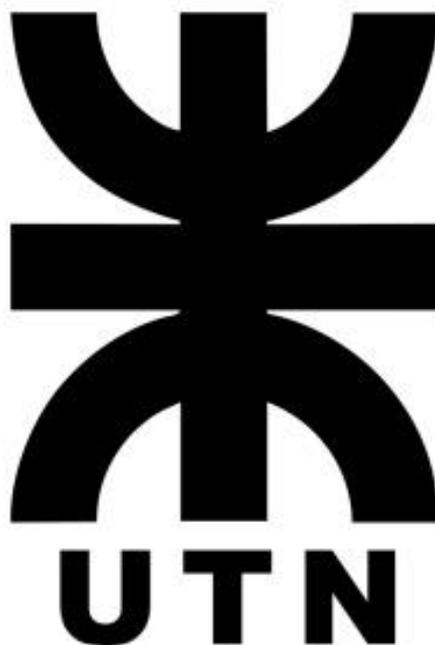


PROYECTO FINAL

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Villa María



INGENIERÍA MECÁNICA

GRÚA HIDRÁULICA REMOLCABLE

TAIS SANTIAGO ESTEBAN

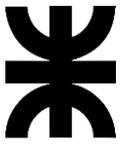
DOCENTES:

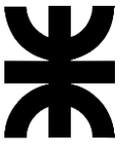
ING. AMÉRICO DI COLA

ING. MARCELO COSTAMAGNA

ING. MARCOS MARINO

VILLA MARÍA - 2023





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Villa María de de 2023

En la mesa de examen del día de la fecha, el alumno Tais Santiago Esteban, presentó el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica.

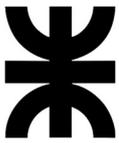
El Tribunal Examinador estuvo compuesto por el Profesor Titular de la Cátedra, Proyecto Final, Ingeniero Américo Di Cola, el Profesor Jefe de Trabajos Prácticos, Ingeniero Marcelo Costamagna y por el Jefe del Departamento de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Huber Fernández.

El Tribunal Examinador, determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación. _____

Ing. Américo Di Cola
Titular de la Cátedra.

Ing. Marcelo Costamagna
Jefe de Trabajos Prácticos

Ing. Huber G. Fernández
Director de departamento Ing.
mecánica.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

AGRADECIMIENTOS.

En éste punto de mi trayectoria académica, me gustaría expresar mi profundo agradecimiento a aquellos que han desempeñado roles fundamentales en mi camino hacia la conclusión de este proyecto. Sus contribuciones de una u otra manera han sido esenciales y merecen un reconocimiento especial.

A mis amigos de la vida, compañeros incondicionales a lo largo de estos años, les agradezco por su apoyo inquebrantable. Cada risa compartida y palabra de aliento ha sido un bálsamo para los momentos de tensión.

A mis compañeros de estudios, quienes han compartido conmigo las alegrías y las adversidades de este proceso, les debo un agradecimiento sincero. Han convertido este desafío en una experiencia memorable.

A mis profesores, cuyo apoyo ha guiado mi camino académico, les agradezco por su dedicación y paciencia. Sus valiosas enseñanzas y comentarios han sido cruciales para el desarrollo y la calidad de mi formación como profesional.

A mi familia, quienes han sido mi apoyo constante, solo tengo palabras de profundo agradecimiento por su amor incondicional y comprensión.

A mi compañera Paula, quien ha sido fundamental en éste recorrido, por su paciencia, comprensión y amor constante. Gracias por celebrar conmigo cada pequeño logro como propio.

Reservo un reconocimiento especial para mis padres, Carlos y Mónica, y mi hermana María Clara. Su apoyo inquebrantable ha sido el pilar fundamental en mi etapa como estudiante. A lo largo de estos años, han cultivado en mí la importancia del esfuerzo y la perseverancia, y éste logro es el testimonio de su influencia en mi vida.

Éste trabajo no solo representa mi dedicación y esfuerzo, es también el resultado de las contribuciones de aquellos que han formado parte de mi trayecto académico. A todos ustedes, mi más sincero agradecimiento.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Resumen

En este proyecto se desarrolla una grúa hidráulica montada sobre un tráiler de arrastre con una capacidad máxima de carga de 350 kg. Este proyecto consta de nueve capítulos, los cuales muestran los procedimientos de cálculo, diseño y simulación de las diferentes partes y componentes del equipo grúa/tráiler.

Capítulo 1: introducción, se plantean los objetivos que se desean cumplir con la realización de este proyecto y una investigación sobre los antecedentes históricos del equipo.

Capítulo 2: Memoria descriptiva, se detallan las principales características de las grúas hidráulicas y de los semirremolques junto con pautas de seguridad para la operación de la máquina.

Capítulo 3: Sistema de brazo hidráulico grúa, se procede a realizar el cálculo y simulaciones de los elementos estructurales de la grúa, tales como el brazo articulado, los cilindros hidráulicos, los pernos de articulación y chapas de agarre.

Capítulo 4: Análisis de estabilidad, se centra en el cálculo del centro de masas y contrapesos necesarios para la estabilidad del sistema.

Capítulo 5: Sistema de giro, se procede al cálculo de los componentes de giro de la grúa, rodamientos