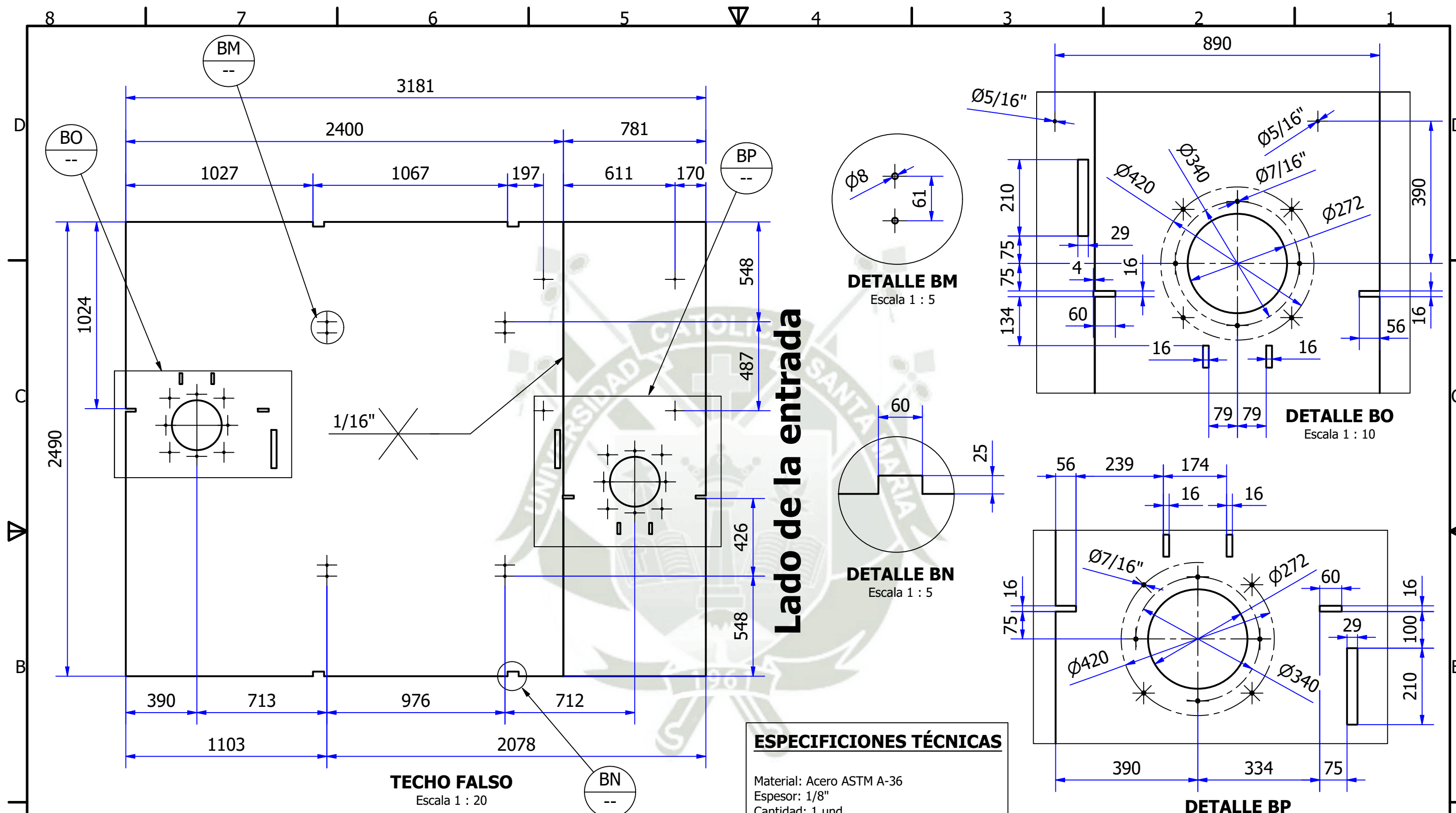
DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018
PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018
REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018
APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018
JEFE DE PROYECTO:	FECHA:
CLIENTE:	FECHA:

PROYECTO:

DISEÑO ELECTROMEQUÍNICO DE UN FERRIS WHEEL
EN AREQUIPA

MECANICA
PISO FALSO

ESCALA:	NÚMERO DE PLANO:	REV.
1:20	A3-FW001-052-002-011	A



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

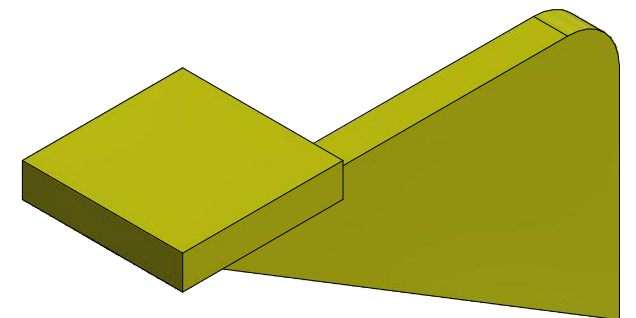
Material: Acero ASTM A-36
Espesor: 1/8"
Cantidad: 1 und
Esfuerzo de fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo máxima de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70 MP
Espesor de pintura: 5 mills

Nota:
1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	E.C.										PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018	
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NÚMERO DE PLANO: MECANICA TECHO FALSO
													JEFE DE PROYECTO	FECHA:	
													CLIENTE:	FECHA:	
													ESCALA: 1:20	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-002-013	REV. A



Material: Acero ASTM A-36
Espesor: 1/4"
Cantidad: 2 und
Esfuerzo de fluencia (F_y): 36 ksi
Esfuerzo máxima de tensión (F_u): 58 ksi
Pintura: JET 70 MP
Espesor de pintura: 5 mills



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Material: Acero ASTM A-36
Espesor: 1/4"
Cantidad: 2 und
Esfuerzo de fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo máxima de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70 MP
Espesor de pintura: 5 mills

Nota:

1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DISE. CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DISE. CHK. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		

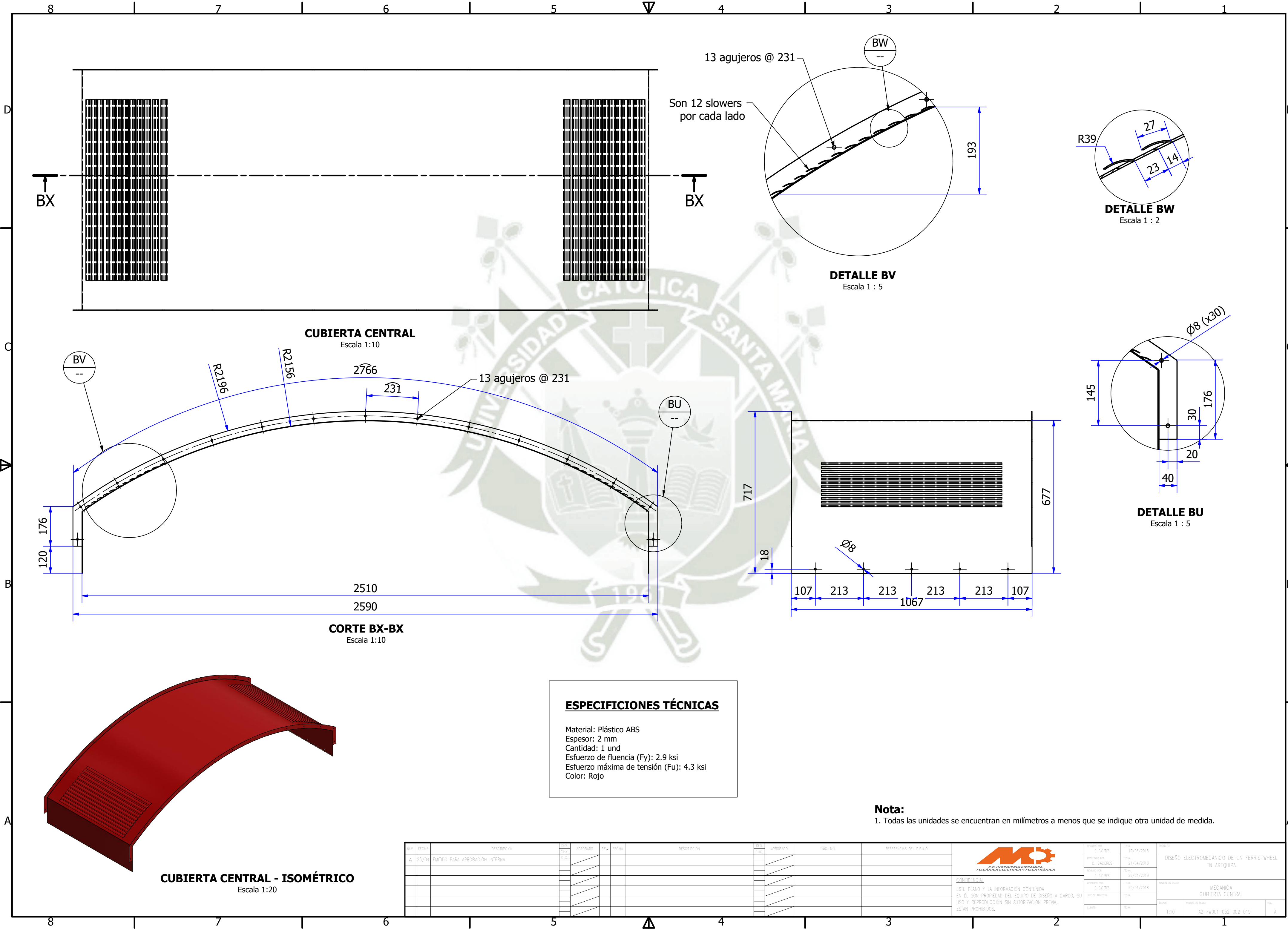


E.P. INGENIERÍA MECÁNICA
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

DESIGNADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018			
REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018			
APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DEL PLANO: MECANICA APOYOS DE LAS BASES DEL MOTOR		
CHEFE DE PROYECTO:	FECHA:			
ESCALA:	FECHA:			
CUENTE:	FECHA:	1:1	A3-FW001-052-002-016	REV: A

CONFIDENCIAL

ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.

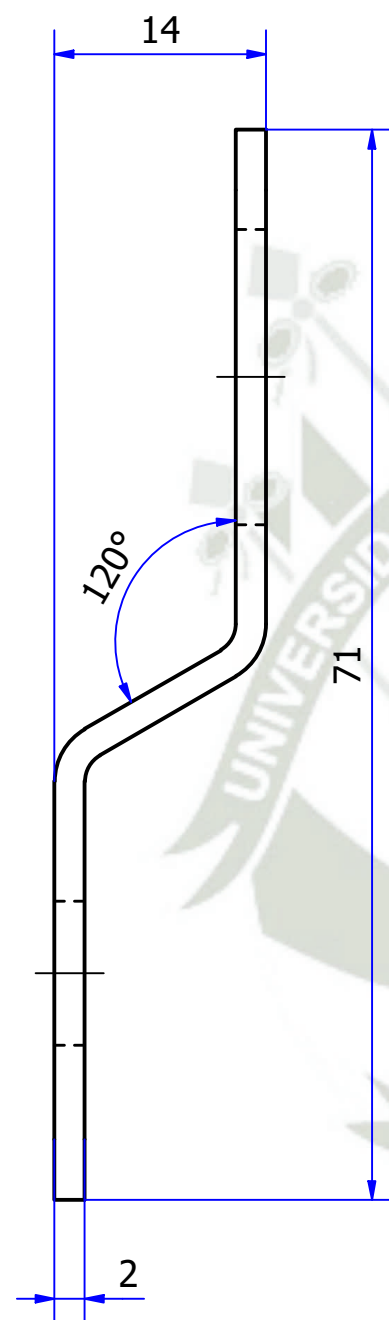


ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

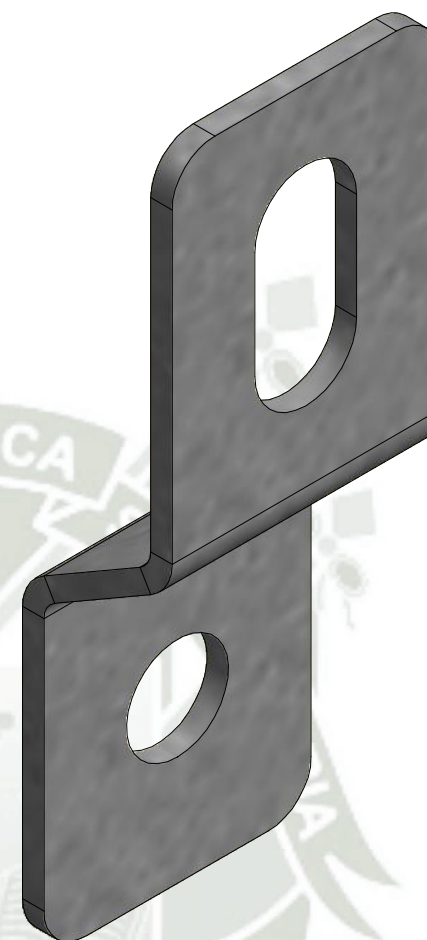
Material: Plástico ABS
Espesor: 2 mm
Cantidad: 1 und
Esfuerzo de fluencia (Fy): 2.9 ksi
Esfuerzo máxima de tensión (Fu): 4.3 ksi
Color: Rojo

Nota:
1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	ELABORADO	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	ELABORADO	APROBADO	DWG. NÚM.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA MECÁNICA ELÉCTRICA Y ELECTROMECÁNICA				FECHA	FECHA	FECHA	FECHA
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA										CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	REVISADO POR: C. CACERES	FECHA: 19/03/2018	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	FECHA: 21/04/2018	FECHA: 23/04/2018	FECHA: 25/04/2018	
											REVISADO POR: C. CACERES		FECHA: 29/04/2018						
													APROBADO POR: C. CACERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECÁNICA CUBIERTA CENTRAL				
													Jefe de Proyecto	FECHA:	ESCALA: 1:10	NÚMERO DE PLANO: A2-FW001-002-019	REV. A		



**CLIP PARA COLOCAR TABLERO
ISOMÉTRICO**
Escala 2 : 1



ABAJO 60° R2

ARRIBA 60° R2

25

34

13

29

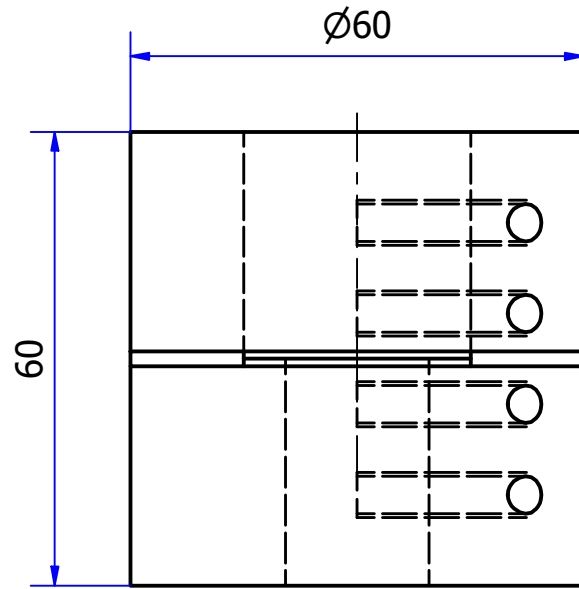
77

**CLIP PARA COLOCAR TABLERO
DESARROLLO**
Escala 1 : 1

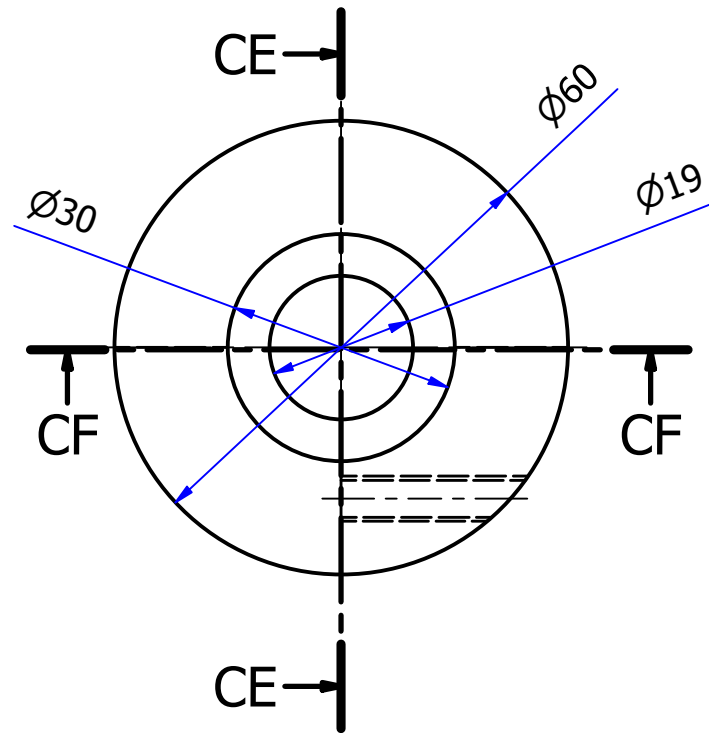
Material: Acero ASTM A-36
Espesor: 2 mm
Cantidad: 4 und
Esfuerzo de fluencia (F_y): 36 ksi
Esfuerzo máxima de tensión (F_u): 58 ksi
Pintura: 3 mills

1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.
2. Realizar primero el dobléz, posterior a ello realizar las perforaciones.

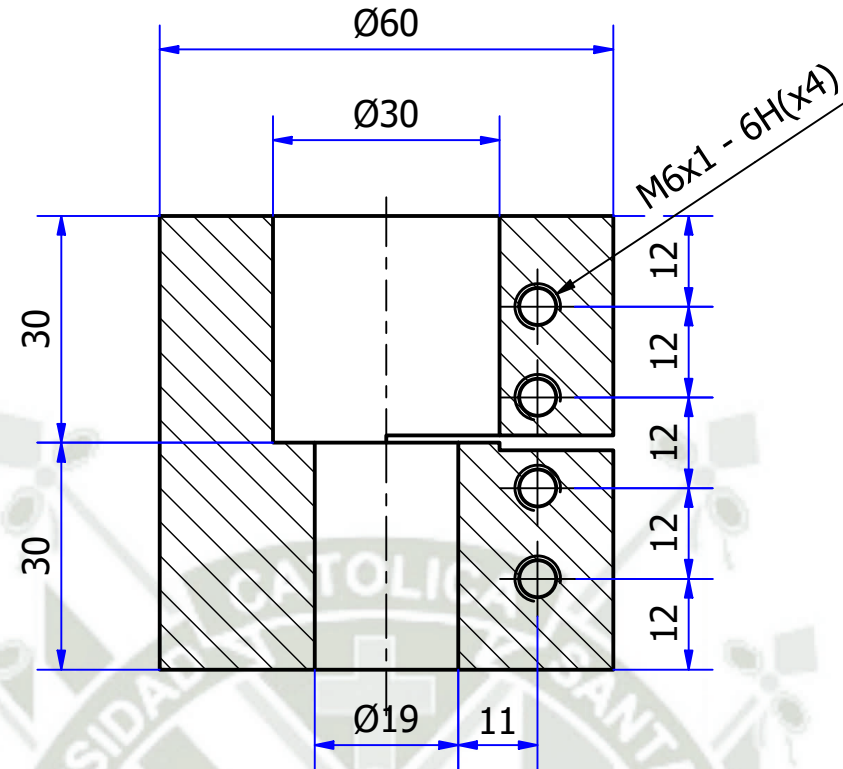
REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 <u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DESIGNADO POR: C. CÁCERES	FECHA 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA 21/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA CLIP PARA COLOCAR TABLERO		
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA 29/04/2018			
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA 29/04/2018	LOCAL: NUMERO DE PLANO: REV:		
													JEFE DE PROYECTO	FECHA			
													CLIENTE	FECHA			
															2:1	A3-FW001-052-002-023	A



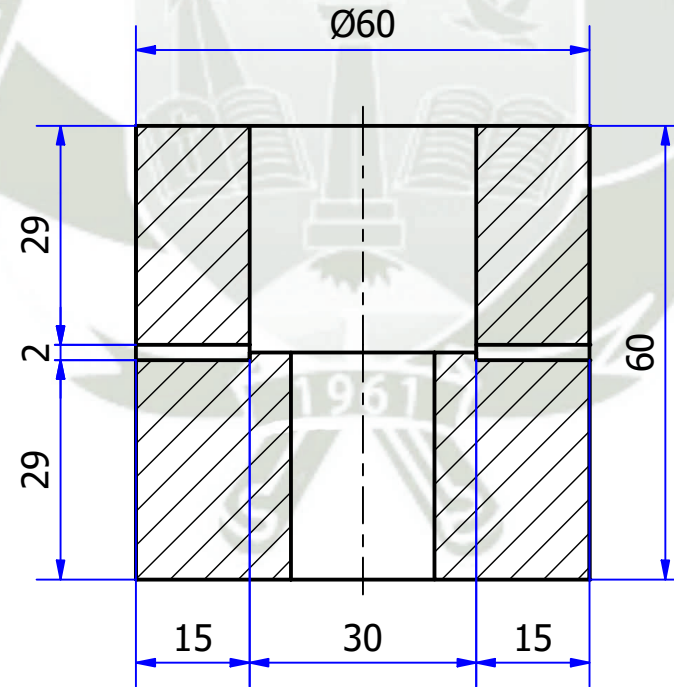
MANGUITO PARTIDO - FRONTAL
Escala 1 : 1



MANGUITO PARTIDO - SUPERIOR
Escala 1 : 1



CORTE CE-CE
Escala 1 : 1



CORTE CF-CF
Escala 1 : 1



MANGUITO PARTIDO - ISOMETRICO
Escala 1 : 1

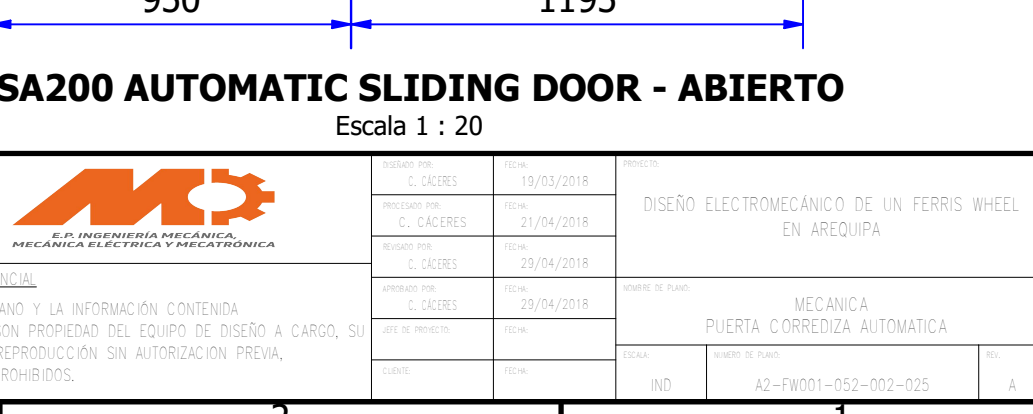
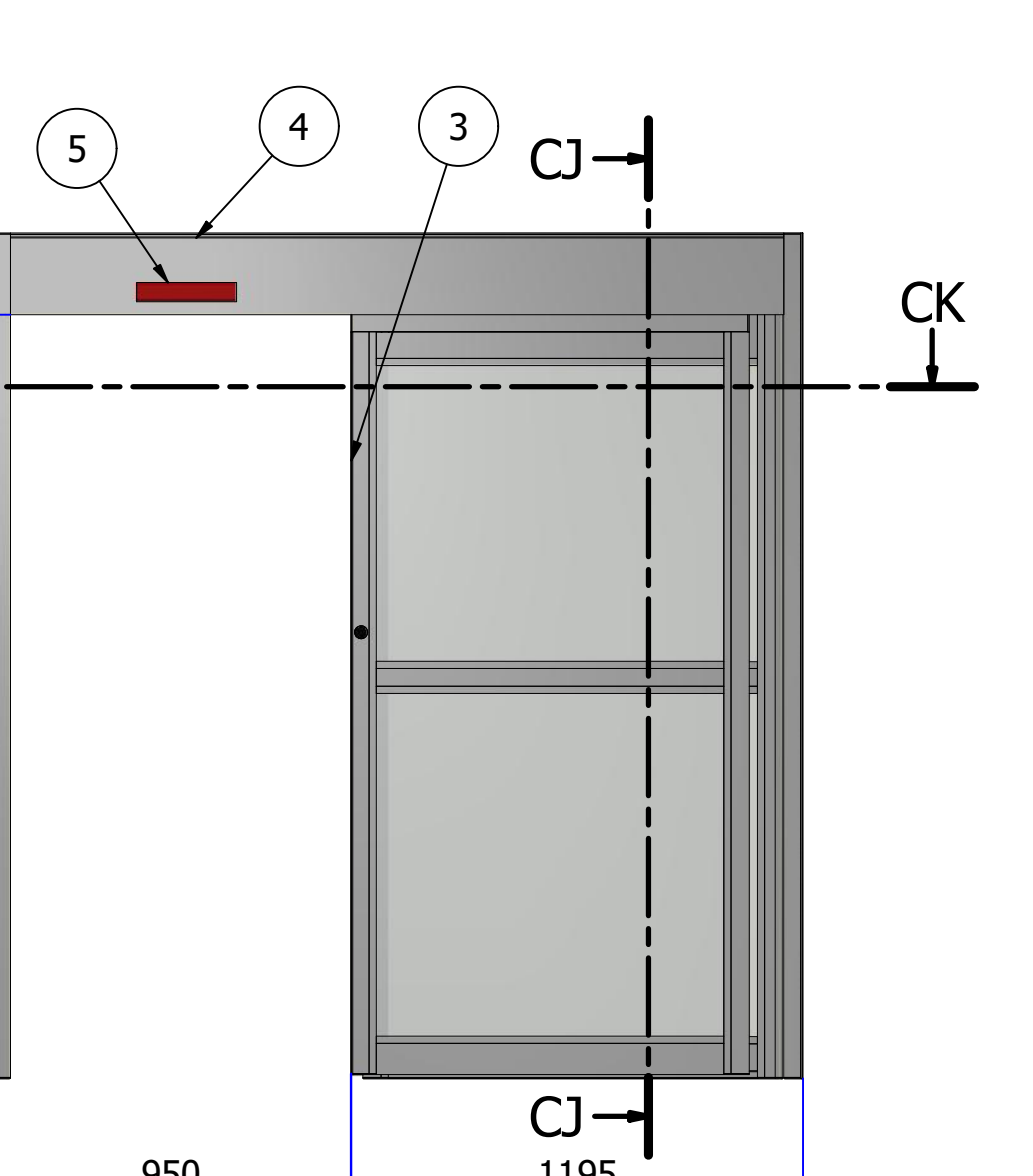
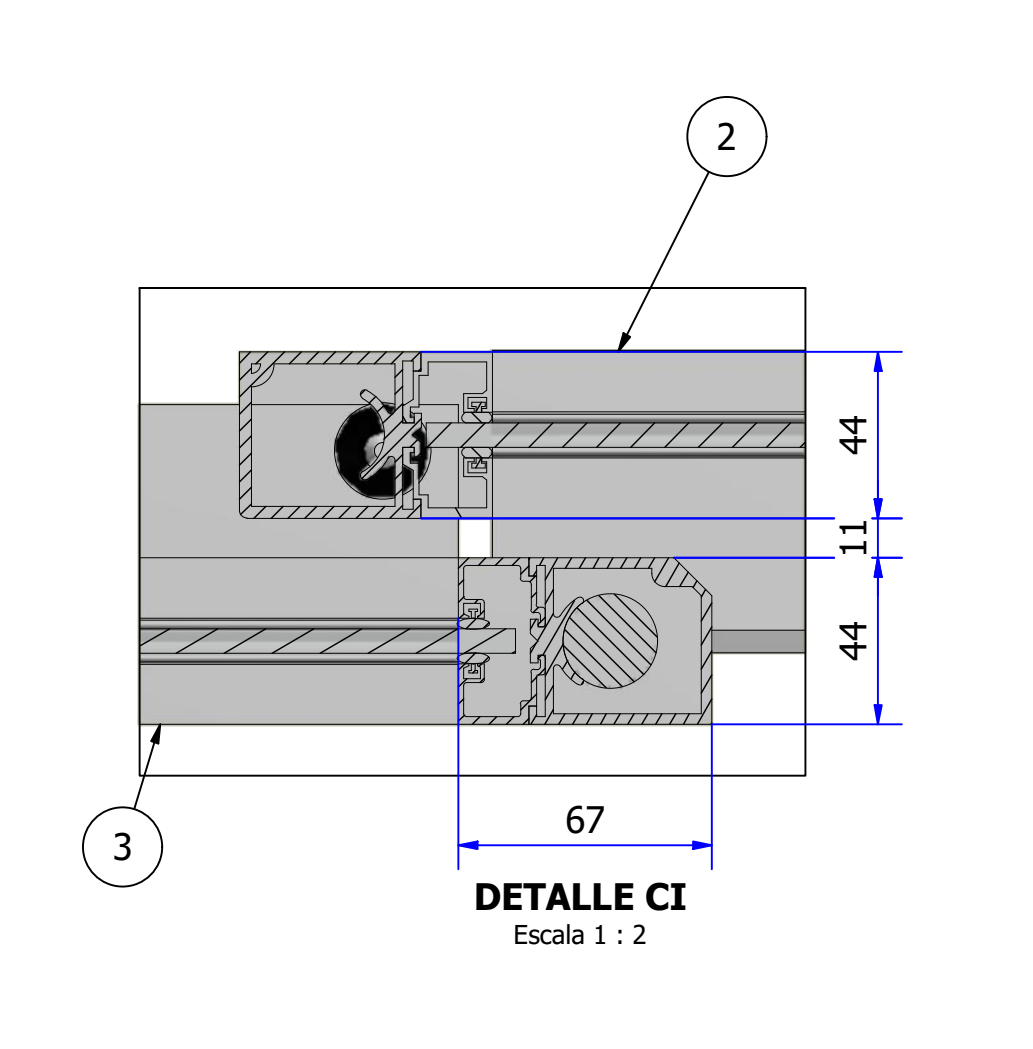
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

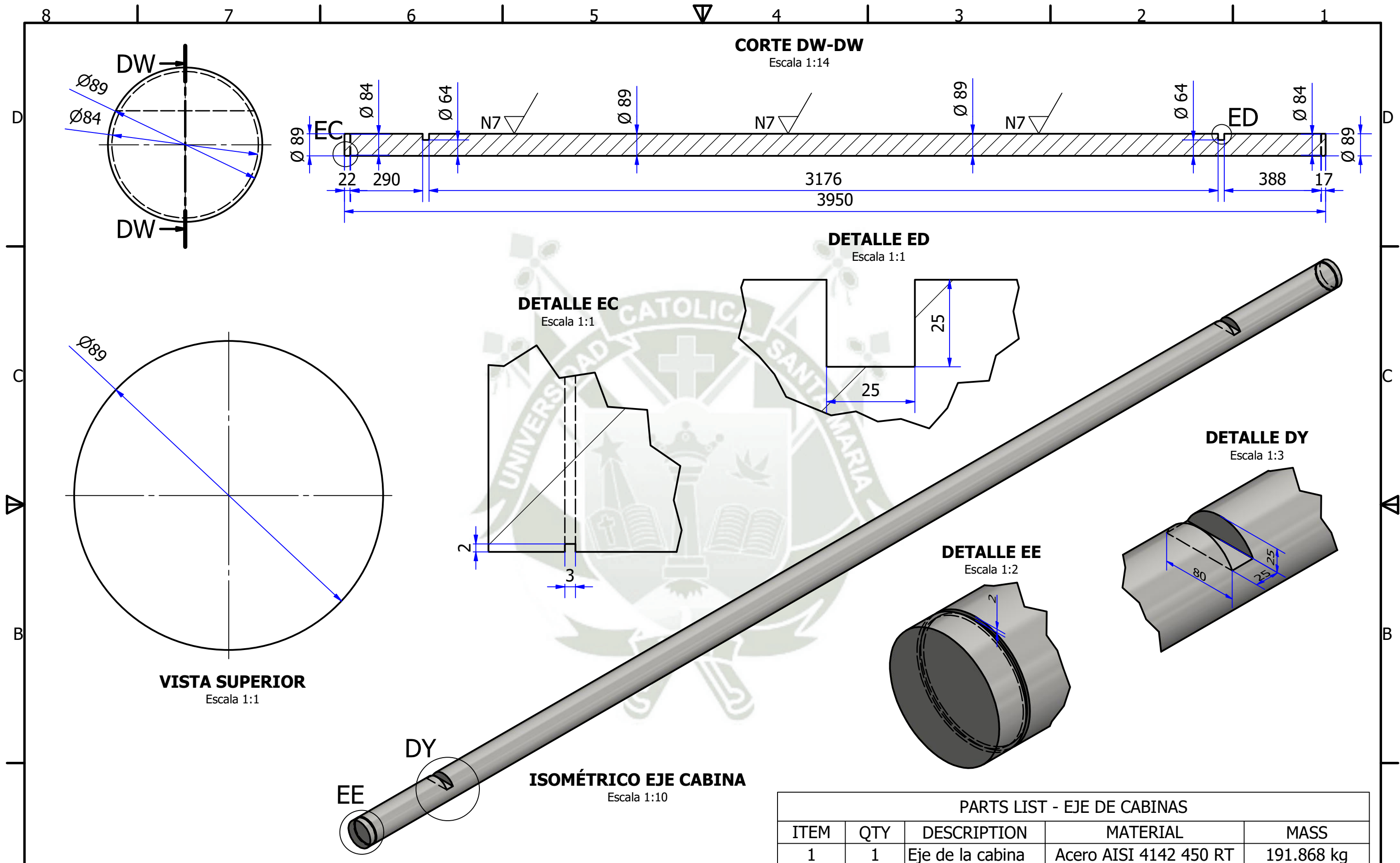
Material: Acero AISI 1050
Cantidad: 2 und
Esfuerzo de fluencia (Fy): 49.5 ksi
Esfuerzo máxima de tensión (Fu): 90 ksi
Pintura: Ninguna

Nota:

1. Todas las unidades se encuentran en milímetros a menos que se indique otra unidad de medida.

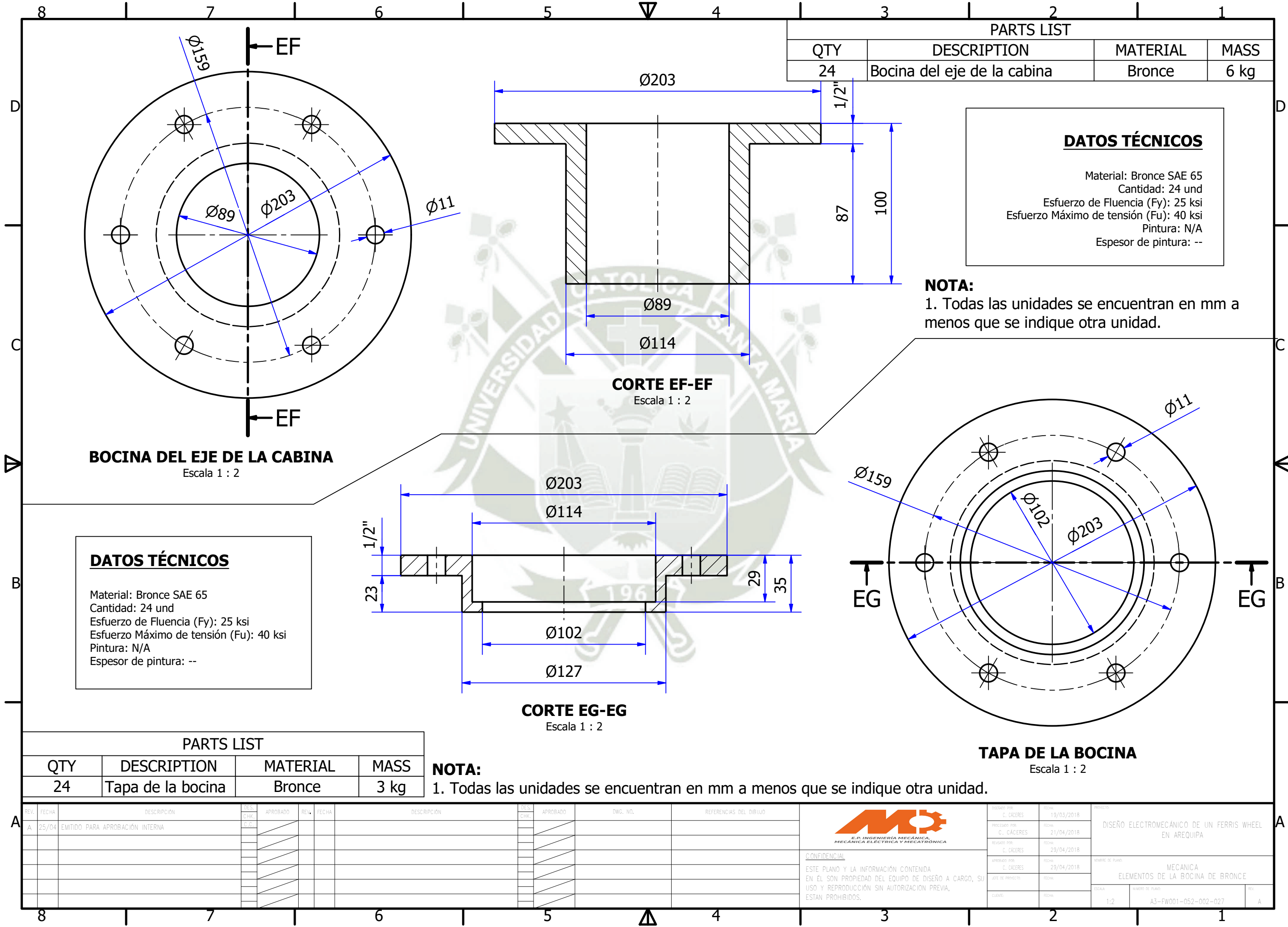
REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. D.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DISEÑO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO:		
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018			
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO:		
													JEFE DE PROYECTO:	FECHA:	MECANICA MANGUITO PARTIDO		
													CUENTE:	FECHA:	ESCALA:	NUMERO DE PLANO:	REV.
															1:1	A3-FW001-052-002-024	A

[illegible]



PARTS LIST - EJE DE CABINAS				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
1	1	Eje de la cabina	Acero AISI 4142 450 RT	191.868 kg

[illegible]



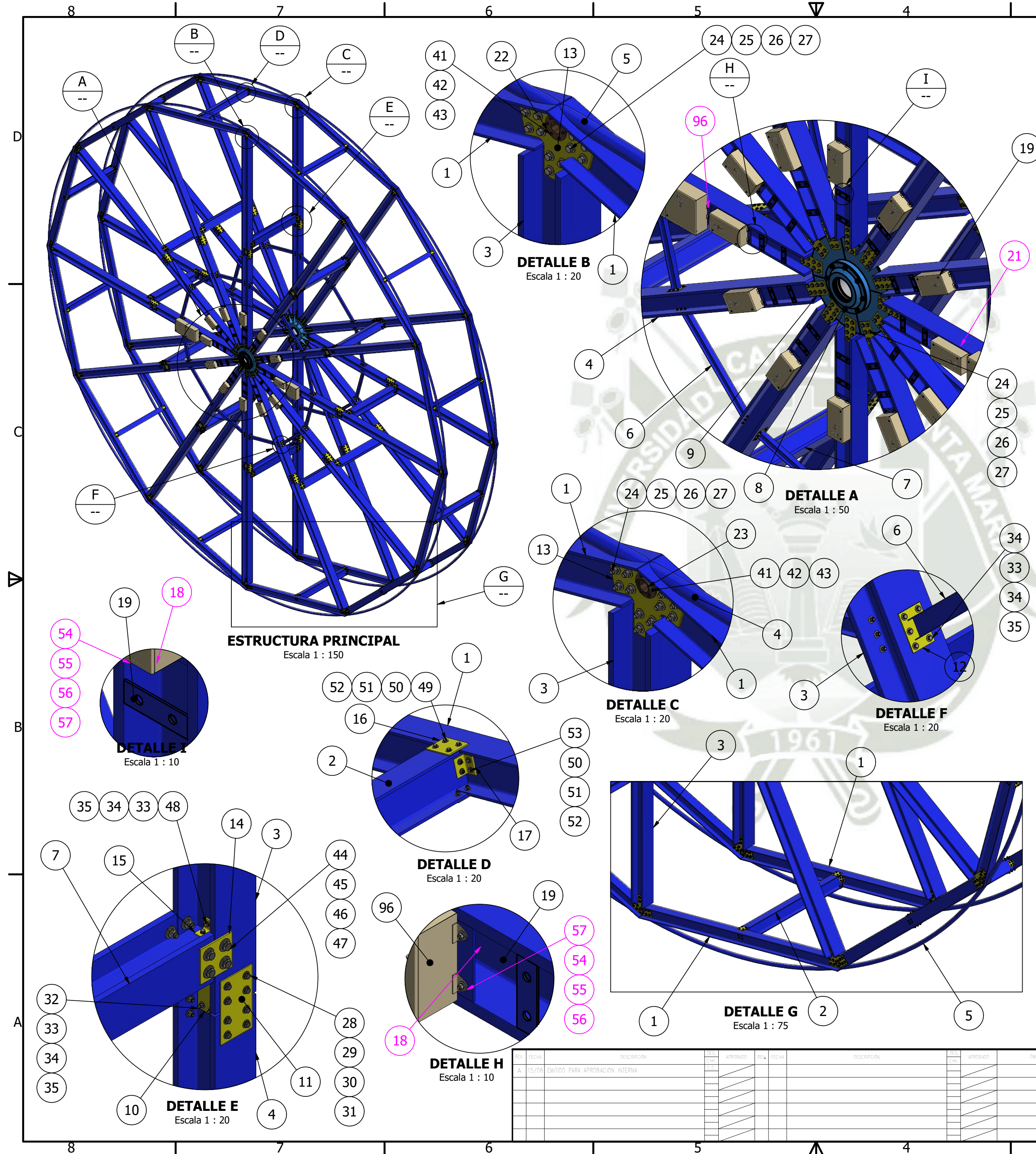
	8	7	6	5	V	4	3	2	1	D							
	DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA PLANOS DE DISEÑO ESTRUCTURA PRINCIPAL										D						
C											C						
	CANTIDAD: 20 UND																
	MATERIAL PRINCIPAL: ACERO ASTM A-36																
V	PLANOS: PLANOS DE DESPIECE, DE DETALLES Y FABRICACIÓN										V						
B	AÑO: 2019										B						
A											A						
	REV.	FECHA	DESCRIPCÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 <u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓCN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓCN SIN AUTORIZACIÓCN PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	
	A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓCN INTERNA	C.C.	/				/					PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 30/06/2018		
					/				/					REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018		
					/				/						APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	SOURCE DE PLANS:
					/				/						JEFE DE PROYECTO	FECHA:	MECANICA CARÁTULA
					/				/						CLIENTE:	FECHA:	LEGENDA:
					/				/								NÚMERO DE PLANS:
	8	7	6	5	Δ	4	3	2	1	A							
														S/E	A3-FW001-052-003-001	A	

[illegible][illegible][illegible][illegible]

DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA PLANOS DE DISEÑO ESTRUCTURA PRINCIPAL																																																																																																																																																																		
CANTIDAD: 20 UND MATERIAL PRINCIPAL: ACERO ASTM A-36 PLANOS: PLANOS DE DESPIECE, DE DETALLES Y FABRICACIÓN AÑO: 2019																																																																																																																																																																		
<table><tr><td>REV.</td><td>FECHA</td><td>DESCRIPCÓN</td><td>D.E.S. CHK.</td><td>APROBADO</td><td>REV.</td><td>FECHA</td><td>DESCRIPCÓN</td><td>D.E.S. CHK.</td><td>APROBADO</td><td>DWG. NO.</td><td>REFERENCIAS DEL DIBUJO</td></tr><tr><td>A</td><td>15/06</td><td>EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA</td><td>C.C.</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>  CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS. <table><tr><td>ELABORADO POR: C. CÁCERES</td><td>FECHA: 29/05/2018</td><td rowspan="3">PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA</td></tr><tr><td>PROCESADO POR: C. CÁCERES</td><td>FECHA: 30/06/2018</td></tr><tr><td>REVISADO POR: C. CÁCERES</td><td>FECHA: 08/07/2018</td></tr><tr><td>APROBADO POR: C. CÁCERES</td><td>FECHA: 08/07/2018</td><td>SOURCE DE PLANS: MECANICA CARÁTULA</td></tr><tr><td>JEFE DE PROYECTO</td><td>FECHA:</td><td></td></tr><tr><td>CLIENTE</td><td>FECHA:</td><td></td></tr></table><table><tr><td>ESCALA: S/E</td><td>NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-001</td><td>REV: A</td></tr></table>												REV.	FECHA	DESCRIPCÓN	D.E.S. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCÓN	D.E.S. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	C.C.																																																																																																																					ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 30/06/2018	REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	SOURCE DE PLANS: MECANICA CARÁTULA	JEFE DE PROYECTO	FECHA:		CLIENTE	FECHA:		ESCALA: S/E	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-001	REV: A
REV.	FECHA	DESCRIPCÓN	D.E.S. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCÓN	D.E.S. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO																																																																																																																																																							
A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	C.C.																																																																																																																																																															
ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA																																																																																																																																																																
PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 30/06/2018																																																																																																																																																																	
REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018																																																																																																																																																																	
APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	SOURCE DE PLANS: MECANICA CARÁTULA																																																																																																																																																																
JEFE DE PROYECTO	FECHA:																																																																																																																																																																	
CLIENTE	FECHA:																																																																																																																																																																	
ESCALA: S/E	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-001	REV: A																																																																																																																																																																

INDICE														
ITEM	N° DE PLANO				DESCRIPCIÓN									
1	A3-FW001-052-003-001				CARATULA									
2	A3-FW001-052-003-002				INDICE									
3	A2-FW001-052-003-003				DETALLES DE ESTRUCTURA PRINCIPAL									
4	A2-FW001-052-003-004				DIMENSIONES GENERALES Y DETALLES DE ESTRUCTURA									
5	A2-FW001-052-003-005				DETALLES DE ESTRUCTURA PRINCIPAL UNIONES									
6	A3-FW001-052-003-006				EST-01: ANILLO EXTERIOR- W 14X82									
7	A3-FW001-052-003-007				EST-02 Y EST-07: UNIÓN#1 Y #2 ENTRE ANILLOS -W14X283									
8	A3-FW001-052-003-008				EST-03 Y EST-04: ESTRUCTURA RADIAL #1 Y #2 - W 14X283									
9	A3-FW001-052-003-009				EST-05 Y EST-06: ESTRUCTURA CIRCULAR Y ANILLO INTERIOR									
10	A3-FW001-052-003-010				PL-01 y PL-05: Unión #1 y #4									
11	A3-FW001-052-003-011				PL-02, PL-03, PL-04 y PL-07									
12	A3-FW001-052-003-012				PL-06, PL-08, L-01 y L-02									
13	A3-FW001-052-003-013				TABLERO SECUNDARIO LED									
14	A3-FW001-052-003-014				TABLERO PRINCIPAL LEDS									
15	A3-FW001-052-003-015				TABLERO DE COMUNICACIONES									
16	A3-FW001-052-003-016				DESPIECE DEL DISCO CENTRAL									
17	A2-FW001-052-003-017				ENSAMBLE Y DIMENSIONES DEL DISCO CENTRAL									
18	A3-FW001-052-003-018				PZA-01: CHUMACERA DEL ANILLO									
19	A3-FW001-052-003-019				PZA-02 Y 03: TAPON DE POLIAMIDA Y TAPA DE CHUMACERA									
20	A3-FW001-052-003-020				PL-09 y PL-10: DISCO Y ATIESADOR									

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	C.C.								PROCESADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 30/06/2018		
											REVISADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 08/07/2018		
											APROBADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 08/07/2018		
											JEFE DE PROYECTO		FECHA:	NOMBRE DEL PLANO: MECANICA INDICE	
											CLIENTE		FECHA:	ESCALA: S/E	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-002



3			2		1	
PARTS LIST						
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS	REFF.	
1	24	EST-01: Anillo exterior	ASTM A36	22'032.1 kg	06	
2	12	EST-02: Unión#1 entre anillos	ASTM A36	52'254.67 kg	07	
3	24	EST-03: Estructura radial #1	ASTM A36	76'374.1 kg	08	
4	24	EST-04: Estructura radial #2	ASTM A36	60'531.1 kg	08	
5	24	EST-05: Estructura circular	ASTM A36	2'840.4 kg	09	
6	24	EST-06: Anillo interior	ASTM A36	919.22 kg	09	
7	12	EST-07: Unión#2 entre anillos	ASTM A36	17435.16 kg	07	
8	2	Disco Central_parte# 1	Varía	1967.5 kg	17	
9	48	PL-01: Unión #1	ASTM A36	828.67 kg	10	
10	48	PL-02: Unión #2_alma	ASTM A36	373.87	11	
11	48	PL-03: Unión #2_ala	ASTM A36	608.34 kg	11	
12	48	PL-04: Unión #3	ASTM A36	228 kg	11	
13	48	PL-05: Unión #4	ASTM A36	1805.1 kg	10	
14	48	PL-06: Union #5_ala	ASTM A36	433.824 kg	12	
15	48	L-01: Unión #5_alma	ASTM A36	109.1 kg	12	
16	48	PL-07: Unión #6_ala	ASTM A36	169.8 kg	11	
17	48	L-02: Unión #6_alma	ASTM A36	103.3 kg	12	
18	28	PL-08: Soporte tableros	ASTM A36	66.19 kg	12	
19	12	Tablero secundario LEDS	Varía	140 kg	14	
20	1	Tablero principal LEDS	Varía	25 kg	15	
21	1	Tablero de Comunicaciones	Varía	20 kg	16	
22	24	Bocina del eje de la cabina	Bronce	138.14 kg	13	
23	24	Tapa de la bocina	Acero ASTM A36	69.6 kg	13	
24	336	Perno Hexagonal Ø1.25"x7" UNC	A325	1.14 kg	--	
25	960	Arandela de presión Ø1.25"	A325	0.08 kg	--	
26	960	Arandela plana Ø1.25"	A325	0.12 kg	--	
27	480	Tuerca de bloqueo Ø1.25" UNC	A325	0.23 kg	--	
28	384	Perno Hexagonal Ø1"x4.5" UNC	A325	0.61 kg	--	
29	768	Arandela de presión Ø1"	A325	0.05 kg	--	
30	768	Arandela plana Ø1"	A325	0.85 kg	--	
31	412	Tuerca de bloqueo Ø1" UNC	A325	0.16 kg	--	
32	480	Perno Hexagonal Ø3/4"x4" UNC	A325	0.3 kg	--	
33	1152	Arandela de presión Ø3/4"	A325	0.02 kg	--	
34	1152	Arandela plana Ø3/4"	A325	0.34 kg	--	
35	576	Tuerca de bloqueo Ø3/4" UNC	A325	0.07 kg	--	
41	288	Perno cabeza Allen Ø3/8"x1.25" UNC	Gr 8	0.027 kg	--	
42	288	Arandela de presión Ø3/8"	Gr 8	0.003 kg	--	
43	288	Arandela plana Ø3/8"	Gr 8	0.005 kg	--	
44	192	Perno Hexagonal Ø1.5"x6" UNC	A325	1.9 kg	--	
45	384	Arandela de presión Ø1.5"	A325	0.13 kg	--	
46	384	Arandela plana Ø1.5"	A325	0.34 kg	--	
47	192	Tuerca de bloqueo Ø1.5" UNC	A325	0.52 kg	--	
48	96	Perno Hexagonal Ø3/4"x3.5" UNC	A325	0.27 kg	--	
49	240	Perno Hexagonal Ø5/8"x2.75" UNC	A325	0.15 kg	--	
50	672	Arandela de presión Ø5/8"	A325	0.013 kg	--	
51	672	Arandela plana Ø5/8"	A325	0.035 kg	--	
52	336	Tuerca de bloqueo Ø5/8" UNC	A325	0.043 kg	--	
53	96	Perno Hexagonal Ø5/8"x2.5" UNC	A325	0.14 kg	--	
54	52	Perno Hexagonal Ø1/2"x1.5" UNC	A325	0.058 kg	--	
55	52	Arandela de presión Ø1/2"	A325	0.006 kg	--	
56	112	Arandela plana Ø1/2"	A325	0.017 kg	--	
57	56	Tuerca de bloqueo Ø1/2" UNC	A325	0.02 kg	--	

[illegible]

Technical drawing of the EST-01: Anillo exterior (External Ring). The drawing shows two views: a top view and a side view.

Top View:

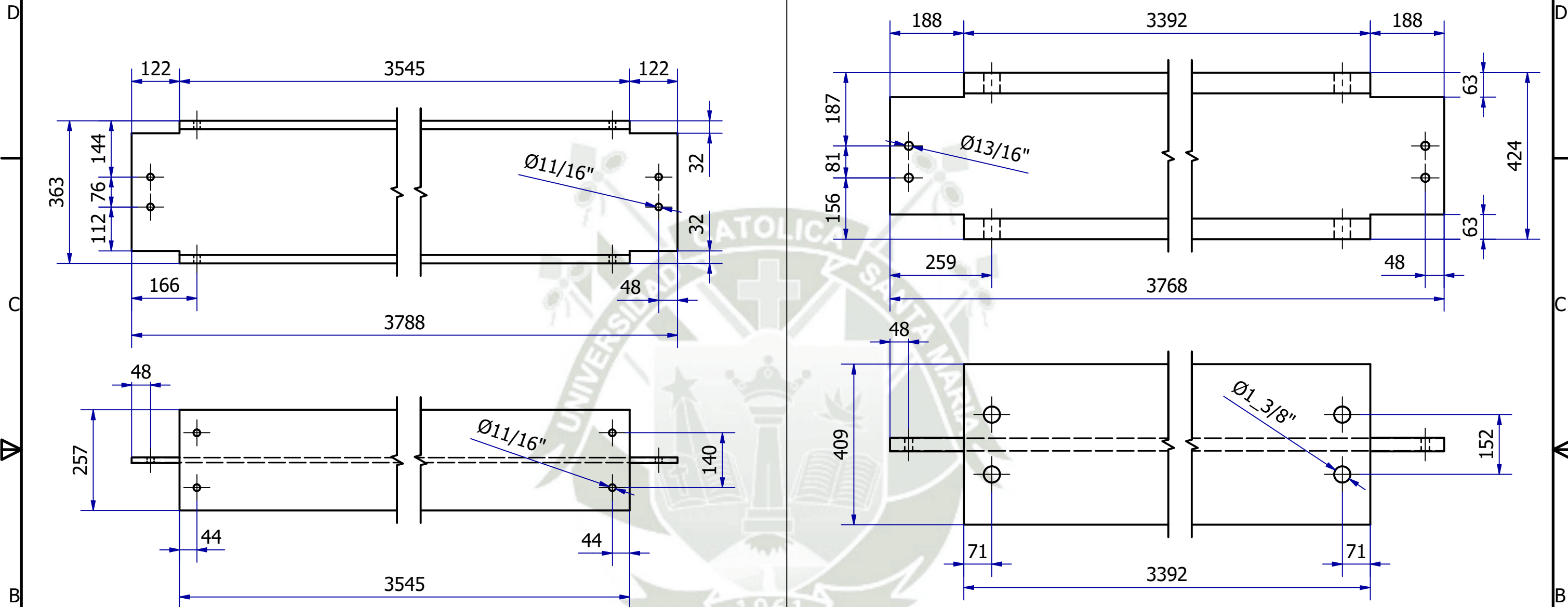
- Total length: 7754
- Left end section: length 54, radius R57, diameter 183.
- Inner section: length 127, diameter 144.
- Central section: length 140, diameter 144.
- Right end section: length 116, diameter 118.
- Holes: 8 holes of diameter 35 (Ø35 (X8)) and 4 holes of diameter 11/16 inch (Ø11/16" (X4)).

Side View:

- Total length: 7754
- Left end section: length 3807, height 44.
- Central section: length 140, diameter 144.
- Right end section: length 3807, height 44.
- Holes: 2 holes of diameter 11/16 inch (Ø11/16" (X2)).

A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	A
	A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 30/06/2018		
														REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018		
														APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018		
														JEFE DE PROYECTO:	FECHA:		
														CLIENTE:	FECHA:		
												<u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	FUENTE DE PLANO: MECANICA EST-01: ANILLO EXTERIOR- W 14X82		ESCALA: 1:50	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-006	REV. A
8		7		6		5		4		3		2		1			

8				1			
QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS	QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS
12	EST-02: Unión#1 entre anillos	W 14x82	438 kg	12	EST-07: Unión#2 entre anillos	W 14x283	1453 kg



EST-02: Unión#1 entre anillos
Escala 1 : 10

EST-07: Unión#2 entre anillos
Escala 1 : 10

DATOS TÉCNICOS

Material: Acero ASTM A-36
Perfil: W14x82
Cantidad: 12 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70MP
Espesor de pintura: 8 mills

NOTA:

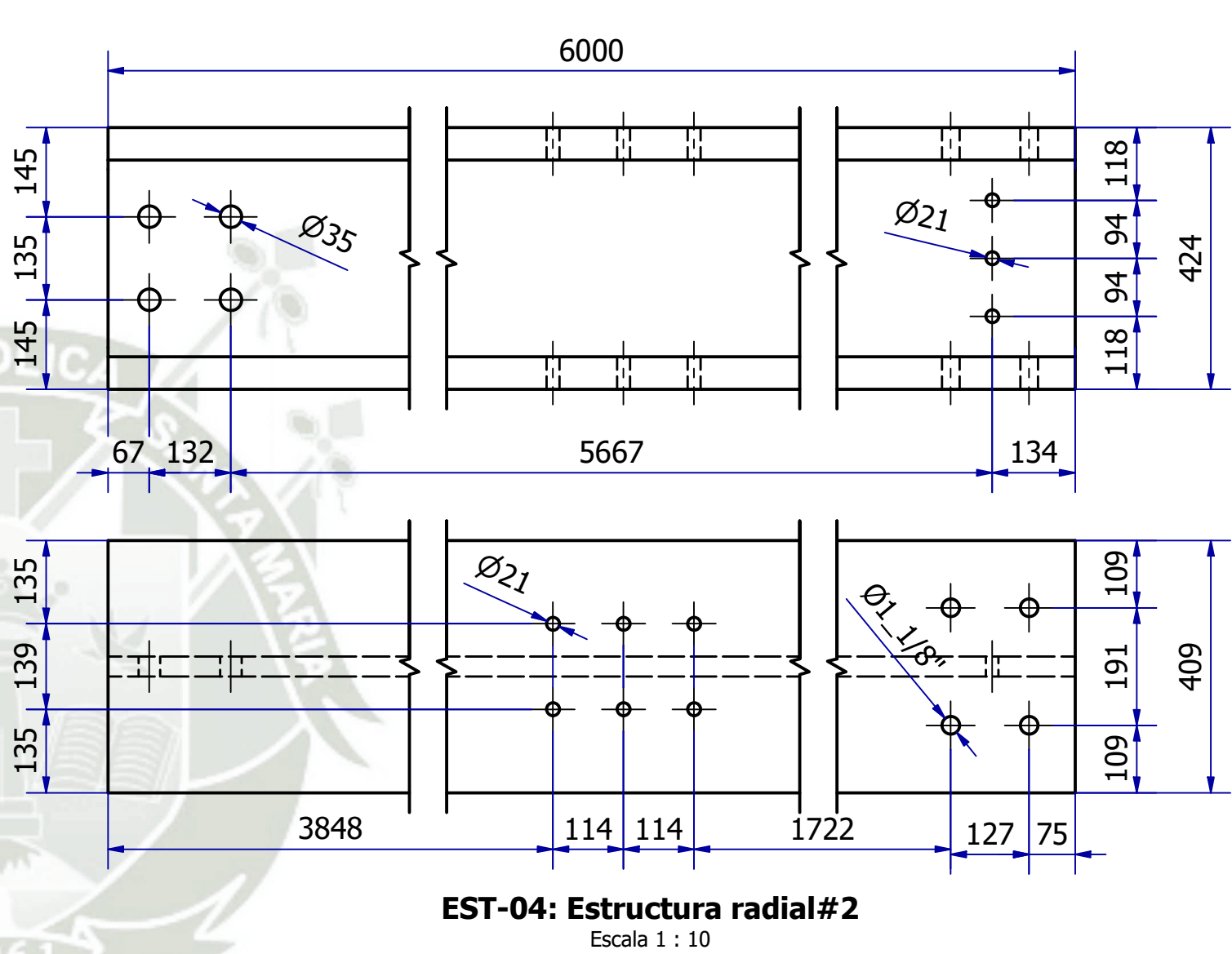
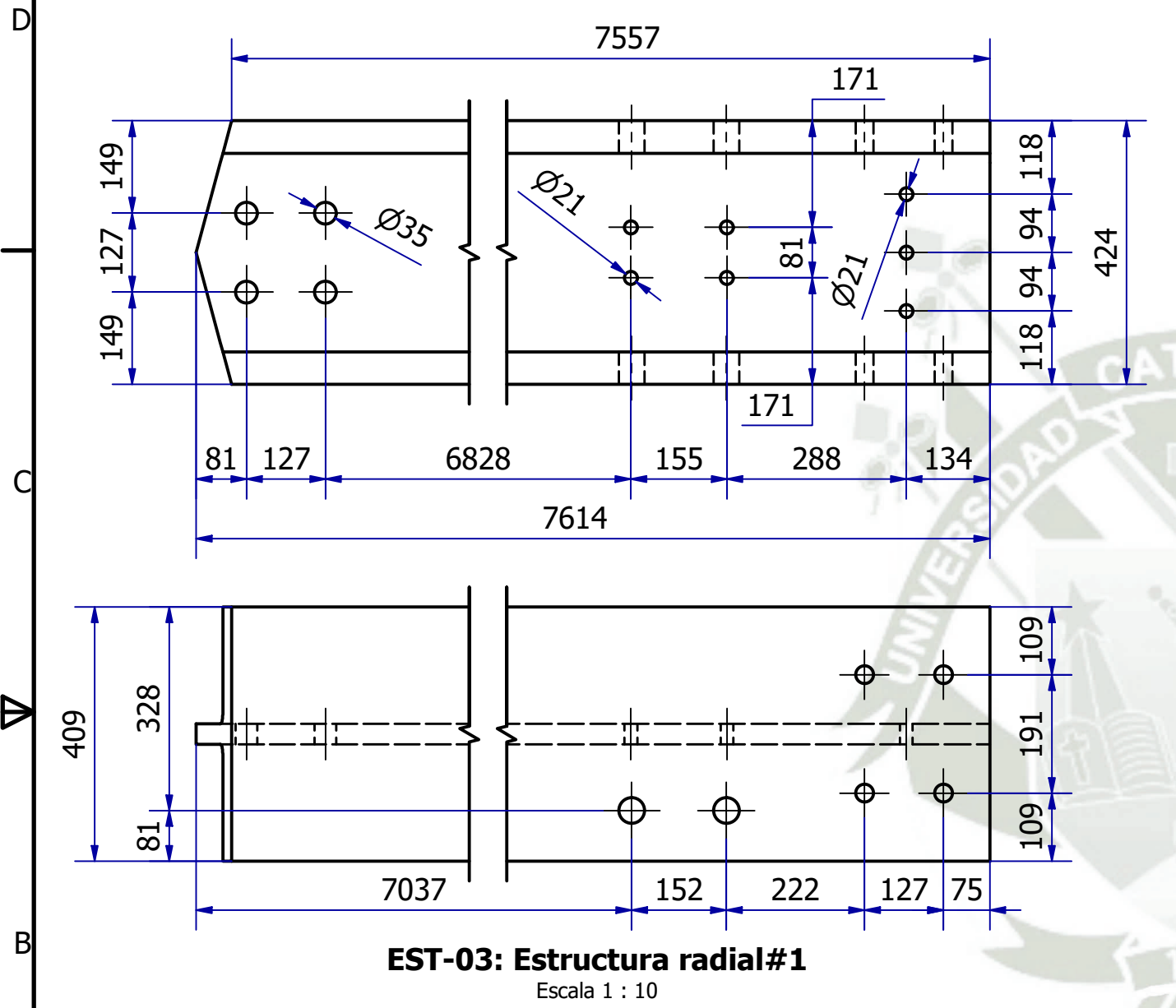
1. Todas las unidades se encuentran en mm a menos que se indique otra unidad.

DATOS TÉCNICOS

Material: Acero ASTM A-36
Perfil: W14x283
Cantidad: 12 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70MP
Espesor de pintura: 8 mills

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	E.P. INGENIERIA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA				PROYECTO	FECHA	PROYECTO	FECHA	PROYECTO	FECHA
A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA										CONFIDENCIAL				DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	29/05/2018	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	30/06/2018	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	08/07/2018
												ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.				MECANICA	08/07/2018	MECANICA	08/07/2018	MECANICA	08/07/2018
												A3-FW001-052-003-007				EST-02 Y EST-07: UNIÓN#1 Y #2 ANILLOS -W14X283	1:10	EST-02 Y EST-07: UNIÓN#1 Y #2 ANILLOS -W14X283	1:10	EST-02 Y EST-07: UNIÓN#1 Y #2 ANILLOS -W14X283	1:10

8				1			
QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS	QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS
24	EST-03: Estructura radial#2	W 14x283	3182 kg	24	EST-04: Estructura radial#2	W 14x283	2522 kg



DATOS TÉCNICOS

Material: Acero ASTM A-36
Perfil: W14x283
Cantidad: 24 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70MP
Espesor de pintura: 8 mills

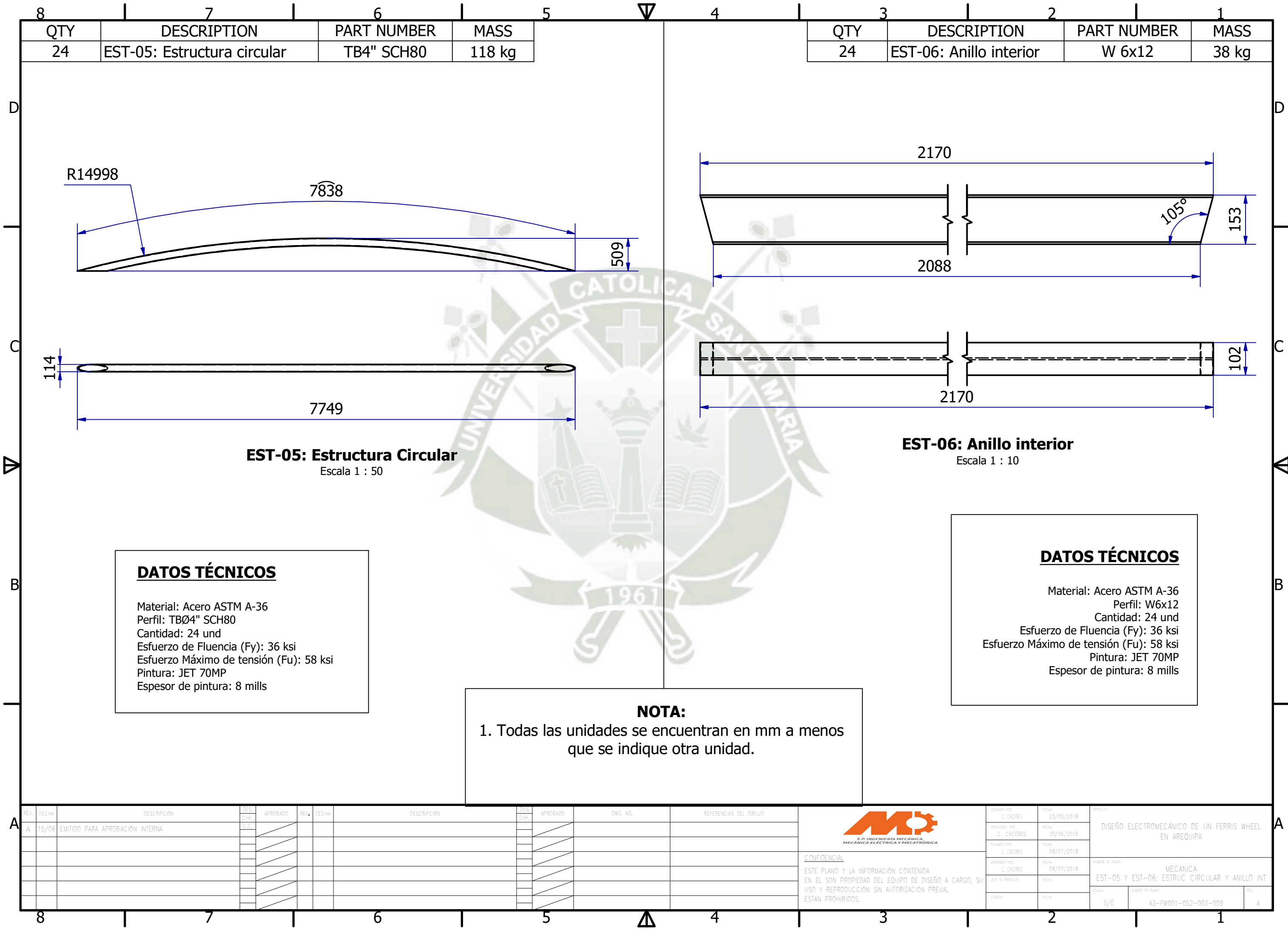
NOTA:

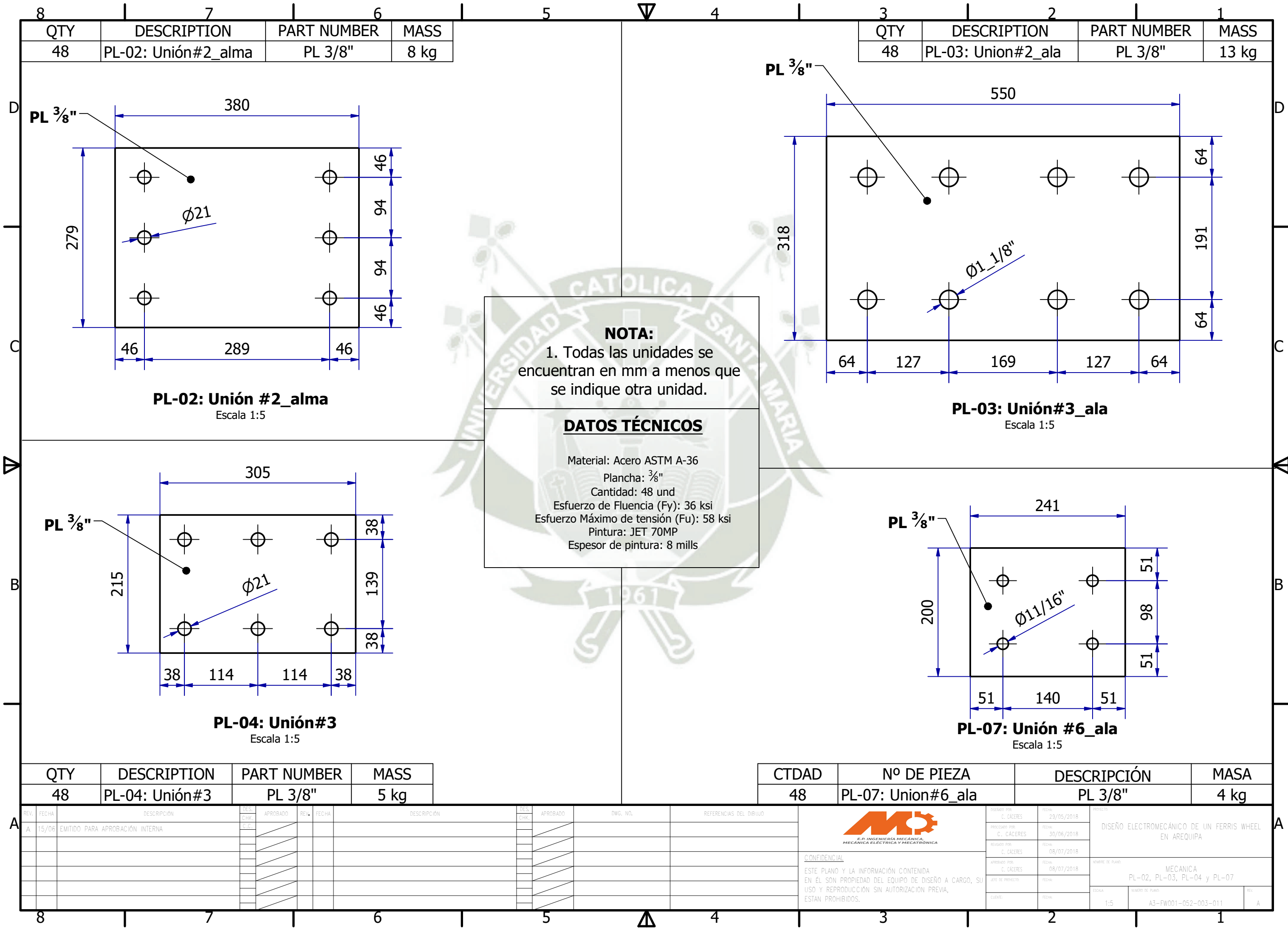
1. Todas las unidades se encuentran en mm a menos que se indique otra unidad.
2. Las modificaciones se realizan en base al perfil W14x283 lb/ft.

DATOS TÉCNICOS

Material: Acero ASTM A-36
Perfil: W14x283
Cantidad: 24 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70MP
Espesor de pintura: 8 mills

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	CONFIDENCIAL	ESTADO DEL DISEÑO	FECHA	PROYECTO	ESCALA	NUMERO DE PLANO	REV.
A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.					



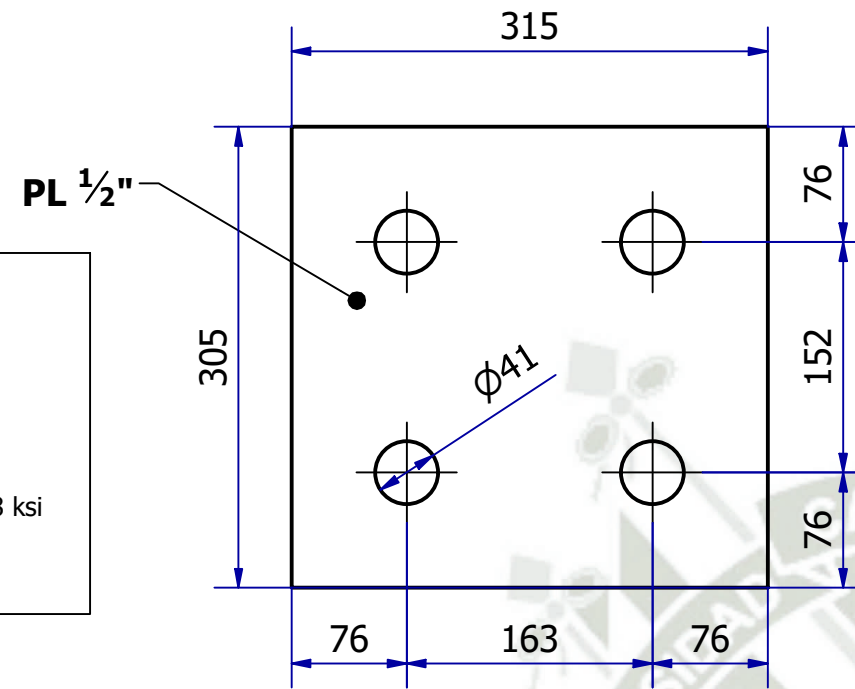


8	7	6	
QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS
48	PL-06: Unión#5_ala	PL 1/2"	9 kg

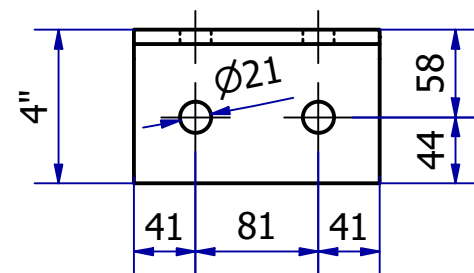
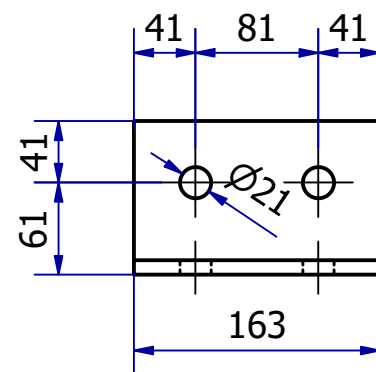
	3	2	1
QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS
28	PL-08: Soporte de tableros	PL 3/8"	2 kg

DATOS TÉCNICOS

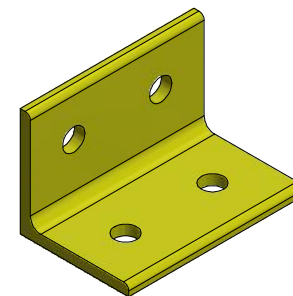
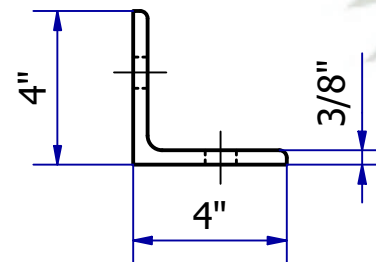
Material: Acero ASTM A-36
 Plancha: 1/2"
 Cantidad: 48 und
 Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
 Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
 Pintura: JET 70MP
 Espesor de pintura: 8 mills



PL-06: Unión #5_ala
Escala 1:5



L-01: Unión #5_alma
Escala 1 : 5

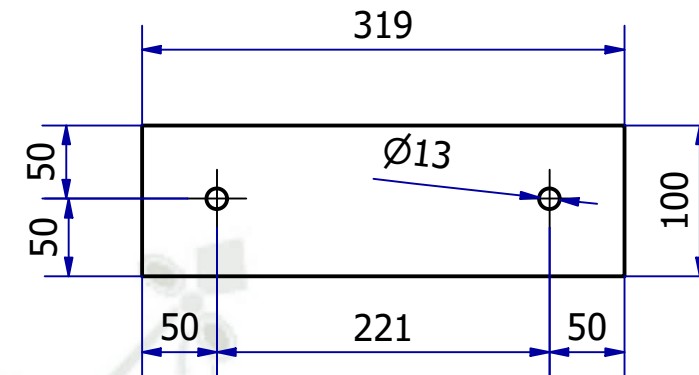


DATOS TÉCNICOS

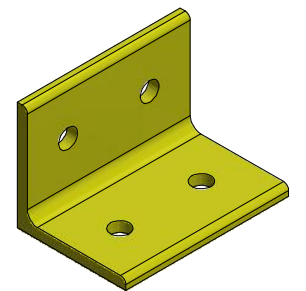
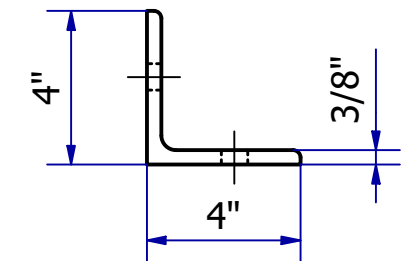
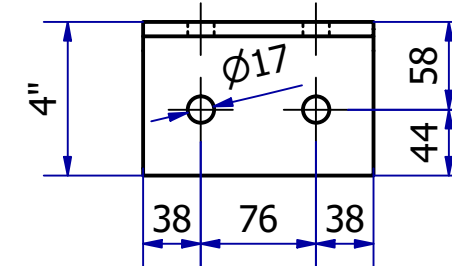
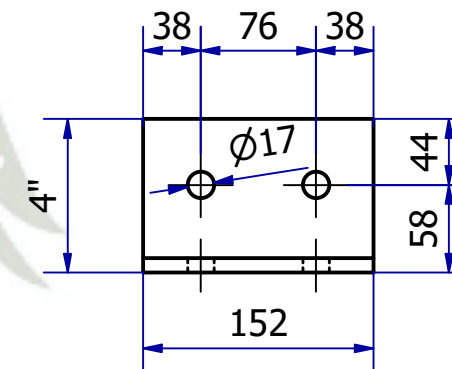
Material: Acero ASTM A-36
 Perfil: L 4" x 4" x $\frac{3}{8}$ "
 Cantidad: 48 und
 Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
 Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
 Pintura: JET 70MP
 Espesor de pintura: 8 mills

NOTA:

1. Todas las unidades se encuentran en mm a menos que se indique otra unidad.



PL-08: Soporte tableros
Escala 1 : 5

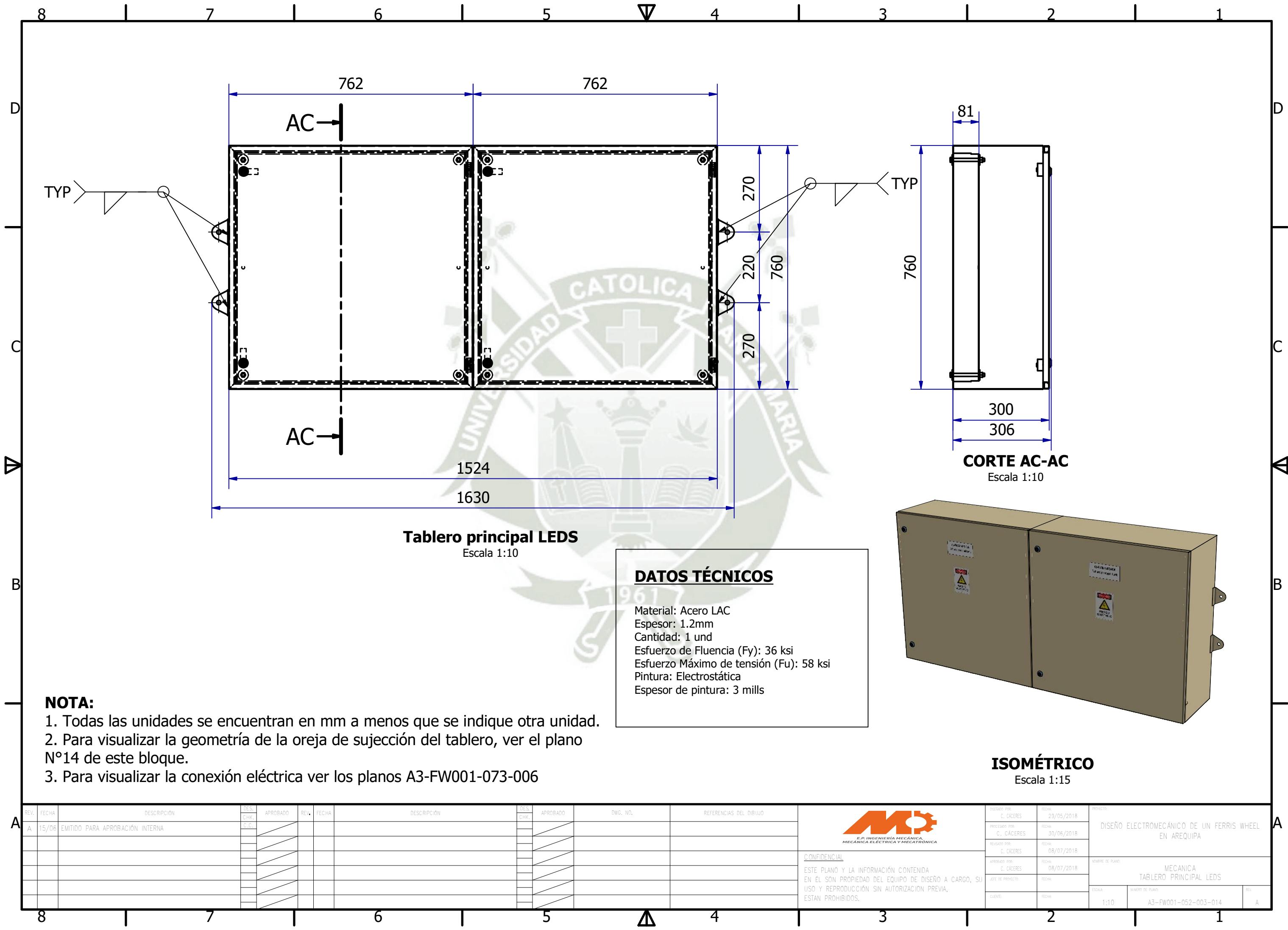


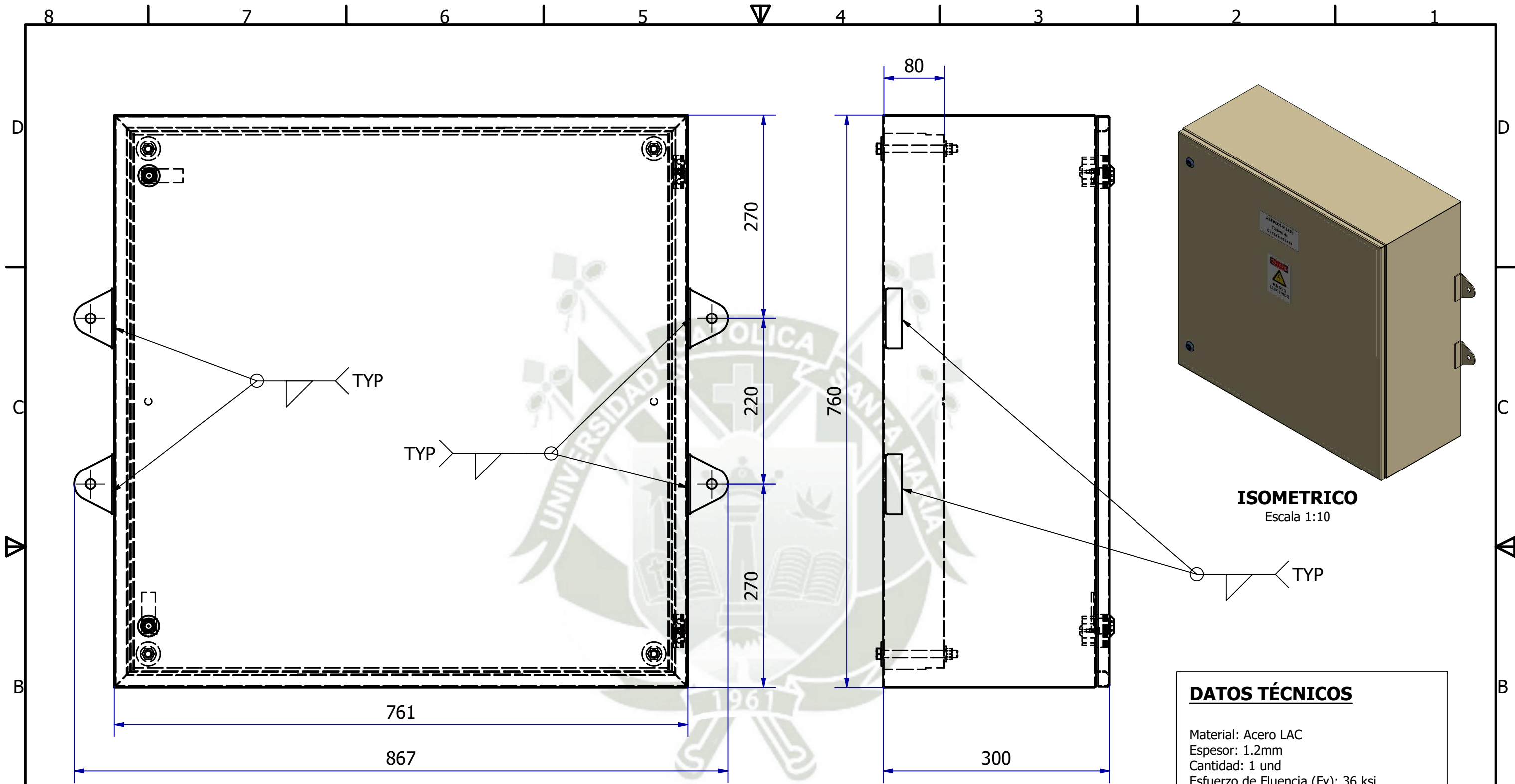
L-02- Unión#6_alma
Escala 1 : 5

QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS
48	L-01: Unión #5 alma	L 4" x 4" x 3/8"	2 kg

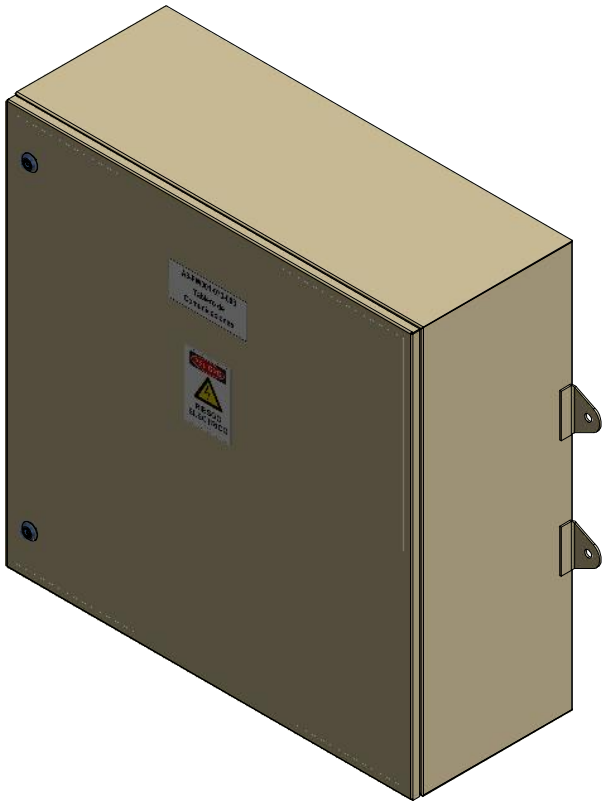
QTY	DESCRIPTION	PART NUMBER	MASS
48	L-02: Unión #6 alma	L 4" x 4" x 3/8"	2 kg

[illegible]





TABLERO DE COMUNICACIONES
Escala 1:5



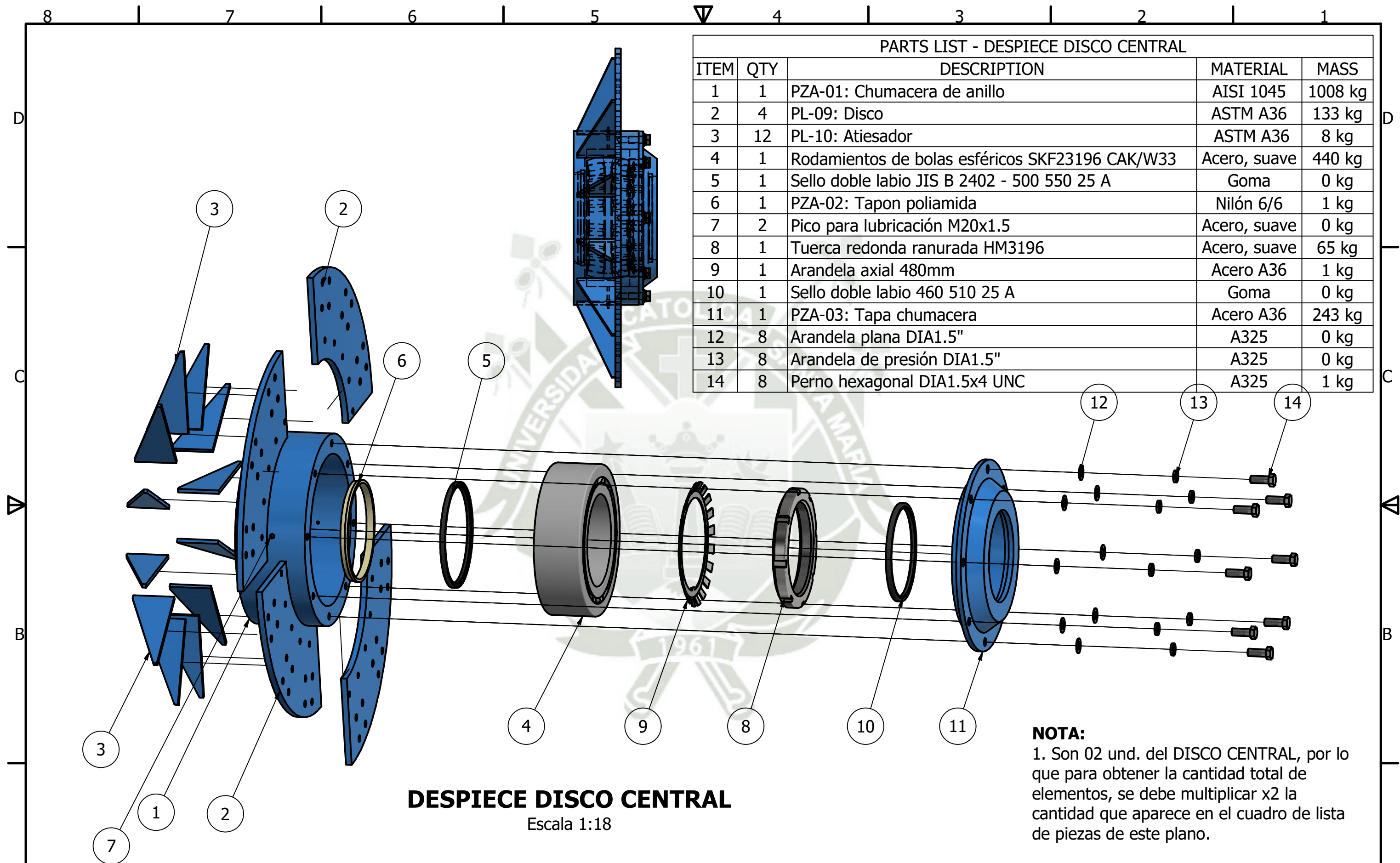
ISOMETRICO
Escala 1:10

DATOS TÉCNICOS

Material: Acero LAC
Espesor: 1.2mm
Cantidad: 1 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: Electrostática
Espesor de pintura: 3 mills

- NOTA:**
1. Todas las unidades se encuentran en mm a menos que se indique otra unidad.
 2. Para visualizar la geometría de la oreja de sujeción del tablero, ver el plano N°14 de este bloque.
 3. Para visualizar la conexión eléctrica ver los planos A3-FW001-073-003

A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DISEÑADOR CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DISEÑADOR CHK. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA <u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
	PROYECTADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 30/06/2018																
	REVISADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 08/07/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA TABLERO DE COMUNICACIONES															
	APROBADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 08/07/2018																
	JEFE DE PROYECTO:		FECHA:	ESCALA: 1:10		NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-015		REV: A											
	CLIENTE:		FECHA:																
</																			

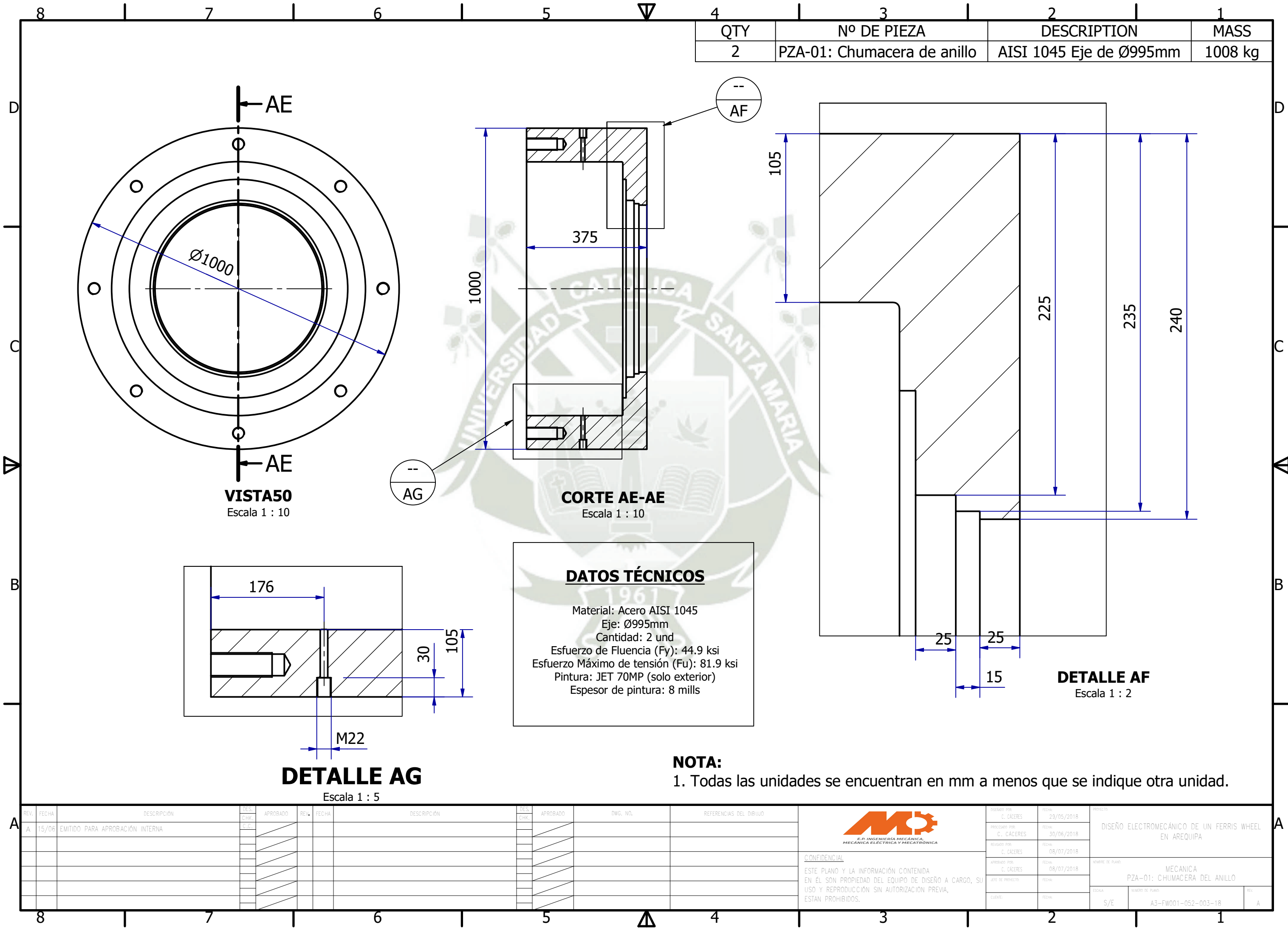


PARTS LIST - DESPIECE DISCO CENTRAL				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
1	1	PZA-01: Chumacera de anillo	AISI 1045	1008 kg
2	4	PL-09: Disco	ASTM A36	133 kg
3	12	PL-10: Atiesador	ASTM A36	8 kg
4	1	Rodamientos de bolas esféricos SKF23196 CAK/W33	Acero, suave	440 kg
5	1	Sello doble labio JIS B 2402 - 500 550 25 A	Goma	0 kg
6	1	PZA-02: Tapon poliamida	Nilón 6/6	1 kg
7	2	Pico para lubricación M20x1.5	Acero, suave	0 kg
8	1	Tuerca redonda ranurada HM3196	Acero, suave	65 kg
9	1	Arandela axial 480mm	Acero A36	1 kg
10	1	Sello doble labio 460 510 25 A	Goma	0 kg
11	1	PZA-03: Tapa chumacera	Acero A36	243 kg
12	8	Arandela plana DIA1.5"	A325	0 kg
13	8	Arandela de presión DIA1.5"	A325	0 kg
14	8	Perno hexagonal DIA1.5x4 UNC	A325	1 kg

NOTA:

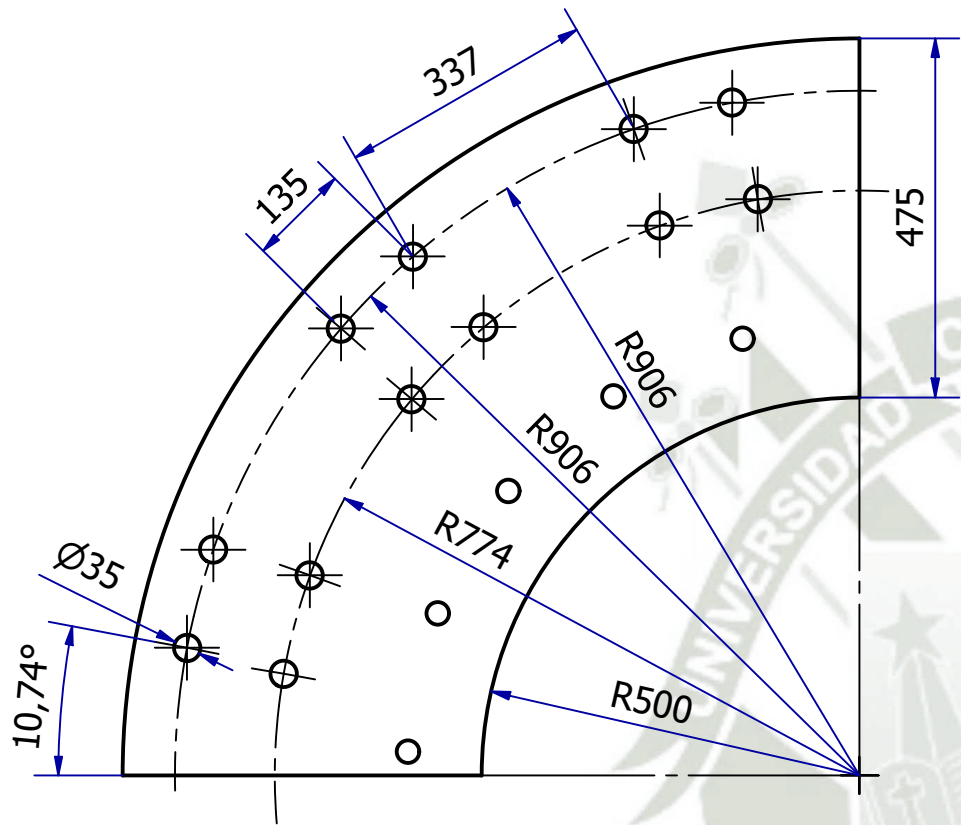
1. Son 02 und. del DISCO CENTRAL, por lo que para obtener la cantidad total de elementos, se debe multiplicar x2 la cantidad que aparece en el cuadro de lista de piezas de este plano.

A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	D.S. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	D.S. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA			
	A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 30/06/2018				
														REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018				
															APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA DESPIECE DISCO CENTRAL		
															JEFE DE PROYECTO:	FECHA:	ESCALA: 1:10	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-16	REV. A
															CLIENTE:	FECHA:			
									</										



QTY	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASS
8	PL-09: Disco	PL 1.25"	133 kg

QTY	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MASS
24	PL-10: Atiesador	PL 3/4"	8 kg



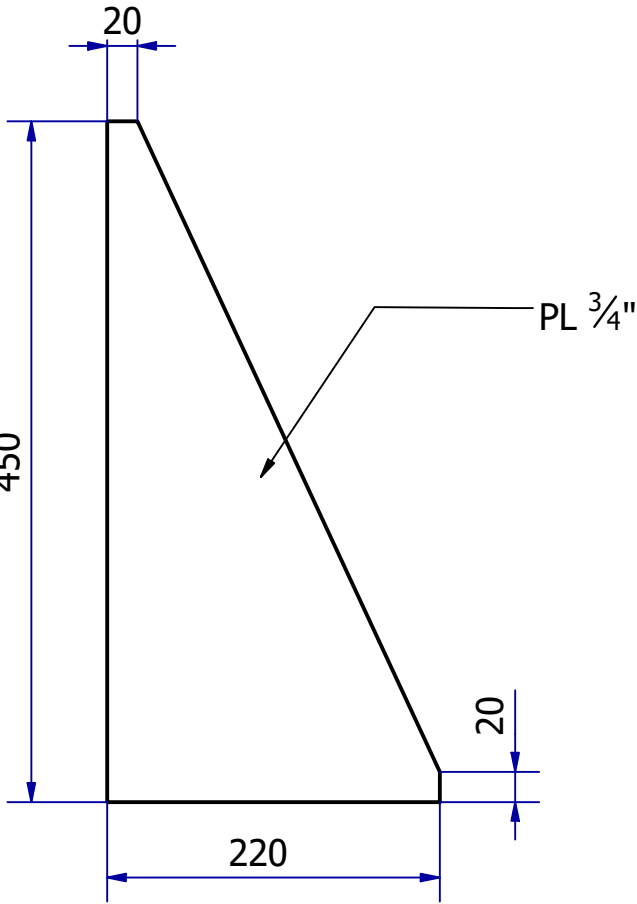
PL-09: Disco
Escala 1:10

DATOS TÉCNICOS

Material: Acero ASTM A-36
Plancha: 1.25"
Cantidad: 8 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70MP
Espesor de pintura: 8 mills

NOTA:

1. Todas las unidades se encuentran en mm a menos que se indique otra unidad.



PL-10: Atiesador
Escala 1 : 5

DATOS TÉCNICOS

Material: Acero ASTM A-36
Plancha: 3/4"
Cantidad: 24 und
Esfuerzo de Fluencia (Fy): 36 ksi
Esfuerzo Máximo de tensión (Fu): 58 ksi
Pintura: JET 70MP
Espesor de pintura: 8 mills

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO
A	15/06	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	E.C.								



CONFIDENCIAL
ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.

PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/05/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 30/06/2018	
REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	
APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 08/07/2018	
Jefe de Proyecto	FECHA:	
CLIENTE:	FECHA:	
S/E	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-003-20	REV. A

DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
PLANOS DISEÑO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

CANTIDAD: 21 UND

MATERIAL PRINCIPAL: ACERO ASTM A-36

PLANOS: PLANOS DE DESPIECE, DE DETALLES Y FABRICACIÓN

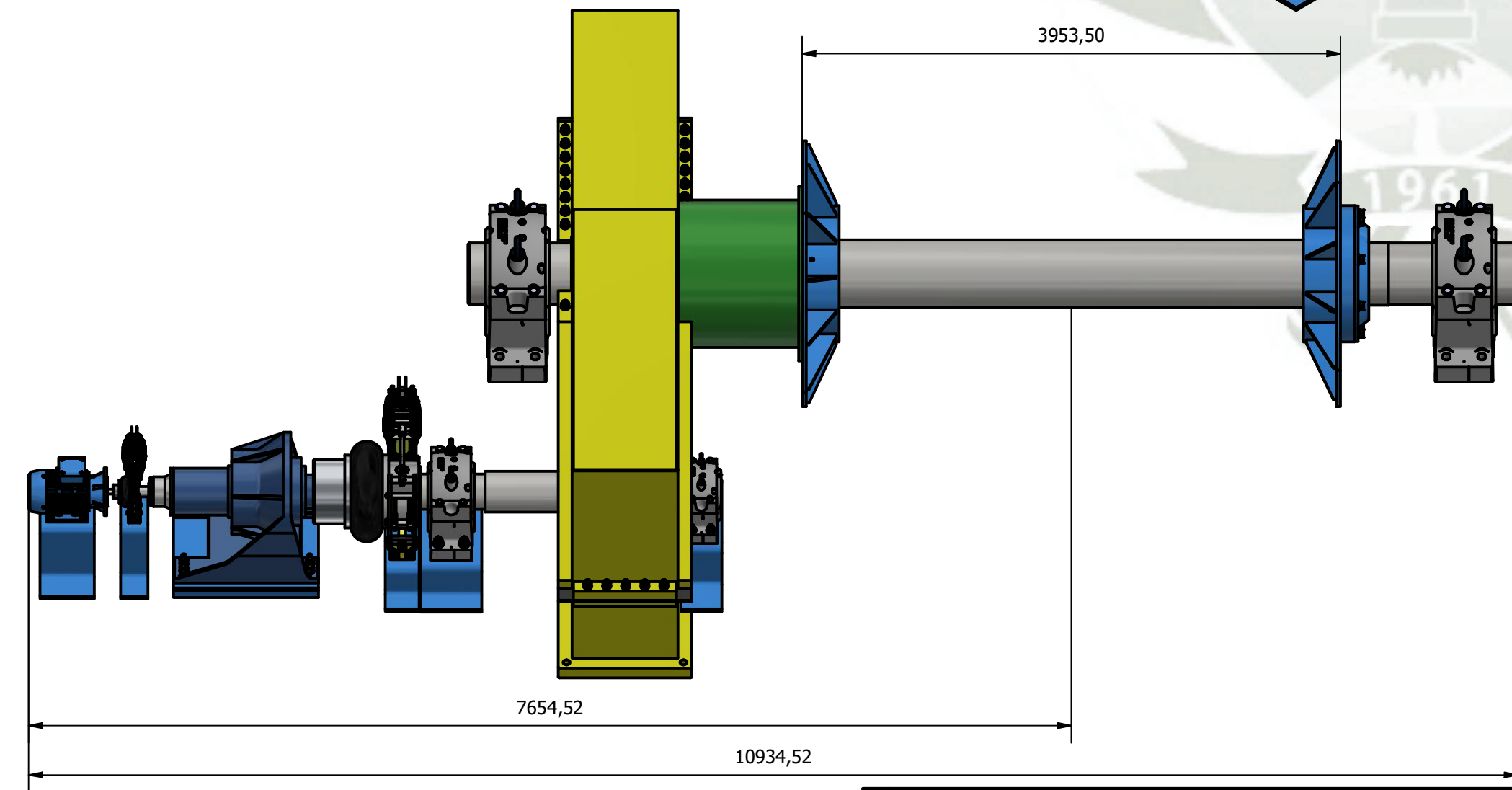
AÑO: 2019

A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. E.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. E.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
	PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018																
	REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA CARATULA															
	APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018																
	JEFE DE PROYECTO:	FECHA:																
	CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:1	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-001	REV. A													

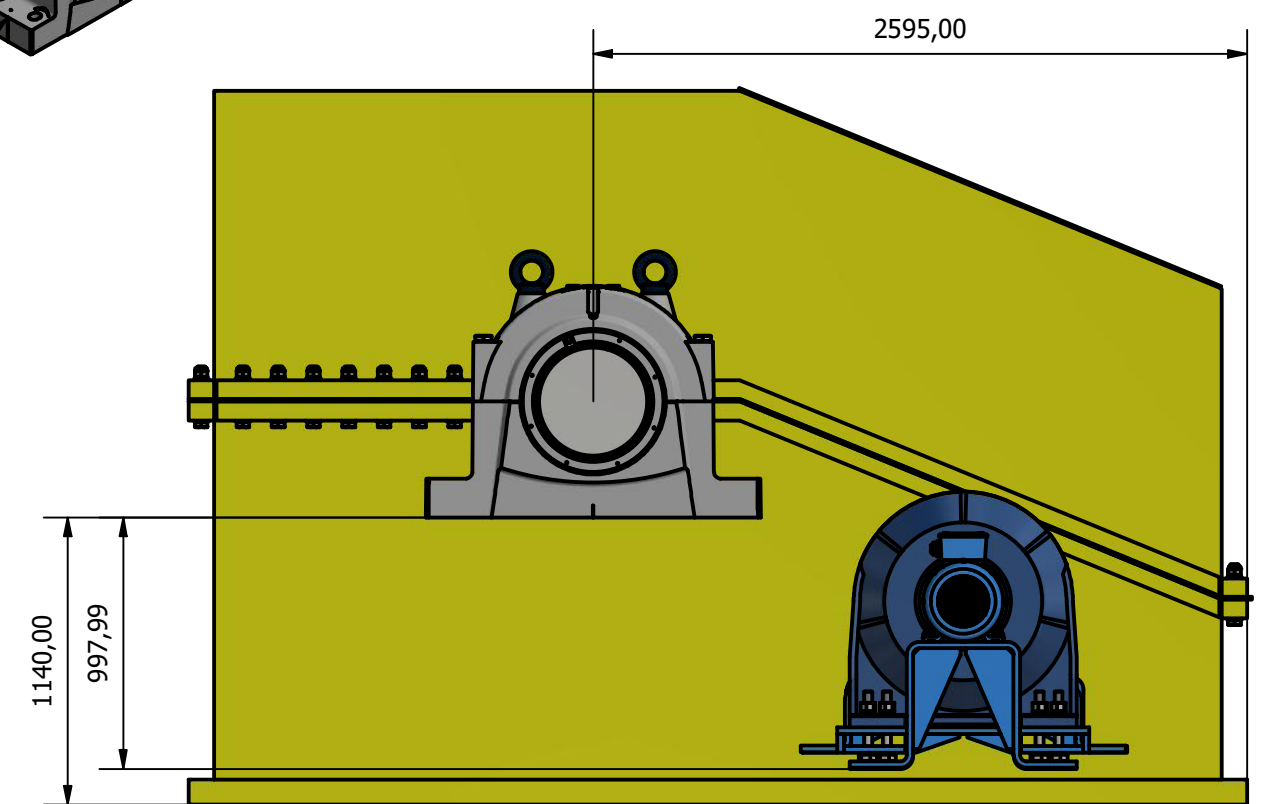
INDICE															
ITEM		N° DE PLANO				DESCRIPCIÓN									
1		A3-FW001-052-004-001				CARATULA									
2		A3-FW001-052-004-002				INDICE									
3		A2-FW001-052-004-003				ENSAMBLE TRANSMISION DE POTENCIA TOTAL									
4		A3-FW001-052-004-004				ENSAMBLE TAMBOR DE POTENCIA / ARMADO									
5		A3-FW001-052-004-005				ENSAMBLE TAMBOR DE POTENCIA / DESPIECE									
6		A3-FW001-052-004-006				ACOPLE TRANSMISION DE POTENCIA TIPO BRIDA									
7		A3-FW001-052-004-007				ENGRANAJE HELICOIDAL 1									
8		A3-FW001-052-004-008				TAPA DE ENGRANAJE 1									
9		A3-FW001-052-004-009				TAPA SECCIÓN									
10		A3-FW001-052-004-010				TOPE ACOPLE DE RODAMIENTO									
11		A3-FW001-052-004-011				EJE CENTRAL PRINCIPAL									
12		A2-FW001-052-004-012				ENSAMBLE TRANSMISION LINEAL CON SOPORTES									
13		A3-FW001-052-004-013				ENSAMBLE MOTOR ACOPLES REDUCTOR									
14		A3-FW001-052-004-014				ENGRANAJE HELICOIDAL 2									
15		A3-FW001-052-004-015				EJE DE TRANSMISION DE ENGRANAJE HELICOIDAL 2									
16		A3-FW001-052-004-016				BASE DE MOTOR Y REDUCTOR									
17		A3-FW001-052-004-017				BASE DE CHUMACERAS SNL3160 Y SNL3144									
18		A3-FW001-052-004-018				FRENOS ELECTROHIDRAULICOS DT200 Y DT500									
19		A3-FW001-052-004-019				ENSAMBLE ENGRANAJES HELICOIDALES CON CAJA DE TRANS.									
20		A3-FW001-052-004-020				ENSAMBLE CAJA DE TRANSMISIÓN									
21		A3-FW001-052-004-021				CAJA DE TRANSMISIÓN									

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA									PROCESADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 21/04/2018			
											REVISADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018			
											APROBADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018			
											JEFE DE PROYECTO		FECHA:	NOMBRE DE PLANO: MECANICA INDICE		
													CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:1	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-002

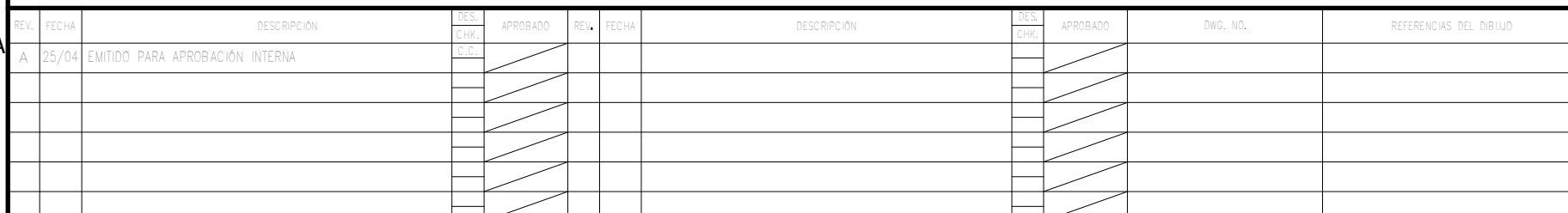
Escala 1:40



Escala 1:30



REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CARGA	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CARGA	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E+ INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	DESIGNO POR: C. CÁCERES FECHA: 19/03/2018	PROYECTO POR: C. CÁCERES FECHA: 21/03/2018	REVISADO POR: C. CÁCERES FECHA: 23/04/2018	APROBADO POR: C. CÁCERES FECHA: 29/04/2018	AUX. DE PROYECTO FECHA:	DISEÑO FECHA:	Escala Escala de planos	1:40 A2-FW001-052-004-003	Rev. A
A	25/04/18	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA			NOMBRE DE PLANO: MECANICA ENSAMBLE DE TRANSMISIÓN POTENCIA TOTAL				



Escala 1:25



Escala 1:30

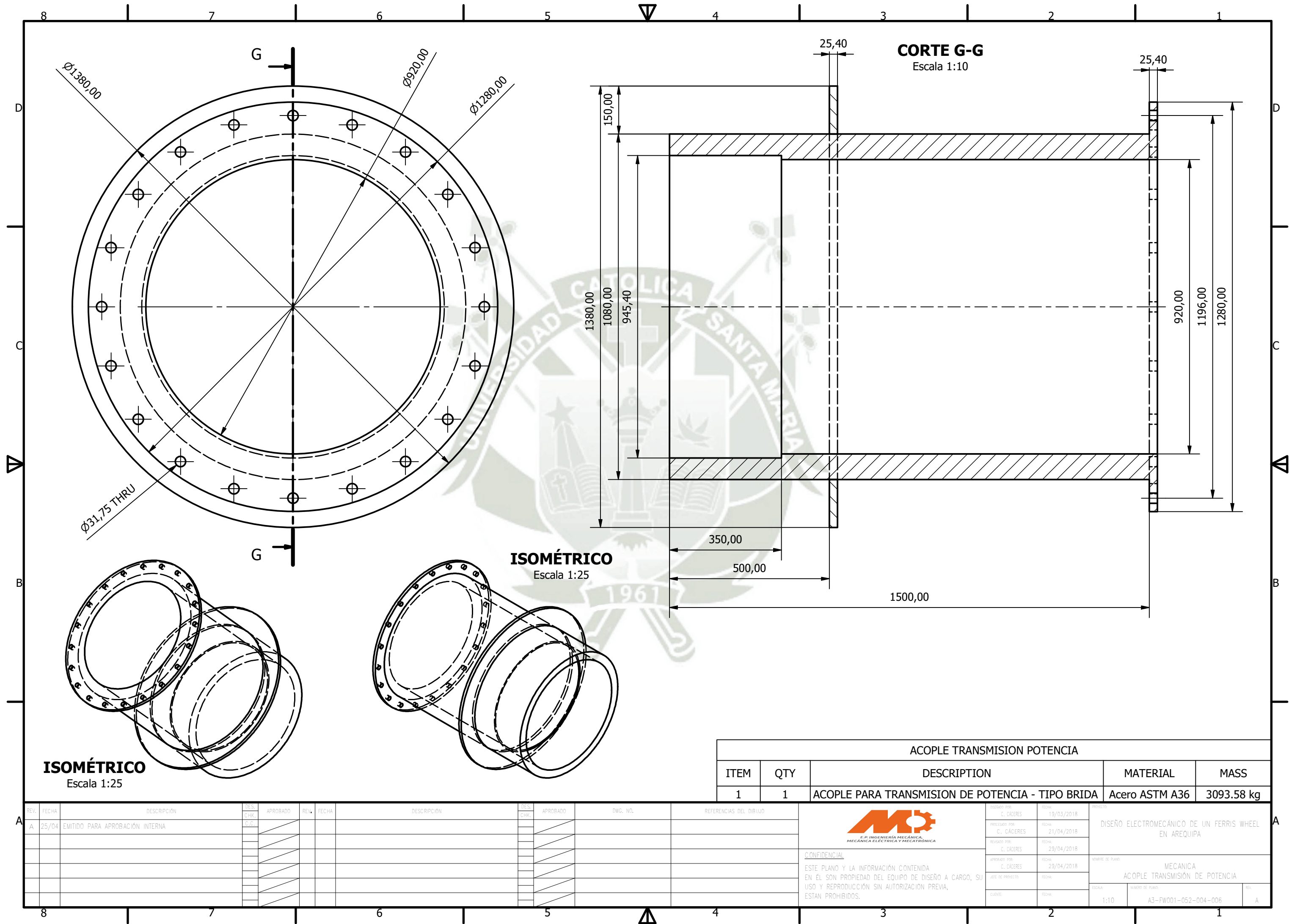
REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DISE. CHK. D.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DISE. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		
			/	/				/	/		

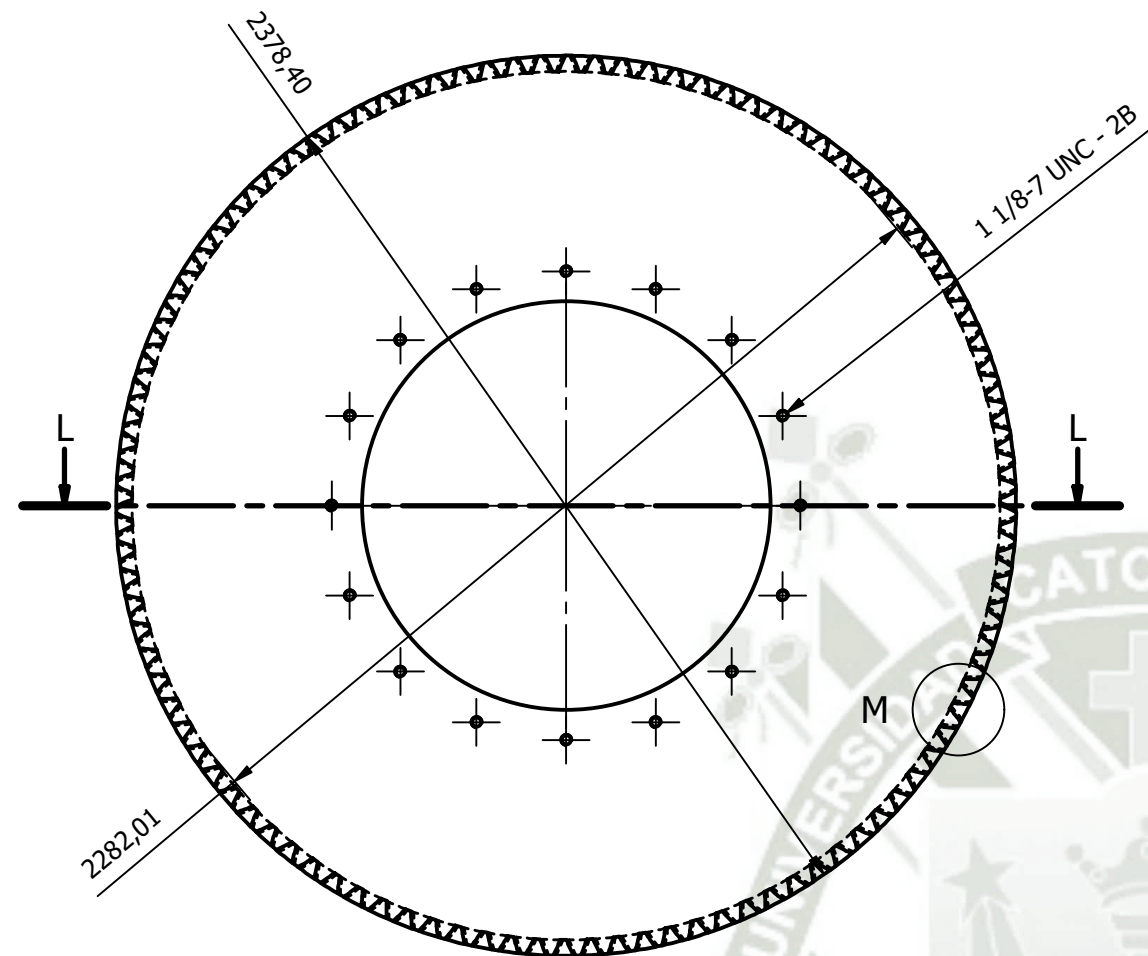
E.P. INGENIERÍA MECÁNICA,
 MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

CONFIDENCIAL

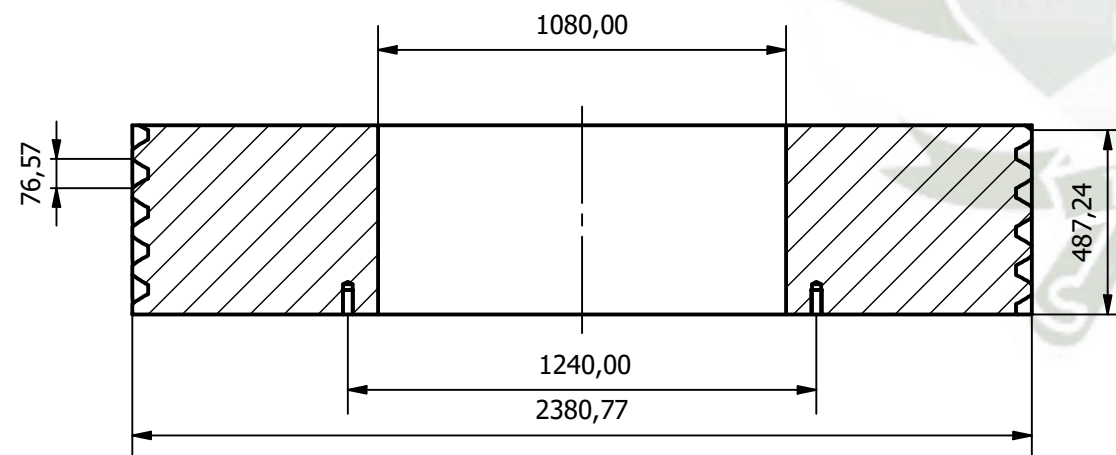
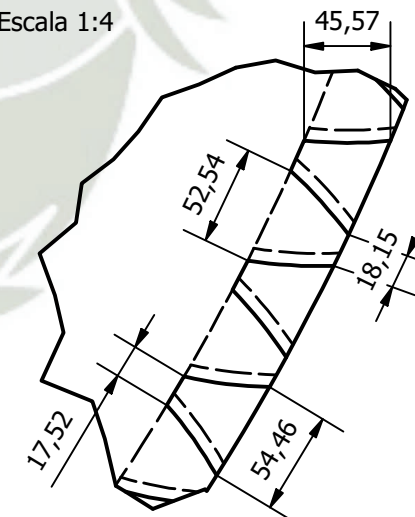
ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.

REVISIÓN POR:	FECHA:	PROYECTO:
C. CÁCERES	19/03/2018	DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
C. CÁCERES	21/04/2018	
C. CÁCERES	29/04/2018	
C. CÁCERES	29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA ENSAMBLE TAMBOR DE POTENCIA / DESPIECE
Jefe de Proyecto:	FECHA:	
CLAVE:	FECHA:	ESCALA: NÚMERO DE PLANO: REV:
		1:25 A3-FW001-052-004-005 A

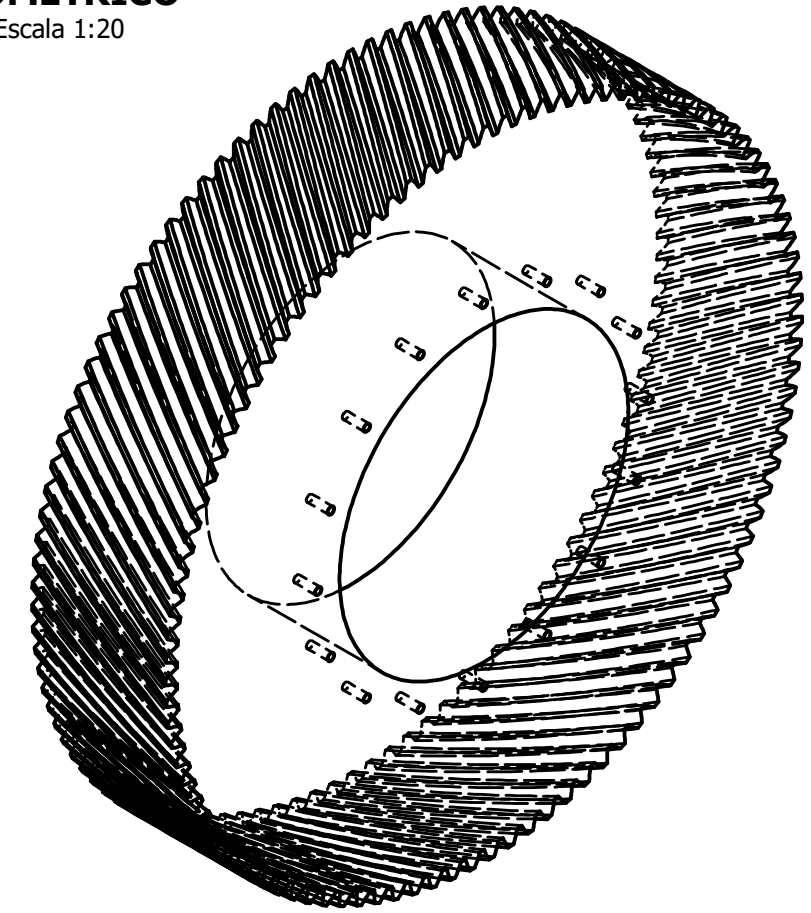




DETALLE M
Escala 1:4



CORTE L-L
Escala 1:20



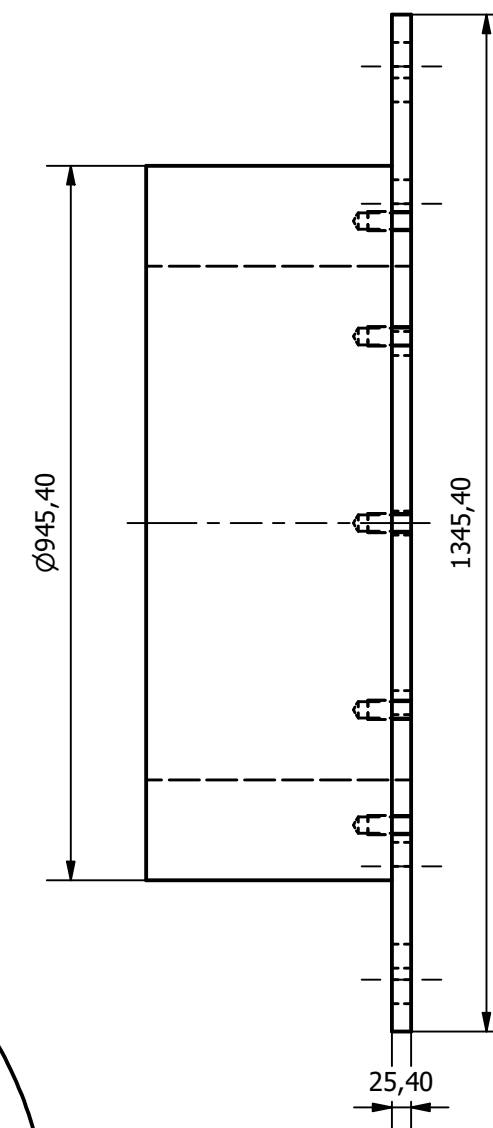
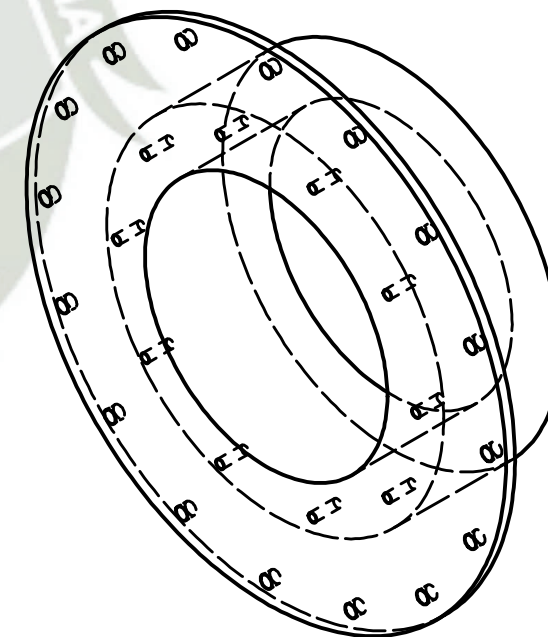
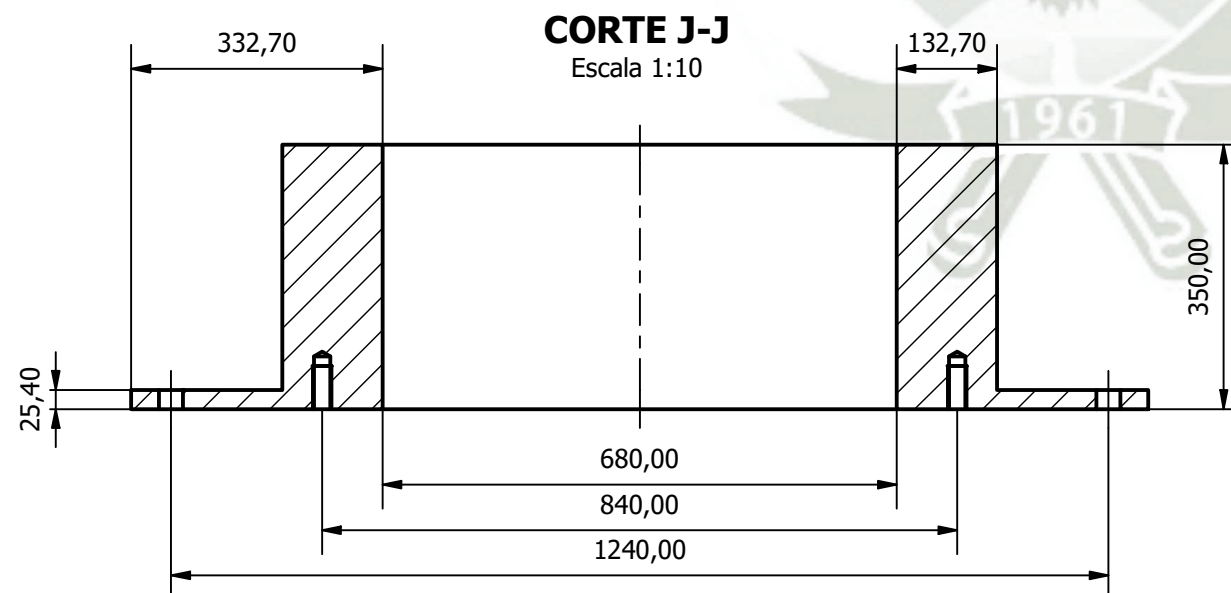
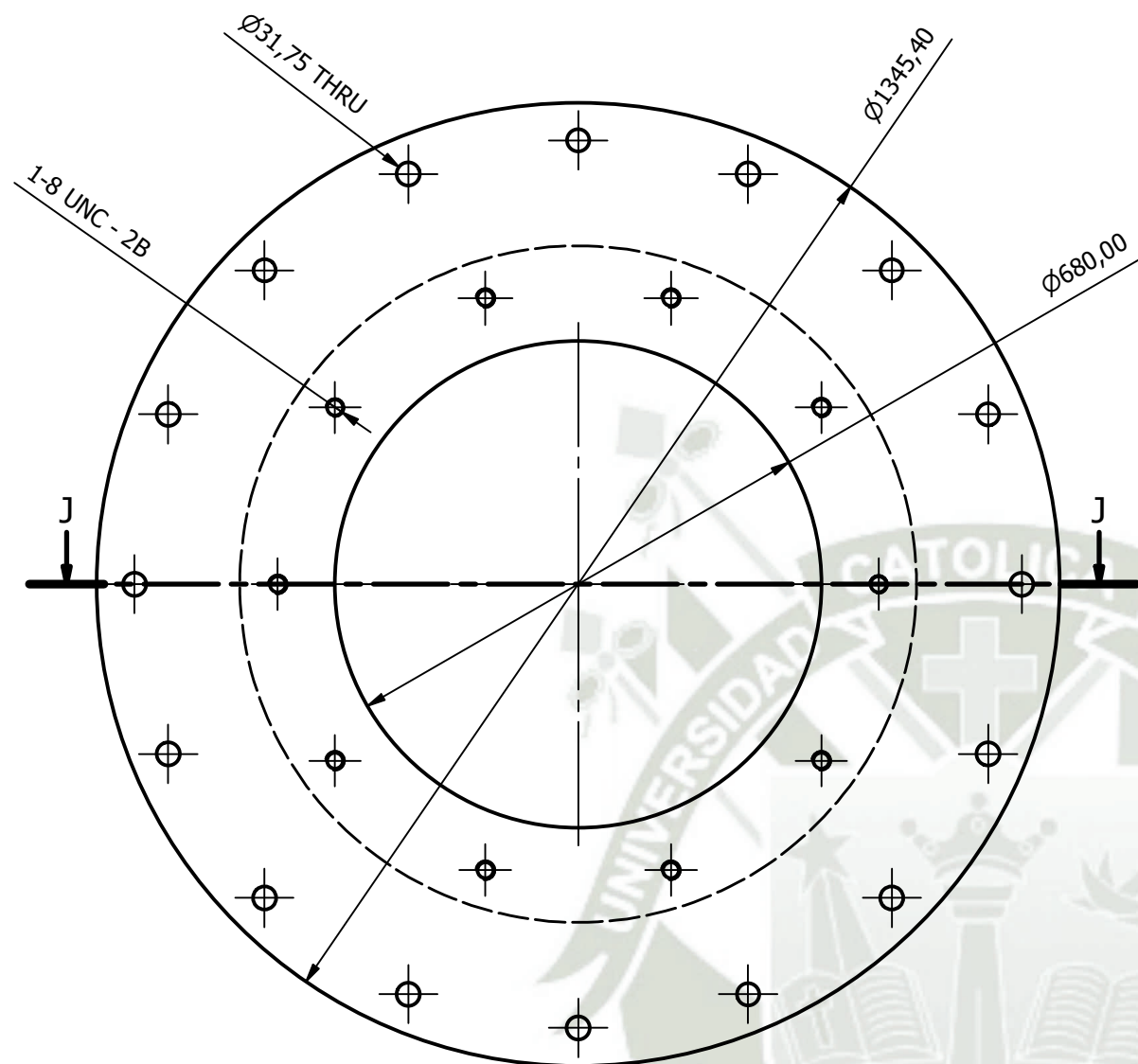
ENGRANAJE HELICOIDAL 1 - DATA TÉCNICA		
ITEM	PARAMETRO TEC	VALUE
1	Número de Dientes	103
2	Ancho de Diente (ref)	500mm
3	Dia primitivo ref	1842.21mm
4	Dia circunferencia	1878.15mm
5	Factor Seguridad (pitting)	1.23
6	Tolerancia espesor diente	DIN3967CD25
7	Duración vida exigida	20,000hrs

PARTS LIST - ENGRANAJE HELICOIDAL 1				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
2	1	Engranaje Helicoidal 1	Steel Alloy 34CrNiMo6	10850.88 kg

[illegible]

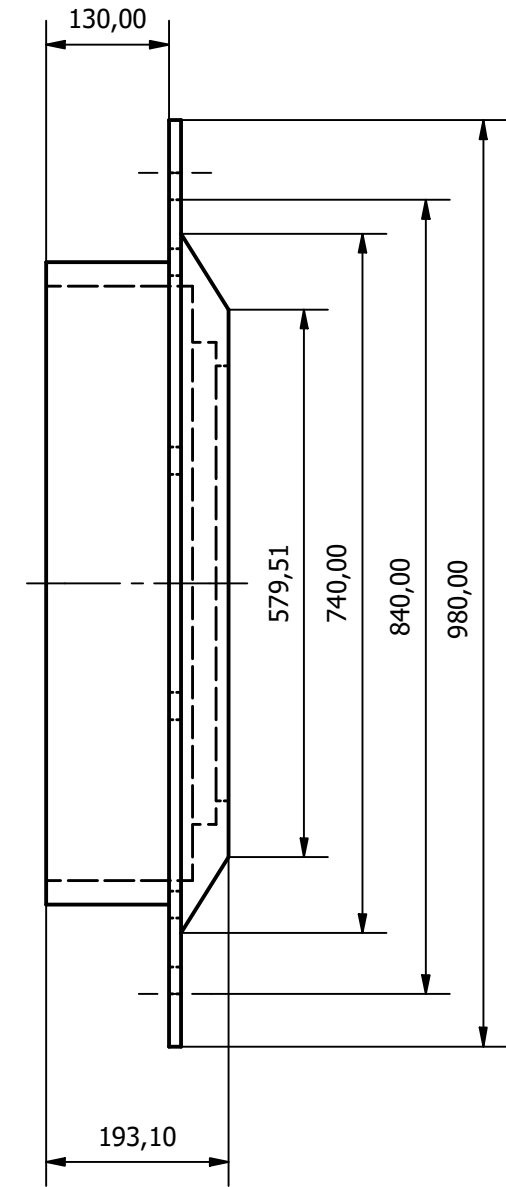
CONFIDENTIAL

ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA
EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU
USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA,
ESTAN PROHIBIDOS.



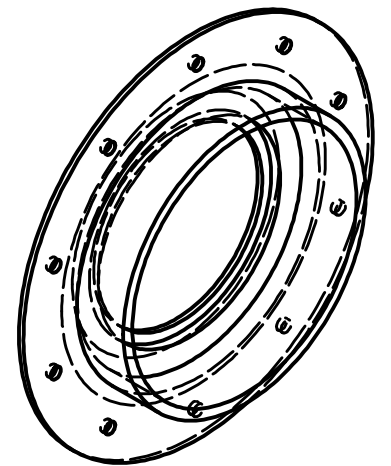
PARTS LIST - TAPA DE ENGRANAJE 1				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
5	1	TAPA DE ENGRANAJE 1	GENERIC	136.26 kg

A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	
	A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018		
														REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018		
															APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA TAPA DE ENGRANAJE 1
															JEFE DE PROYECTO	FECHA:	
															ESTUDEL	FECHA:	
																ESCALA:	1:10

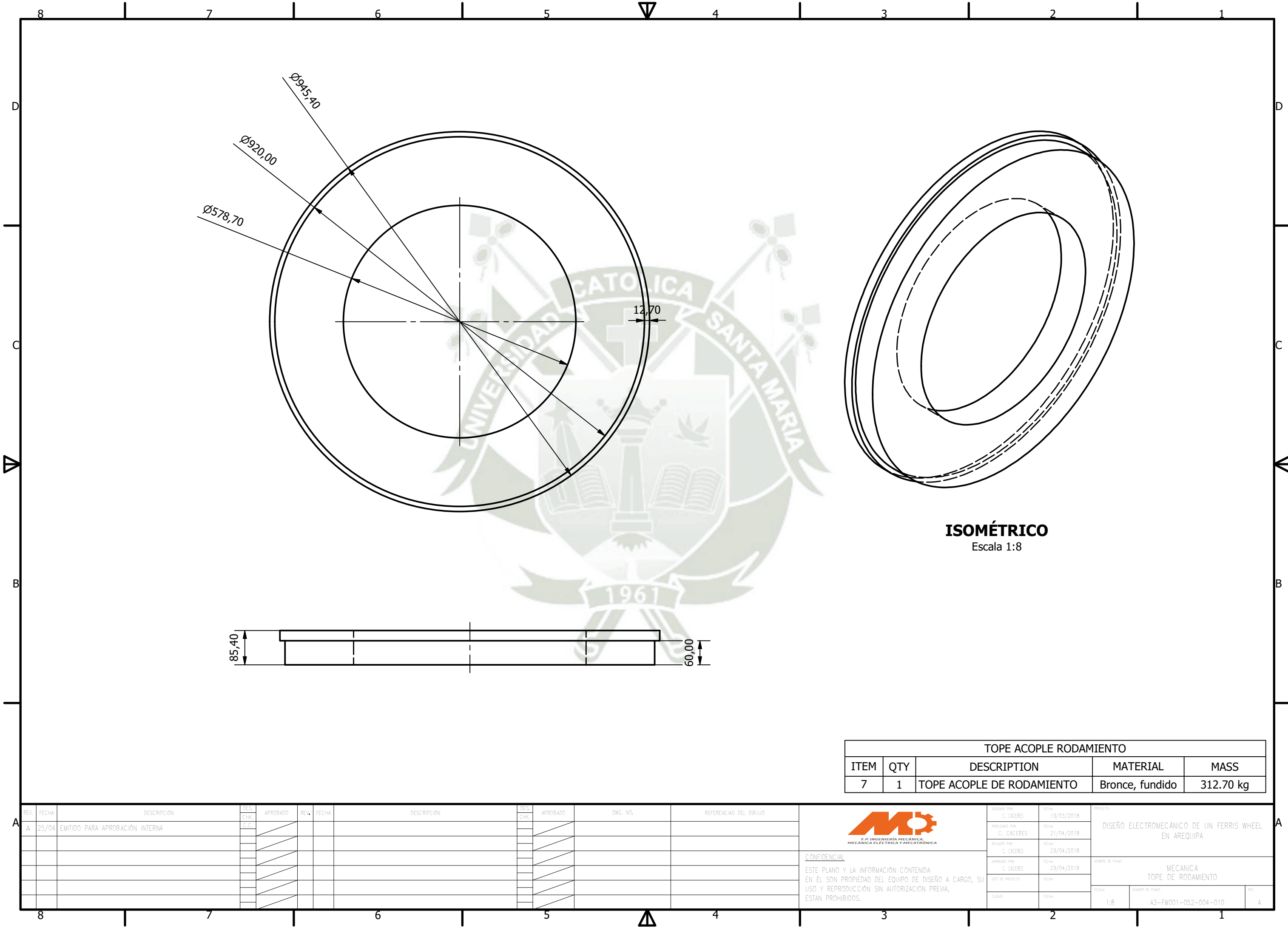


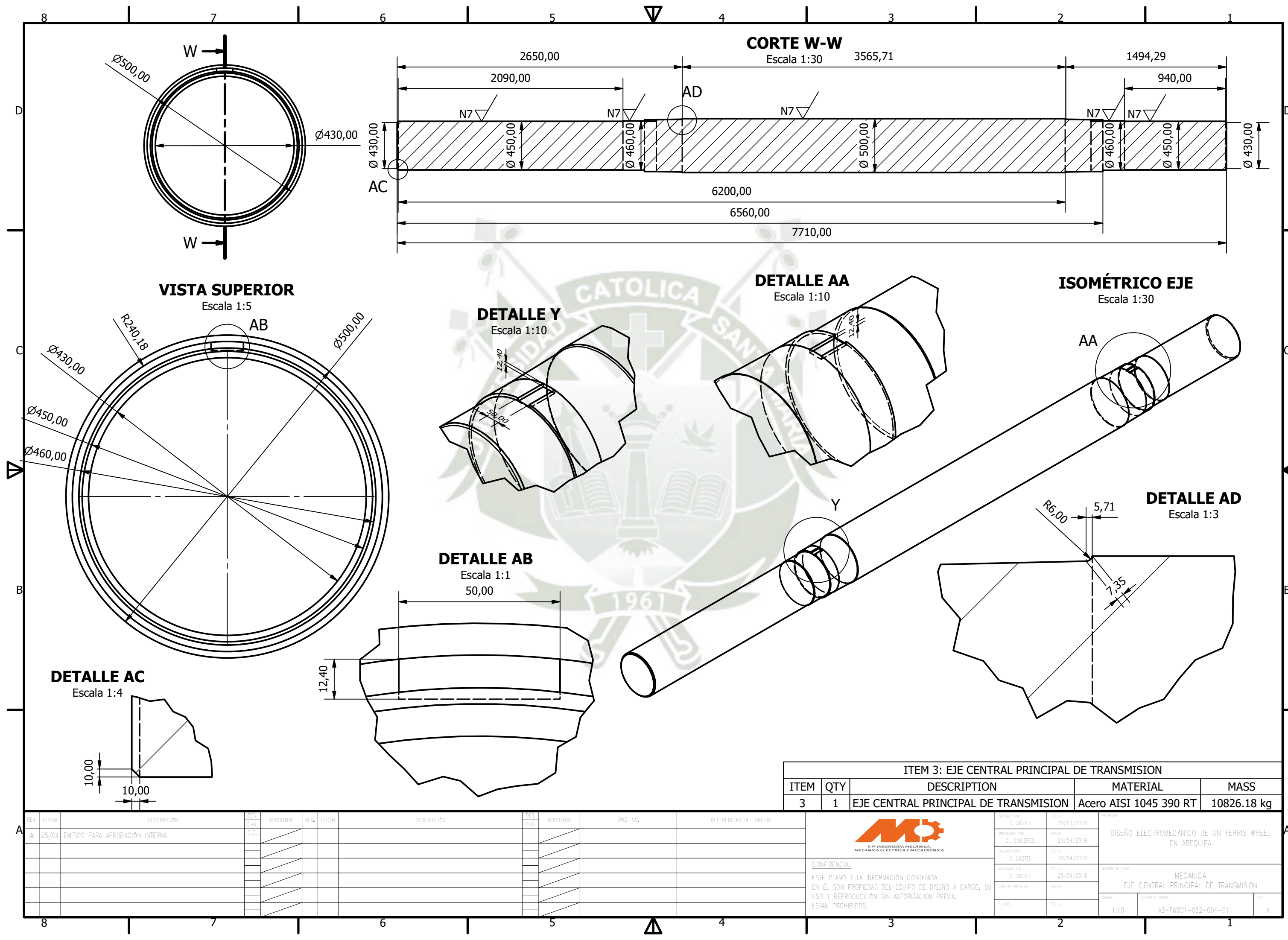
TE K-K
ala 1:8

680,00
629,20
130,00
460,00
510,00
579,51
12,70



REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHW. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHW. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO		
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018	DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018			
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO:		
													JEFE DE PROYECTO	FECHA:	MECANICA TAPA DE SECCIÓN		
													CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:8	NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-009	REV.: A





ITEM 3: EJE CENTRAL PRINCIPAL DE TRANSMISION				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
3	1	EJE CENTRAL PRINCIPAL DE TRANSMISION	Acero AISI 1045 390 RT	10826.18 kg

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACION INTERNA	E.C.								



CONFIDENCIAL

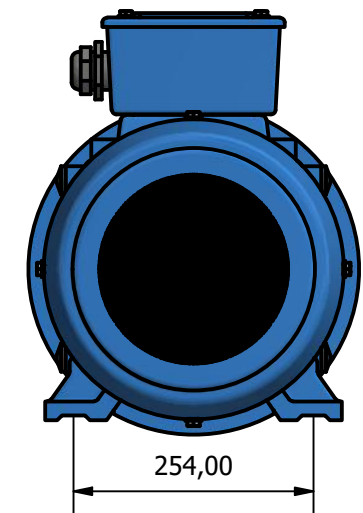
ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCION SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.

ELABORADO POR: C. CACERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	
PROCESADO POR: C. CACERES	FECHA: 21/04/2018		
REVISADO POR: C. CACERES	FECHA: 29/04/2018		
APROBADO POR: C. CACERES	FECHA: 29/04/2018		
JEFE DE PROYECTO	FECHA:	NUMERO DE PLANO: MECANICA EJE CENTRAL PRINCIPAL DE TRANSMISION	
CLIENTE	FECHA:		
ESCALA: 1:10		NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-011	REV. A

ITEM 1: ENSAMBLE MOTOR/ACOPLES/REDUCTOR						
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS	VENDOR
1	1	318L421059NPC	REDUCTOR BONFIGLIOLI	Genérico	310.87 kg	BONFIGLIOLI
2	1	BR320	ACOPLE CUBO NORMAL INTEGRAL ENTRE REDUCTOR Y EJE TRANSMISION	Genérico	520 kg	GUMMI
3	1	A120/90	ACOPLE NORMAL ENTRE MOTOR Y REDUCTOR	Genérico	68.60 kg	GUMMI
4	1	1LE0141-1DC86-4AA4	MOTOR ELÉCTRICO SIEMENS	Genérico	265.98 kg	SIEMENS



Escala 1:8



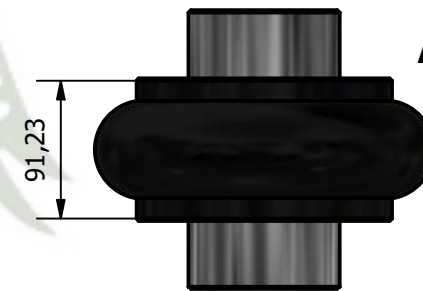
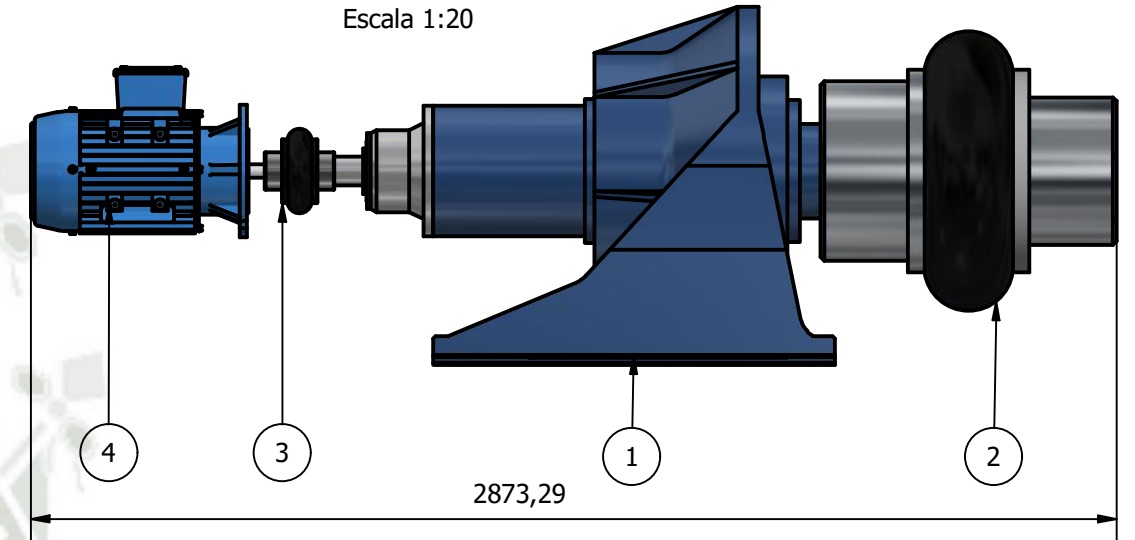
254,00



Escala 1:10

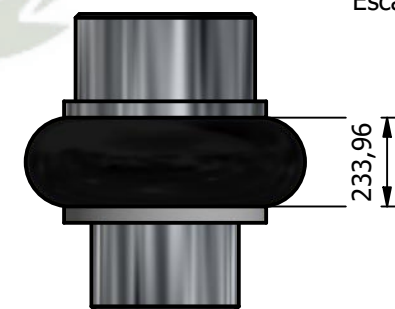


Escala 1:20



ACOPLE MOTOR-REDUCTOR

Escala 1:5



ACOPLE REDUCTOR-EJE TX

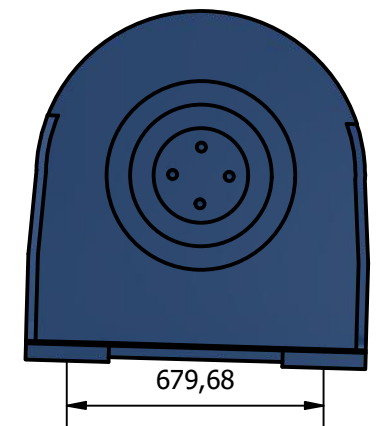
Escala 1:20

330

— 33 —

REDUCTOR DE VELOCIDAD

Escala 1:20

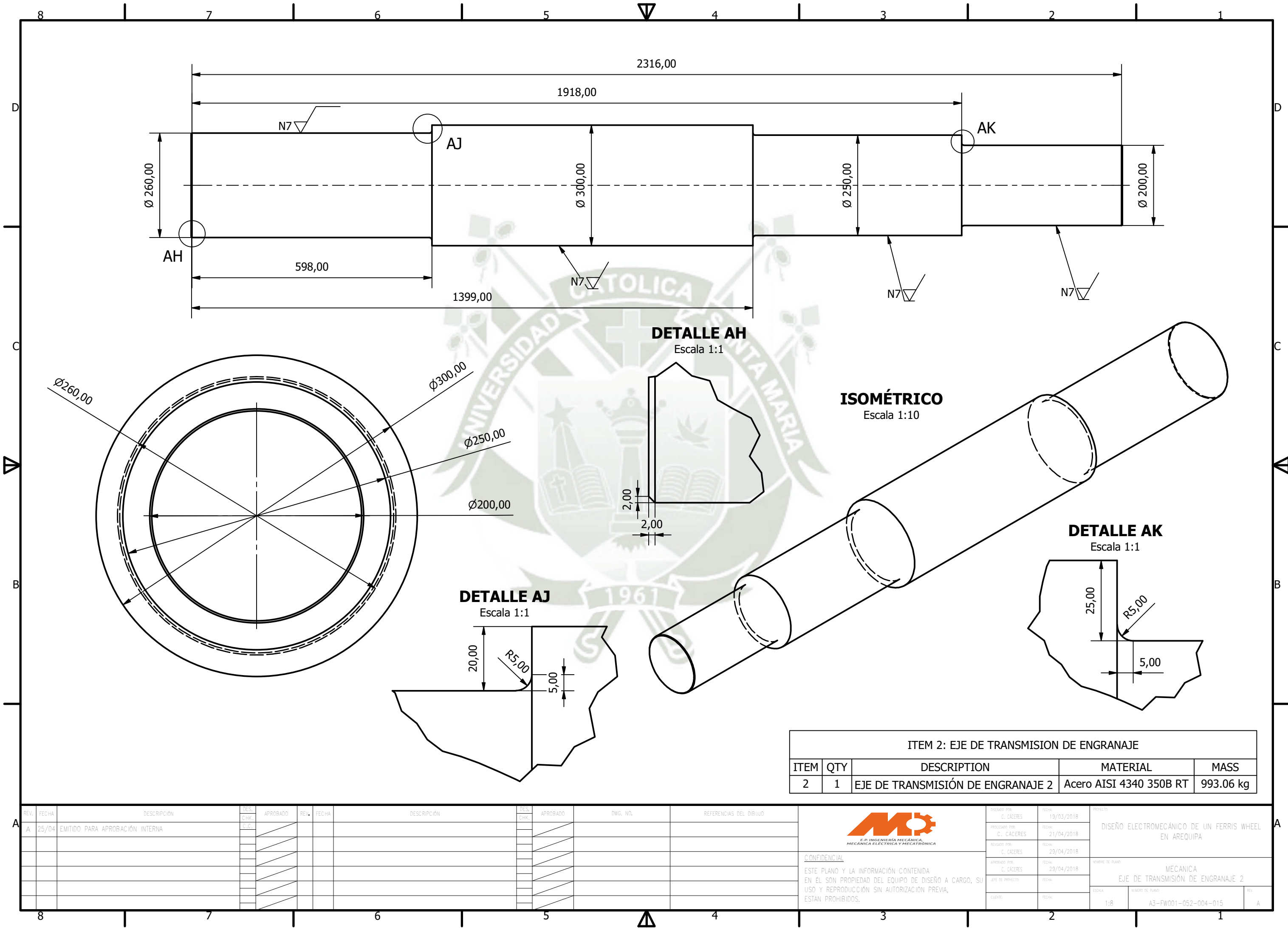


679,68

DATOS TÉCNICO MOTOR ELÉCTRICO 3F SIEMENS 6POLOS 1200RPM / 1LE0141-1DC86-4AA4												
KW	HP	TAMAÑO CONST	RATED SPEED	EFICIENCIA %	FACT POT	IN 220VA	IN 380VA	IN 440VA	TORQUE NOM NM	I ARRANQUE	T ARRANQUE	T MAX
15	20	160L	1170	90.2	0.73	59	34.5	29.5	122	7.5	2.5	3.5

DATOS TÉCNICOS REDUCTOR RIGHT ANGLE BONFIGLIOLI / 318L421059NPC 2,2MLB								
N1 RPM	MODEL	I	N2 RPM	TN2 INxLB	PN1 HP	PT HP	IEC	NEMA
1450	318L4	1059	1.4	2,047,900	50	30	180-250	N320TC-N360TC

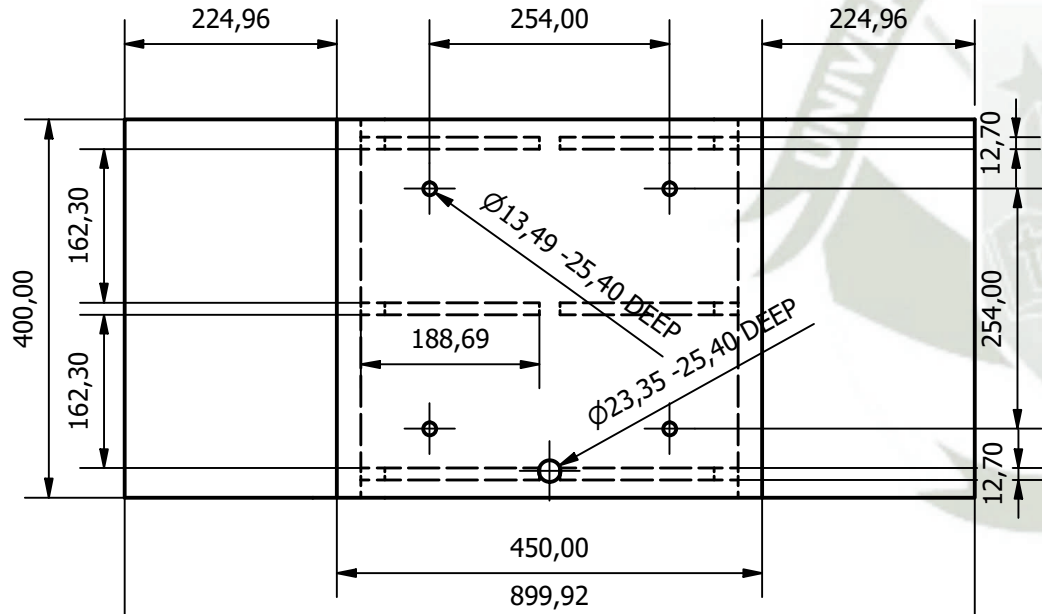
A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.I. INGENIERÍA MECÁNICA MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	DESIGNADO POR C. CACERES	FECHA 19/03/2018	PROYECTO DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	NÚMERO DE PLANO MECANICA ENSAMBLE MOTOR ACOPLES REDUCTOR	ESCALA 1:10	NÚMERO DE PLANO A3-FW001-052-004-013	REV. A	
	A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROCESADO POR C. CACERES	FECHA 21/04/2018						
														REVISADO POR C. CACERES	FECHA 29/04/2018						
															APROBADO POR C. CACERES	FECHA 29/04/2018					
															JEFE DE PROYECTO	FECHA					



ITEM 2: EJE DE TRANSMISION DE ENGRANAJE				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
2	1	EJE DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJE 2	Acero AISI 4340 350B RT	993.06 kg

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA	
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	C.C.								PROCESADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 21/04/2018			
											REVISADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018			
											APROBADO POR: C. CÁCERES		FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA EJE DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJE 2		
											JEFE DE PROYECTO		FECHA:	ESCALA:	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-015	REV. A
															1:8	

Escala 1:8

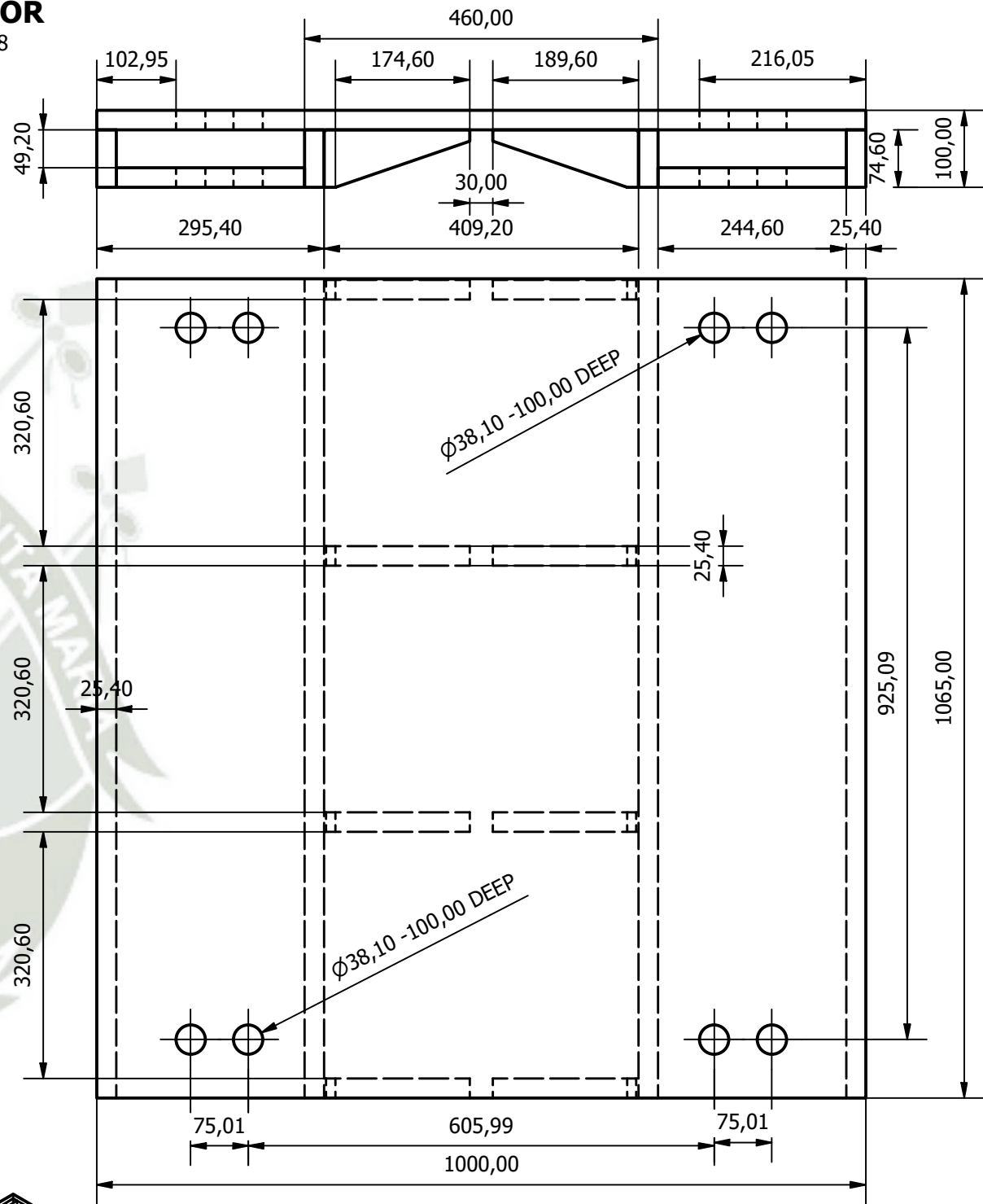


Escala 1:20

ITEM 5: BASE DE MOTOR				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
5	1	Base de Motor	Acero ASTM A36	168.74 kg

[illegible]

Escala 1:8



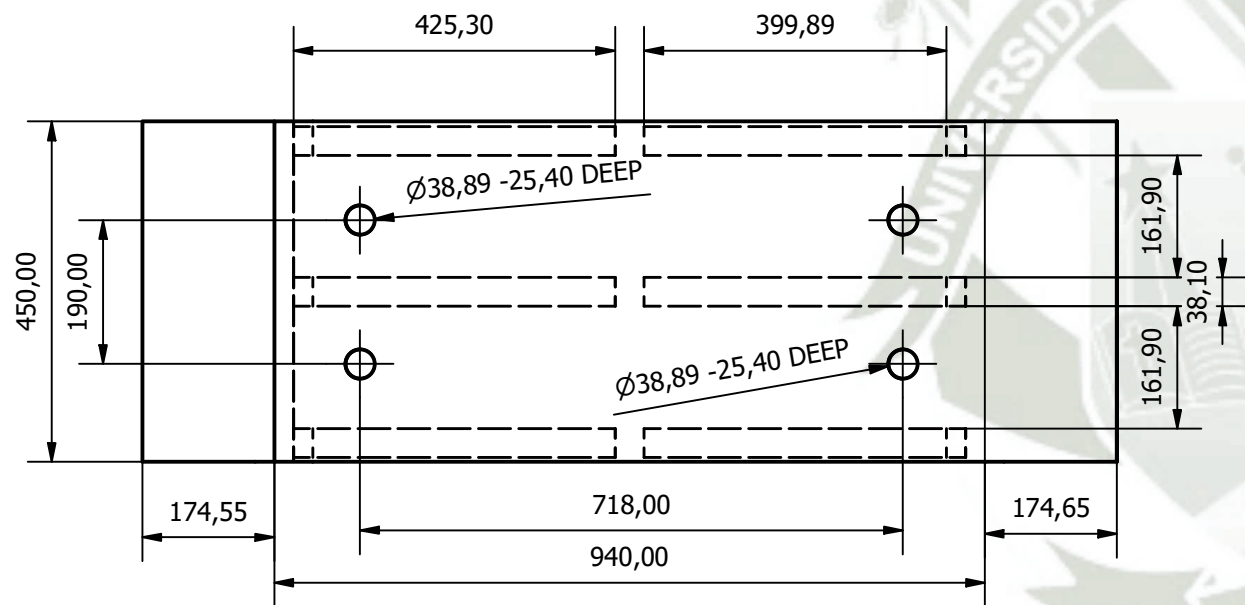
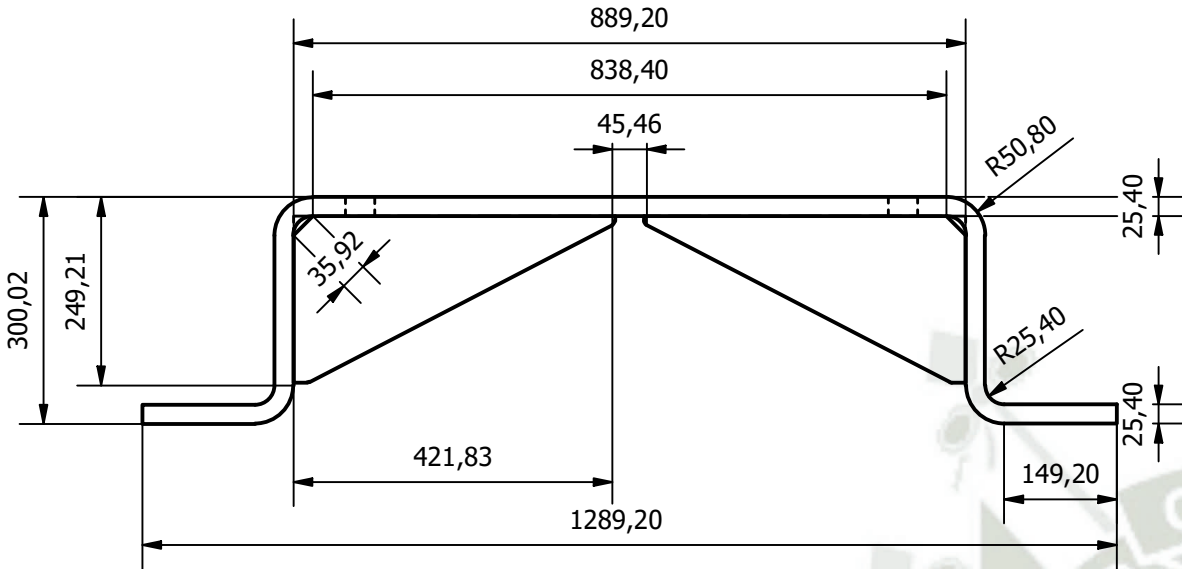
Escala 1:30

ITEM 8: BASE DE REDUCTOR				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
8	1	Base de Reductor	Acero ASTM A36	49.70 kg

	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	ELABORADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
			PROCESADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018			
			REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018			
		<u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DEL PLANO: MECANICA BASE DE MOTOR Y REDUCTOR		
			JEFE DE PROYECTO	FECHA:			
				CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:8	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-016

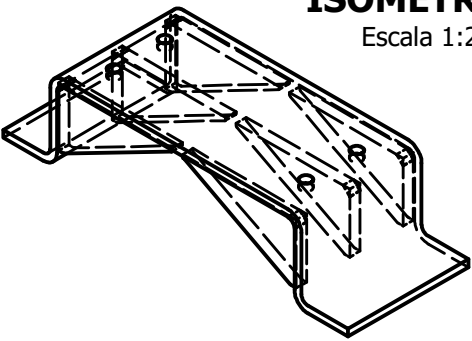
BASE SNL3160

Escala 1:10



ISOMÉTRICO

Escala 1:20

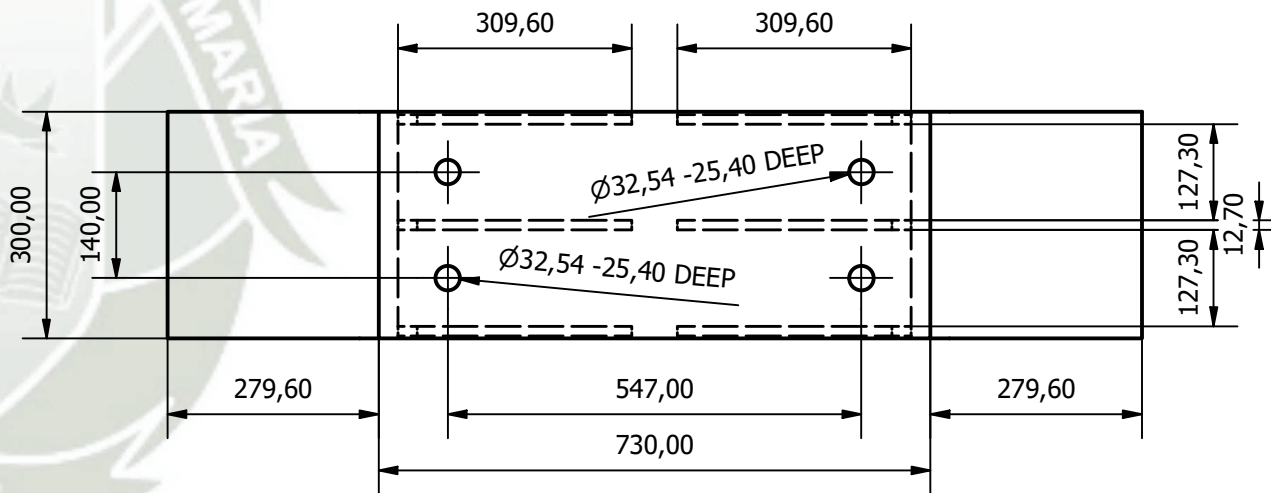
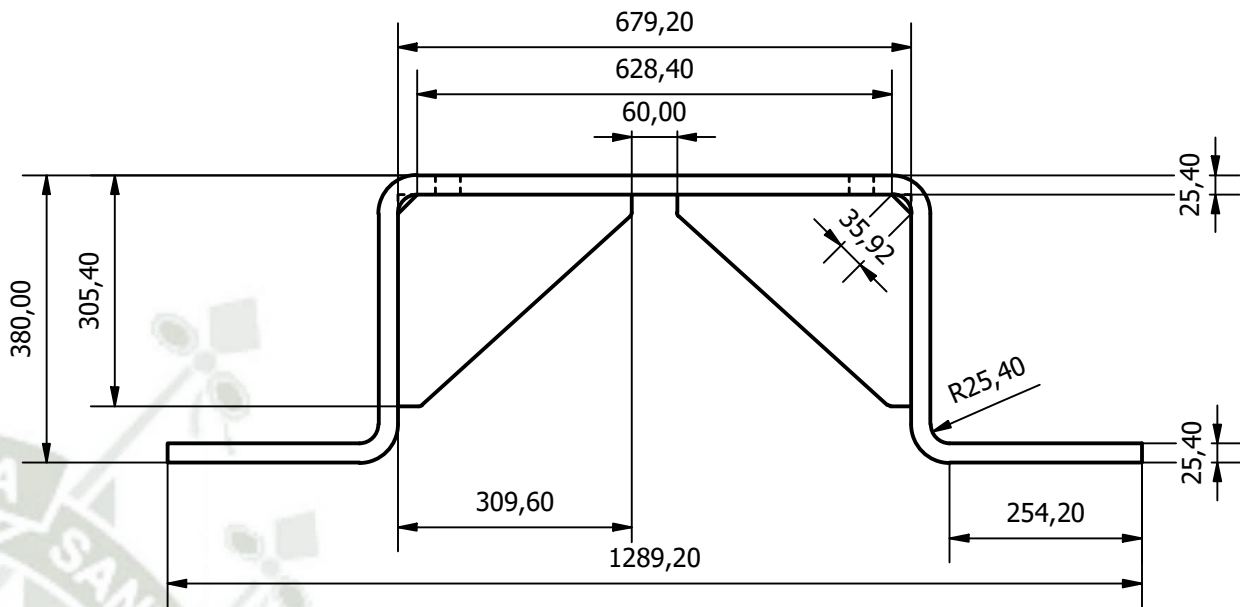


ITEM 6: BASE SNL3160

ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
6	1	Base SNL3160	Acero ASTM A36	249.36 kg

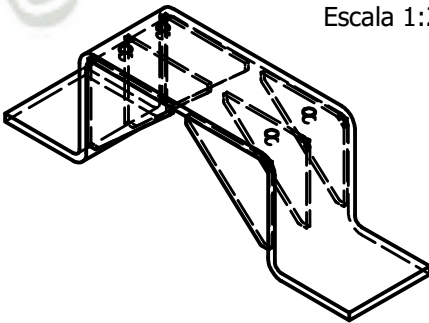
BASE SNL3144

Escala 1:10



ISOMÉTRICO

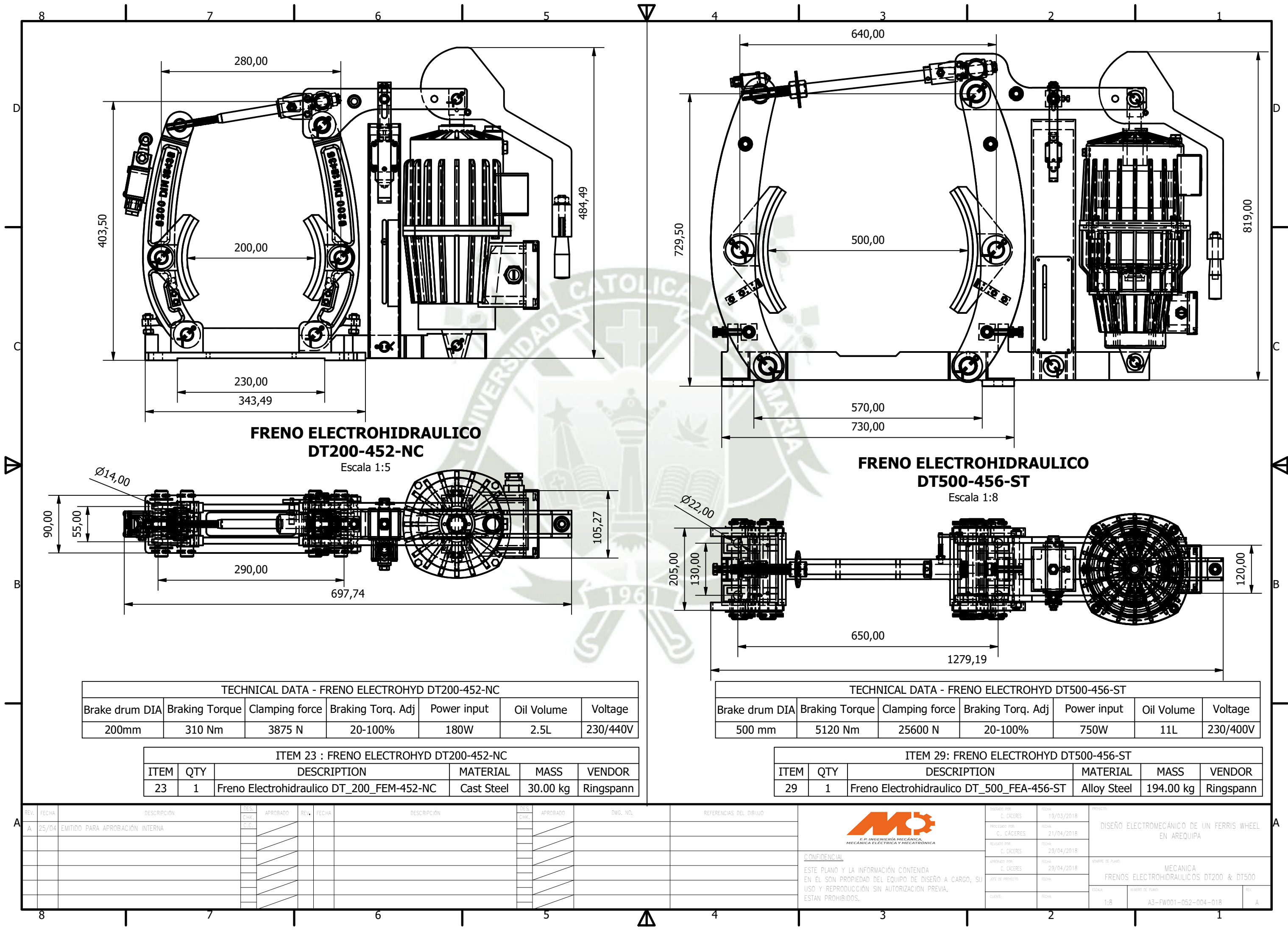
Escala 1:20



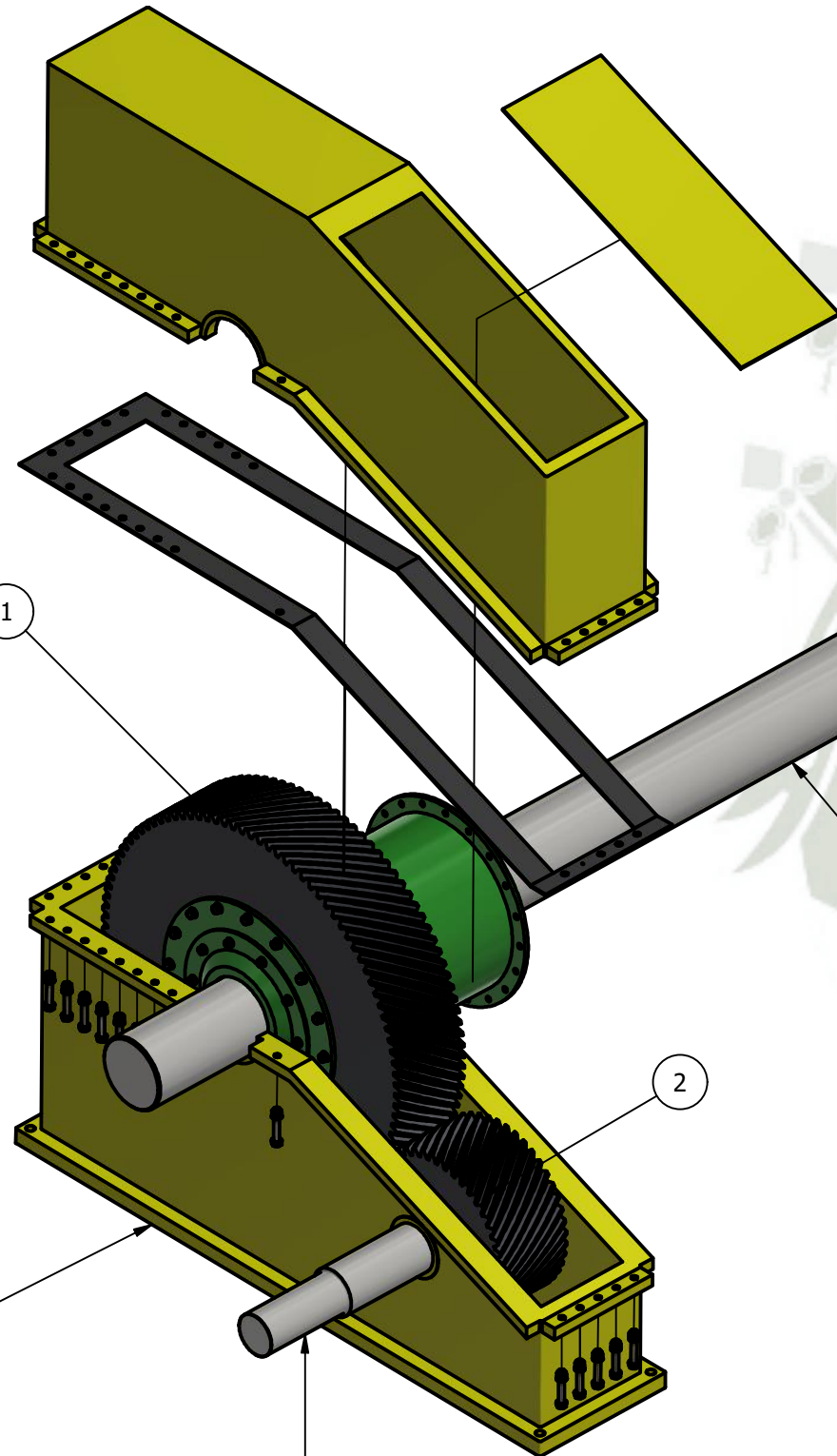
ITEM 7: BASE SNL3144

ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
7	1	Base SNL3144	Acero ASTM A36	145.56 kg

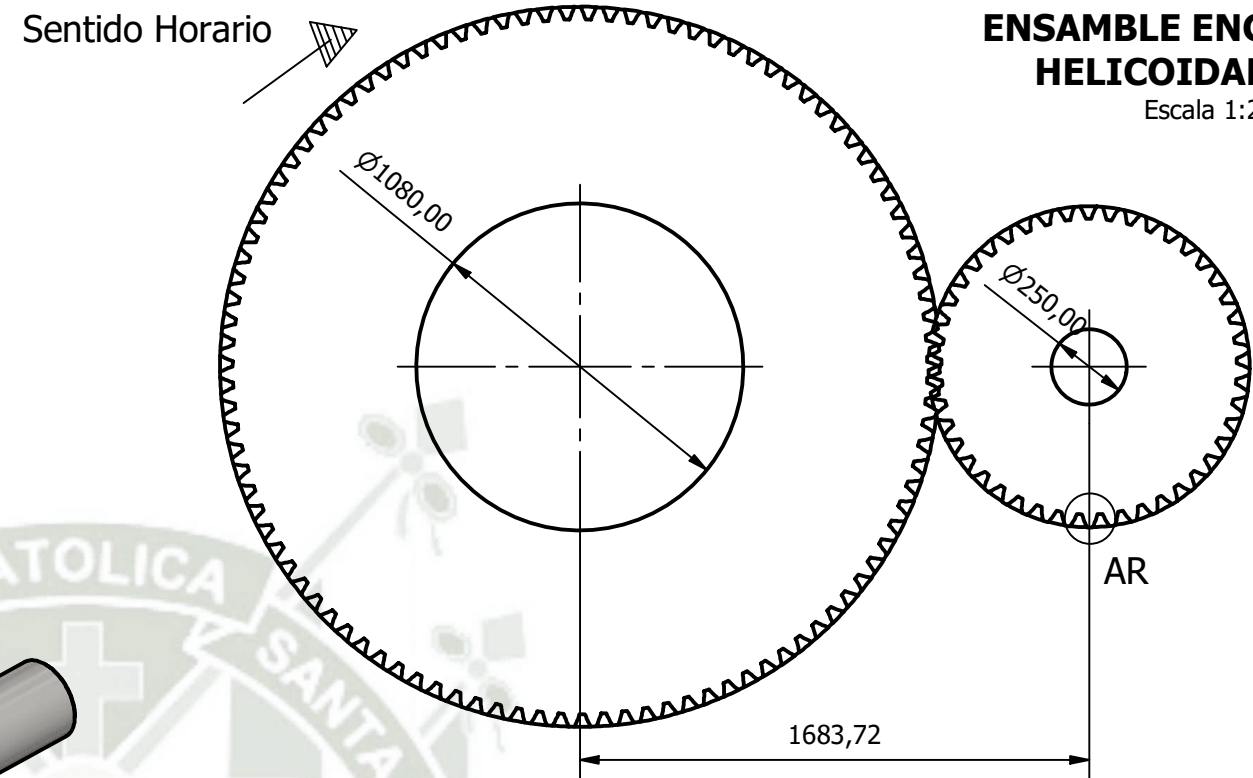
A	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA <u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	PROYECTADO POR:	FECHA:	PROYECTO:				
	A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA												C. CÁCERES	19/03/2018	DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WH			
															C. CÁCERES	21/04/2018	EN AREQUIPA			
															C. CÁCERES	29/04/2018				
															C. CÁCERES	29/04/2018	NÚMERO DE PLANO:			
															C. CÁCERES	29/04/2018	MECANICA			
															C. CÁCERES	29/04/2018	BASE SNL3160 & SNL3144			
															C. CÁCERES	29/04/2018				
															C. CÁCERES	29/04/2018				
															C. CÁCERES	29/04/2018				
														JEFE DE PROYECTO:	FECHA:	ESCALA:	NÚMERO DE PLANO:	REV.		
														C. CÁCERES	29/04/2018	1:10	A3-FW001-052-004-017			



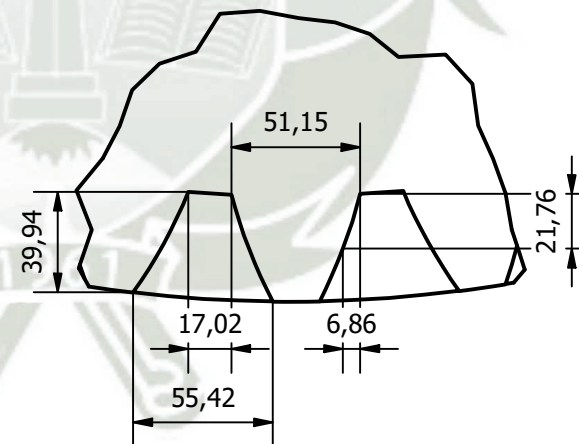
Escala 1:40



Escala 1:25



Escala 1:3



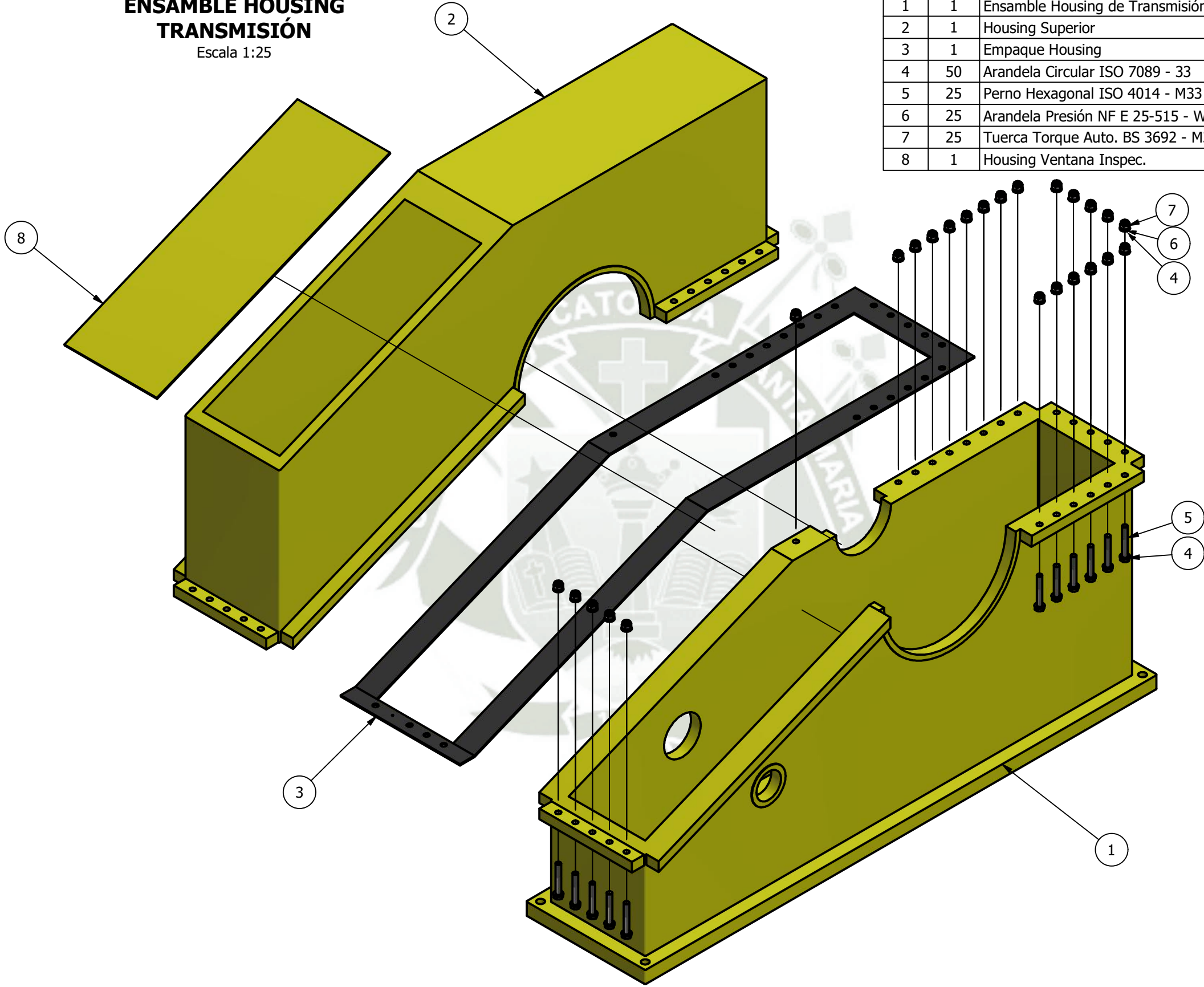
ENSAMBLE ENGRANAJES HELICOIDALES - DATA TÉCNICA		
Nº	PARAMETRO TÉC	VALOR
1	Tipo de Reducción	Engranajes Std en carter cerrado
2	Miembro Conductor	EH2
3	Calidad AGMA	A7
4	Tolerancia espesor diente	DIN3967CD25
5	Dirección de Rotación	Horario
6	Número Dientes EH1	103
7	Número Dientes EH2	45
8	Diametro Pitch	1.73367
9	Ángulo Presión	15°
10	Ángulo Espiral	35°
11	Ancho Dientes	500mn
12	Factor Servicio Set	1.94
13	Relación Contacto Aparente	1.548
14	Tipo Lubricación	Por Inyección de Aceite
15	Tipo de Aceite	ISO-VG320
16	Duración vida exigida	20000hrs

PARTS LIST - ENSAMBLE CAJA DE TRANSMISIÓN					
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS	REFF.
1	1	Ensamble tambor de transmisión	-	17118.06 kg	A3-FW001-052-004-004/005
2	1	Engranaje Helicoidal 2	Cast Steel 34CrNiMo6	2163.07 kg	A3-FW001-052-004-014
3	1	Eje Transmisión de Engranaje 2	Acero AISI 4340 350B RT	993.06 kg	A3-FW001-052-004-015
4	1	Eje principal central	Acero AISI 1045 390 RT	10826.18 kg	A3-FW001-052-004-011
5	1	Ensamble housing de transmisión	ASTM A36	2548.56 kg	A3-FW001-052-004-020/021

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. C.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	APROBADO POR: C. CACERES	FECHA: 19/03/2018	TÍTULO DEL PLANO		
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											PROYECTADO POR: C. CACERES	FECHA: 21/04/2018	DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
													REVISADO POR: C. CACERES	FECHA: 29/04/2018			
													APROBADO POR: C. CACERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA		
													JEFE DE PROYECTO	FECHA:	ENSAMBLE ENGRANAJES HELICOIDALES CON CAJA TX		
													CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:40	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-019	REV: A

ENSAMBLE HOUSING
TRANSMISIÓN

Escala 1:25



PARTS LIST - ITEM 7: ENSAMBLE HOUSING TRANSMISIÓN				
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS
1	1	Ensamble Housing de Transmisión	ASTM A36	2548.56 kg
2	1	Housing Superior	ASTM A36	965.36 kg
3	1	Empaque Housing	Caucho	15.28 kg
4	50	Arandela Circular ISO 7089 - 33	Stainless Steel	0.08 kg
5	25	Perno Hexagonal ISO 4014 - M33 x 220	Stainless Steel, 440C	1.80 kg
6	25	Arandela Presión NF E 25-515 - W33	Steel, Mild	0.04 kg
7	25	Tuerca Torque Auto. BS 3692 - M33	Steel, Mild	0.34 kg
8	1	Housing Ventana Inspec.	ASTM A36	15.68 kg

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	DISEÑADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA				
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	E.C.										PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018					
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018					
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA ENSAMBLE HOUSING DE TRANSMISIÓN				
													JEFE DE PROYECTO:	FECHA:					
														CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:25	NÚMERO DE PLANO: A3-FW001-052-004-020	REV. A	
												CONFIDENCIAL							
												ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.							

DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
PLANOS DISEÑO DE COLUMNAS, PLATAFORMAS Y SOPORTES

CANTIDAD: 18 UND

MATERIAL PRINCIPAL: ACERO ASTM A-36

PLANOS: PLANOS DE DESPIECE, DE DETALLES Y FABRICACIÓN

AÑO: 2019

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CHK. E.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. CHK. E.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA	PROYECTADO POR:	FECHA:	PROYECTO:					
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											C. CÁCERES	19/03/2018				DISEÑO ELECTROMECAÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA		
													PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018						
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018						
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA CARATULA					
													JEFE DE PROYECTO	FECHA:						
												CLIENTE	FECHA:	ESCALA:				NUMERO DE PLANO:	REV.	
												ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.			1:1	A3-FW001-052-005-001	A			

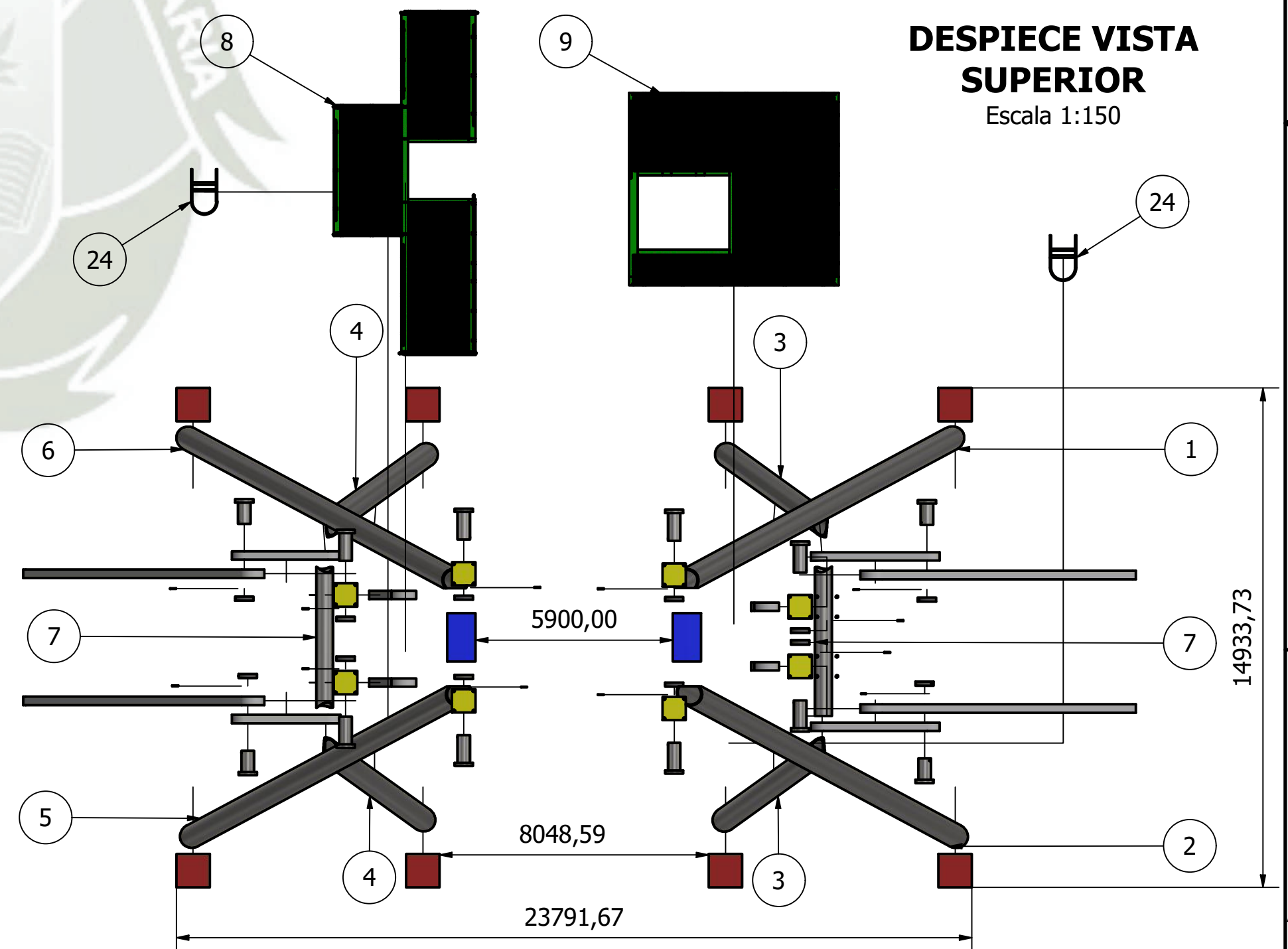
INDICE																	
ITEM	N° DE PLANO				DESCRIPCIÓN												
1	A3-FW001-052-005-001				CARATULA												
2	A3-FW001-052-005-002				INDICE												
3	A2-FW001-052-005-003				DESPIECE DE COLUMNAS - PLATAFORMAS - SOPORTES												
4	A2-FW001-052-005-004				ENSAMBLE DE COLUMNAS - PLATAFORMAS - SOPORTES												
5	A2-FW001-052-005-005				DIMENSIONES GENERALES COLUMNAS Y SOPORTES												
6	A3-FW001-052-005-006				ENSAMBLE DE COLUMNAS												
7	A3-FW001-052-005-007				DIMENSIONES DE COLUMNAS												
8	A3-FW001-052-005-008				DESPIECE PLATAFORMA LADO FLOTANTE												
9	A3-FW001-052-005-009				ENSAMBLE PLATAFORMA LADO FLOTANTE												
10	A3-FW001-052-005-010				DIMENSIONES GENERALES PLATAFORMA LADO FLOTANTE												
11	A3-FW001-052-005-011				DESPIECE PLATAFORMA LADO TRANSMISIÓN												
12	A3-FW001-052-005-012				ENSAMBLE PLATAFORMA LADO TRANSMISIÓN												
13	A3-FW001-052-005-013				DIMENSIONES GENERALES PLATAFORMA LADO TRANSMISIÓN												
14	A3-FW001-052-005-014				OREJAS UNIÓN COLUMNAS CON PLATAFORMAS												
15	A3-FW001-052-005-015				DIMENSIONES DE BRAVOS PIVOTES DE SOPORTES PLATAFORMA FLOTANTE												
16	A3-FW001-052-005-016				DIMENSIONES DE BRAVOS PIVOTES DE SOPORTES PLATAFORMA TRANSMISIÓN												
17	A2-FW001-052-005-017				DIMENSIONES DE ACCESORIOS DE SUJECCIÓN DE PINES SOPORTE												
18	A3-FW001-052-005-018				ESCALERA VERTICAL												

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	ELABORADO POR:	FECHA:	PROYECTO:
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	E.C.								PROYECTADO POR:		FECHA:		
											REVISADO POR:		FECHA:		
											APROBADO POR:		FECHA:		
											JEFE DE PROYECTO		FECHA:	NOMBRE DE PLANO:	
											CLIENTE		FECHA:	MECANICA INDICE	
												ESCALA:	NÚMERO DE PLANO:		REV.
												1:1	A3-FW001-052-005-002		A

Escala 1:100



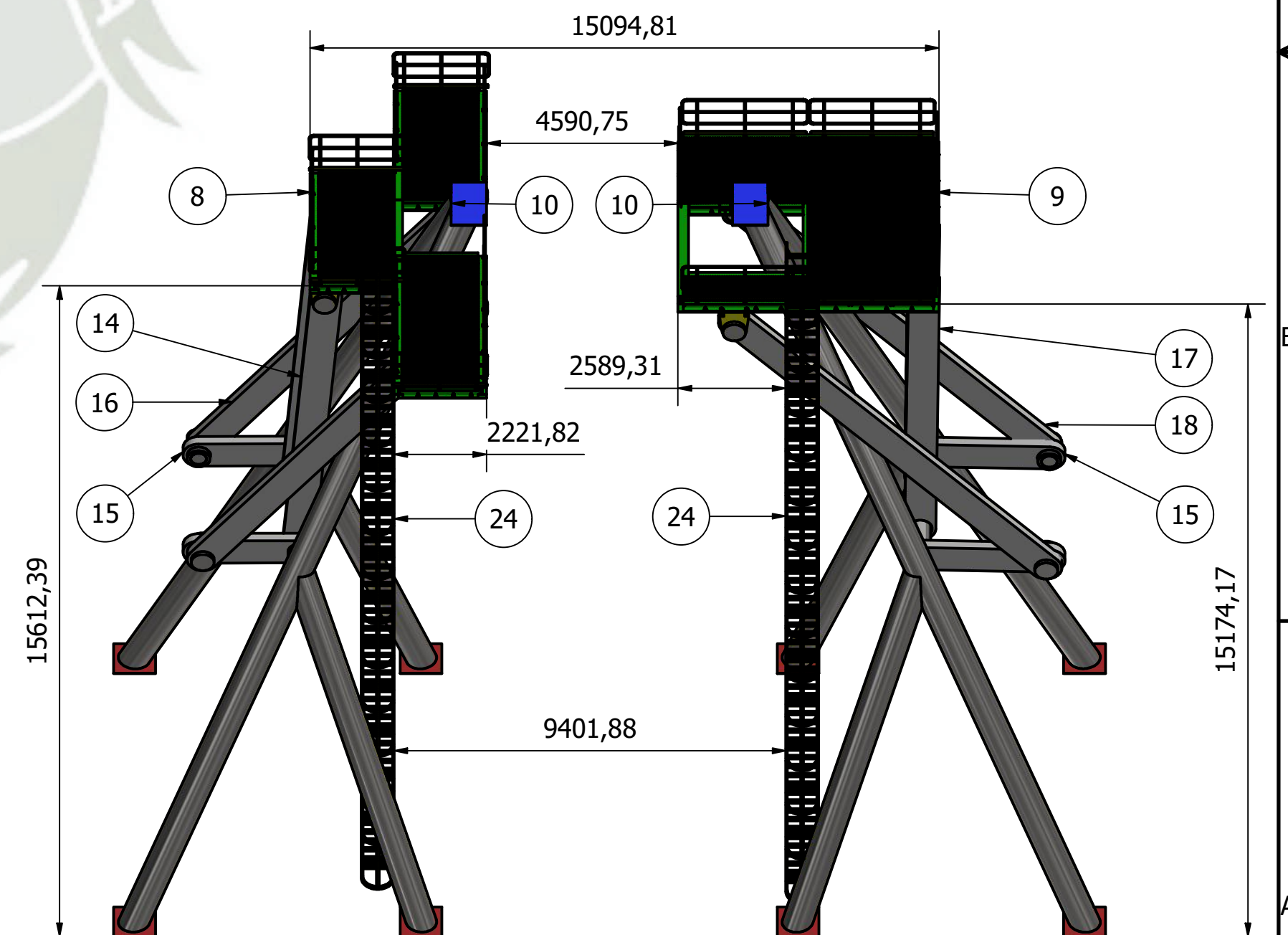
**DESPIECE VISTA
SUPERIOR**
Escala 1:150

[illegible]

Escala 1:80



Escala 1:130



PARTS LIST - DESPIECE COLUMNAS, PLATAFORMAS Y SOPORTES					
ITEM	QTY	DESCRIPTION	MATERIAL	MASS	REFF.
1	1	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 711.0x30.0 - 24853.20mm	Acero, suave	11622.55 kg	A3-FW001-052-005-006/007
2	1	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 711.0x30.0 - 24853.22mm	Acero, suave	11622.56 kg	A3-FW001-052-005-006/007
3	2	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 711.0x30.0 - 10672.38mm	Acero, suave	23028.57 kg	A3-FW001-052-005-006/007
4	1	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 711.0x30.0 - 10670.19mm	Acero, suave	23008.56 kg	A3-FW001-052-005-006/007
5	1	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 711.0x30.0 - 25027.87mm	Acero, suave	11640.52 kg	A3-FW001-052-005-006/007
6	2	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 711.0x30.0 - 24894.34mm	Acero, suave	11640.64 kg	A3-FW001-052-005-006/007
7	1	Columna Sec. Hueca ISO 4019 - 508.0x30.0 - 4715mm	Acero, suave	4228.58 kg	A3-FW001-052-005-006/007
8	1	ENSAMBLE PLATAFORMA LADO FLOTANTE	ASTM A36	5481.99 kg	A3-FW001-052-005-008
9	1	ENSAMBLE PLATAFORMA LADO TRANSMISIÓN	ASTM A36	9010.16 kg	A3-FW001-052-005-011
10	2	Placa Superior Columna	ASTM A36	30.81 kg	-
11	4	Placa Inferior Columna1	ASTM A36	19.05 kg	-
12	4	Placa Inferior Columna2	ASTM A36	19.05 kg	-
13	8	Orejas union con plataforma	Steel, Alloy	1780.28 kg	A3-FW001-052-005-014
14	2	Brazo pivote plataforma flotante1	Steel, Alloy	12545.22 kg	A3-FW001-052-005-015
15	4	Brazo pivote con plataforma	Steel, Alloy	4816.88 kg	A3-FW001-052-005-015/16
16	2	Brazo pivote con plataforma flotante3	Steel, Alloy	16028.90 kg	A3-FW001-052-005-015
17	2	Brazo pivote plataforma transmision1	Steel, Alloy	12192.56 kg	A3-FW001-052-005-016
18	2	Brazo pivote con plataforma transmision3	Steel, Alloy	16882.99 kg	A3-FW001-052-005-016
19	4	Ensamble pin-arandela-pasador1	Steel, Alloy	770.30 kg	A2-FW001-052-005-017
20	8	Ensamble pin-arandela-pasador2	Steel, Alloy	941.22 kg	A2-FW001-052-005-017
21	32	Perno Hexagonal 1.25-10in	Steel, Alloy	0.28 kg	-
22	64	Arandela Circular 1.25in	Steel, Alloy	0.01 kg	-
23	32	Tuercas Hexagonal 1.25in	Steel, Alloy	0.07 kg	-
24	2	Escalera Vertical	Steel, Alloy	714.70 kg	A3-FW001-052-005-018

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	FECHA EVALUACIÓN	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	FECHA EVALUACIÓN	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 S.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTÁN PROHIBIDOS.	REVISIÓN POR:	FECHA	PROYECTO:	
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA												C. CACERES	19/03/2018	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
														PROYECTO POR:	21/04/2018	
														REVISIÓN POR:	29/04/2018	
														PROYECTO POR:	29/04/2018	NOMBRE DE PLANO:
														C. CACERES	29/04/2018	MECANICA - PLATAFORMA – SOPORTES
														Jefe de Proyecto		ENSAMBLE DE COLUMNAS – PLATAFORMA – SOPORTES
													CLIENTE		TOTAL	
														1.80	A2-FW001-052-005-004	REL.
																A

Escala 1:150



Escala 1:30



Escala 1:30



Escala 1:150



Escala 1:50



Escala 1:15

Escala 1:150



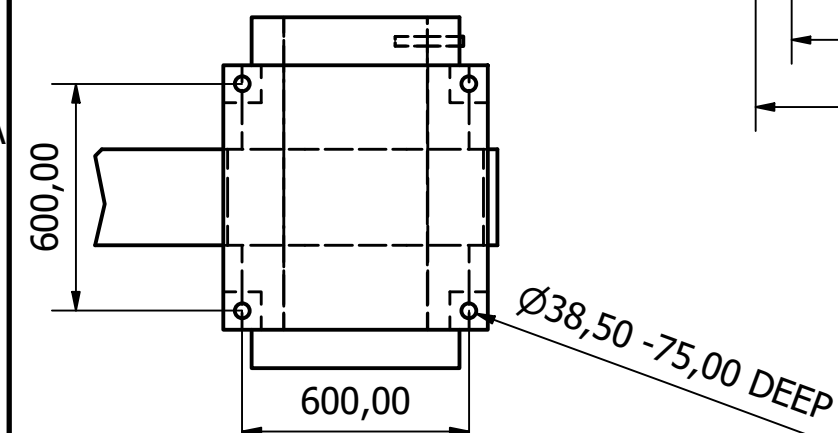
Escala 1:15



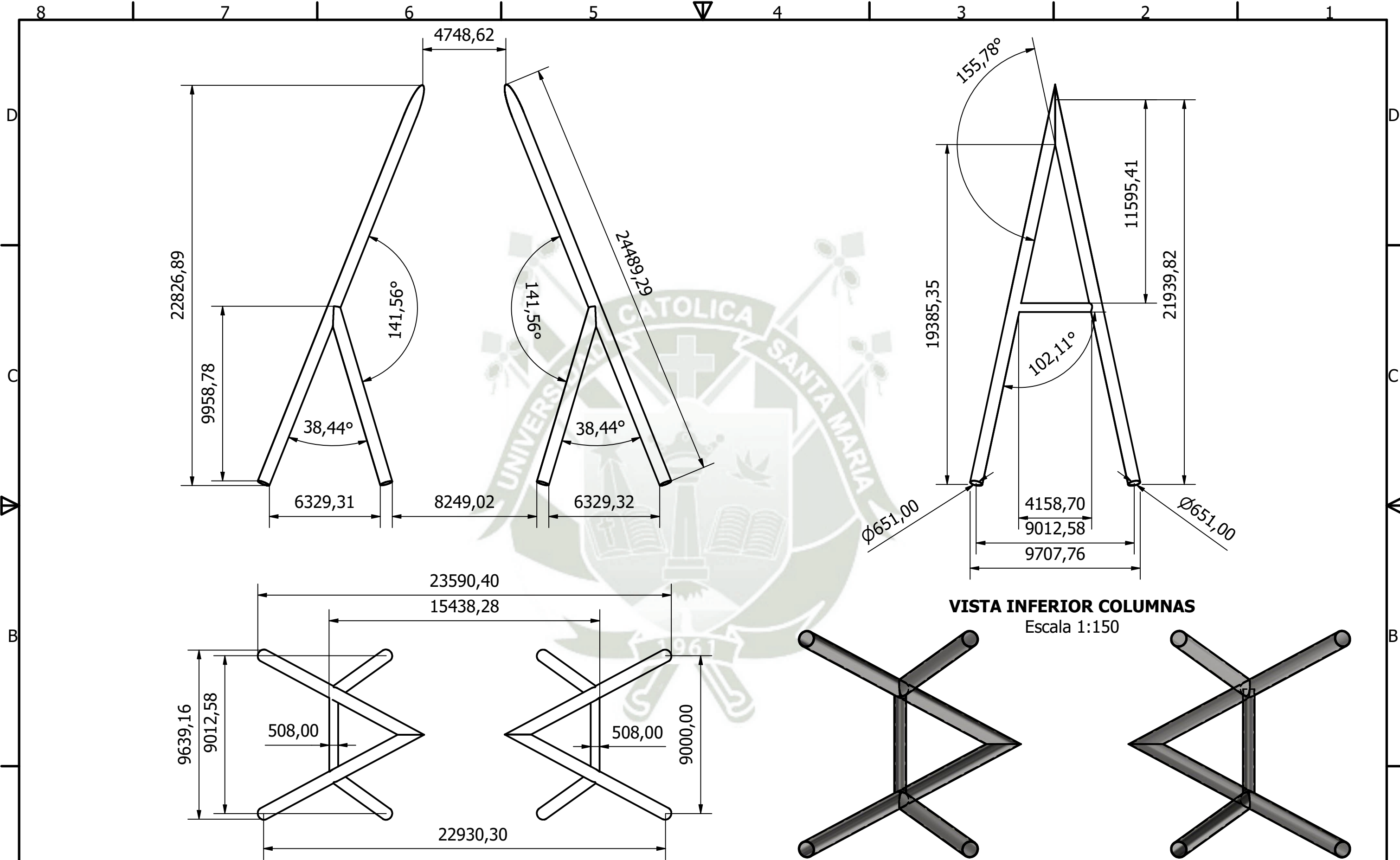
Escala 1:25



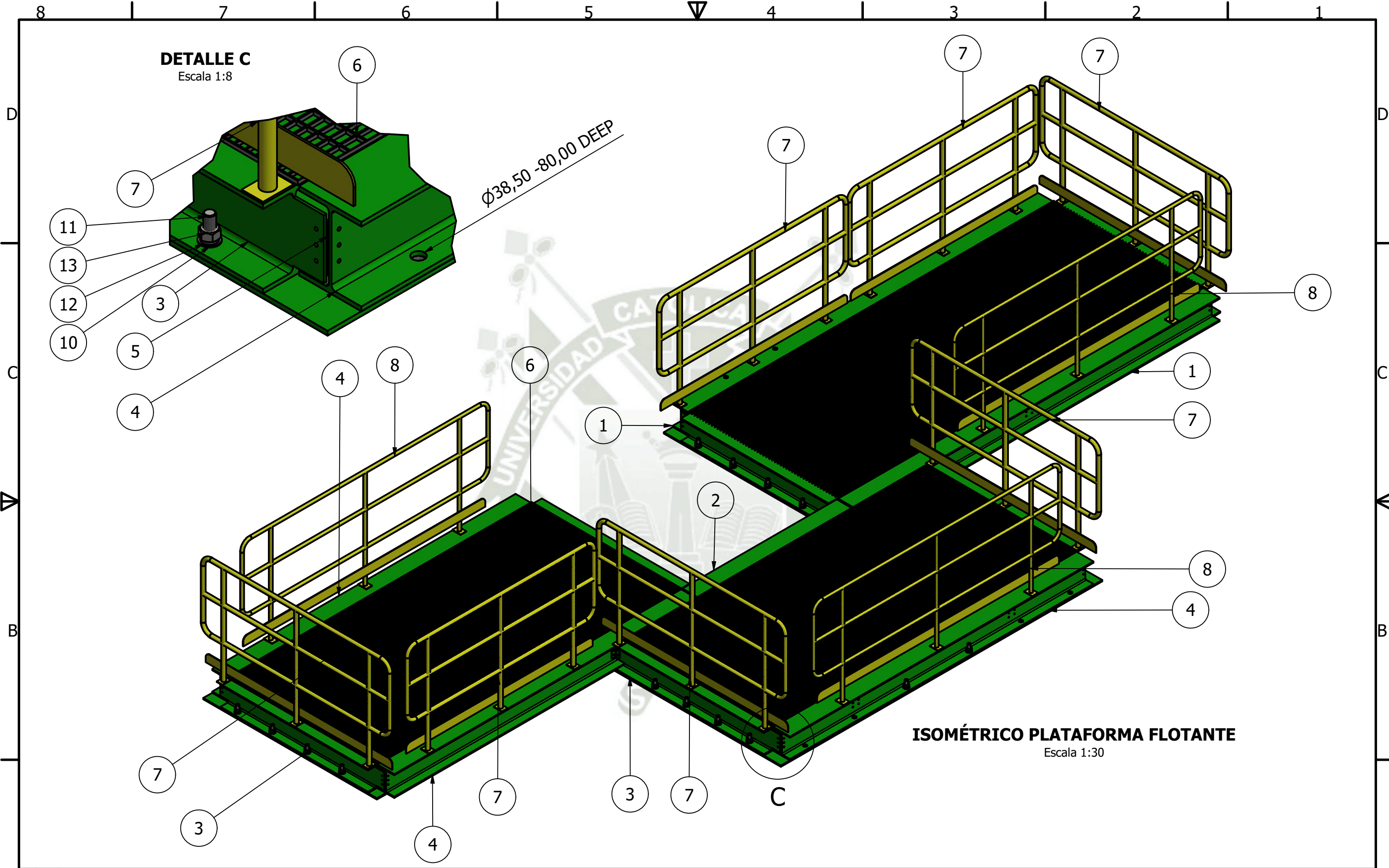
Escala 1:20



REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO	DWG. NÚ.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERIA MECANICA, MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA	AUTOR PIA C. CACERES	FECHA 19/03/2018	DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UN FERRIS-WHEEL EN AREQUIPA
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA												REVISOR PIA C. CACERES	FECHA 21/04/2018	
														AUTOR PIA C. CACERES	FECHA 29/04/2018	
													<u>CONFIDENCIAL</u> ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACIÓN PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	REVISOR PIA C. CACERES	FECHA 29/04/2018	
														JEFE DE PROYECTO C. CACERES	FECHA	



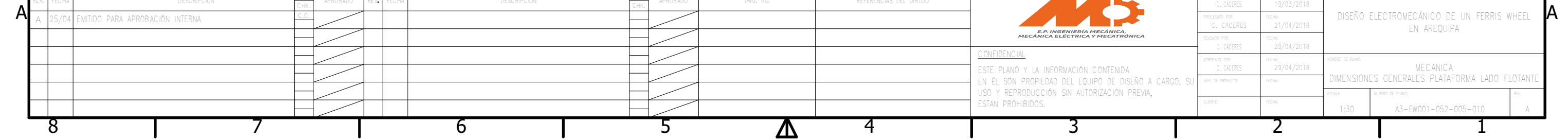
REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	PROYECTO			
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	E.C.									DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA			
												MECANICA DIMENSIONES DE COLUMNAS			
												Escala: 1:200			
												A3-FW001-052-005-007			
												A			

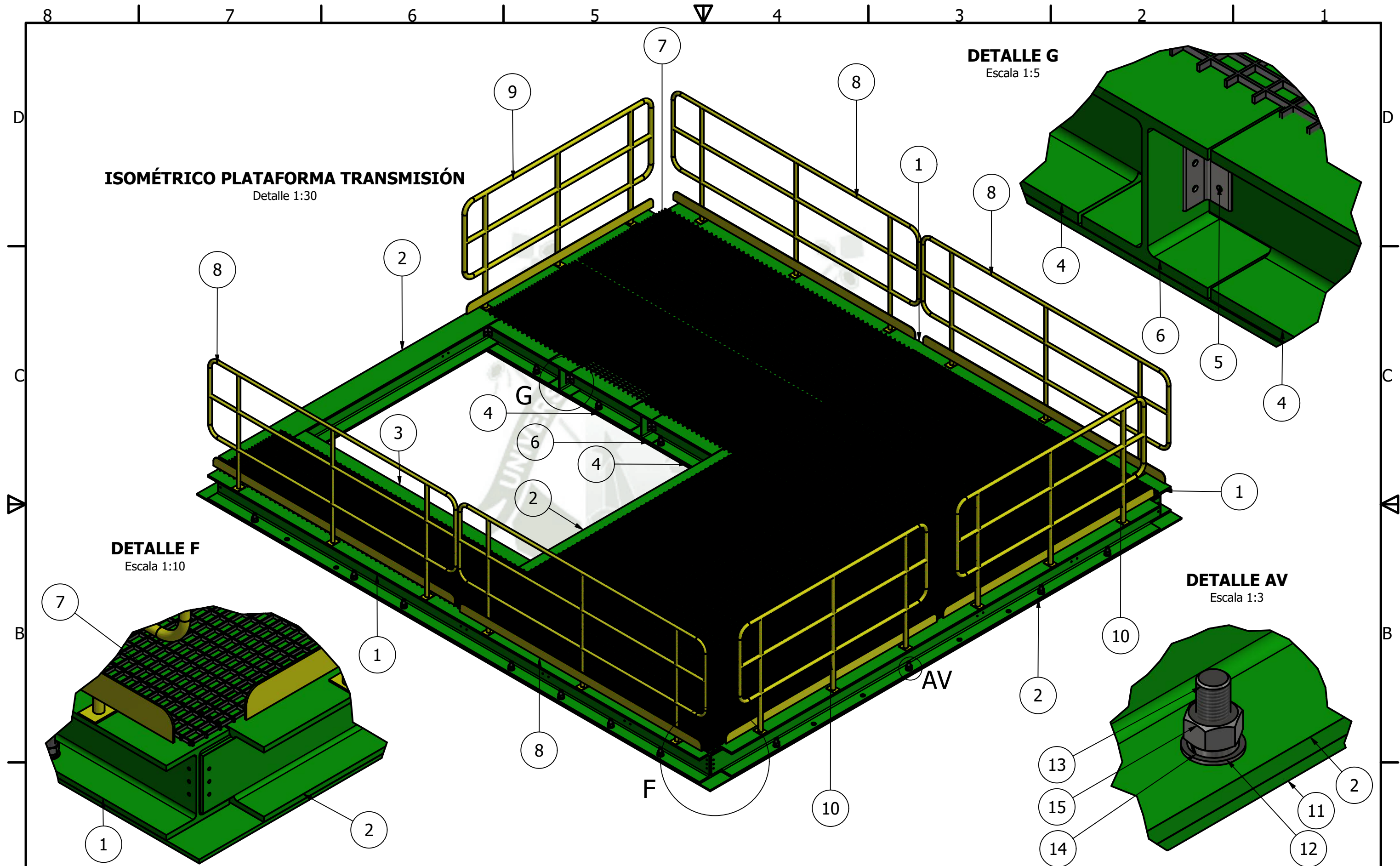


ISOMÉTRICO PLATAFORMA FLOTANTE
Escala 1:30

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. E.C.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHK. E.C.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ÉL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	DISEÑADO POR:	FECHA	PROYECTO:	NOMBRE DE PLANO:	ESCALA	NÚMERO DE PLANO	REV.								
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA											C. CÁCERES	19/03/2018	DISEÑO ELECTROMECÁNICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA												
													PROCESADO POR:	21/04/2018													
													REVISADO POR:	29/04/2018													
													APROBADO POR:	29/04/2018													
													JEFE DE PROYECTO:														
													CLIENTE:														
													8	7		6		5		4		3		2		1	

Escala 1:30





REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHIL.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DES. CHIL.	APROBADO	DWG. NO.	REFERENCIAS DEL DIBUJO	 E.P. INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DEL EQUIPO DE DISEÑO A CARGO, SU USO Y REPRODUCCIÓN SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 19/03/2018	PROYECTO: DISEÑO ELECTROMEQUINICO DE UN FERRIS WHEEL EN AREQUIPA
A	25/04	EMITIDO PARA APROBACIÓN INTERNA	C.C.										PROYECTADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 21/04/2018	
													REVISADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	
													APROBADO POR: C. CÁCERES	FECHA: 29/04/2018	NOMBRE DE PLANO: MECANICA
													JEFE DE PROYECTO:	FECHA:	ENSAMBLE PLATAFORMA LADO TRANSMISIÓN
													CLIENTE:	FECHA:	ESCALA: 1:30
															NUMERO DE PLANO: A3-FW001-052-005-012
8		7		6		5		4		3		2		1	

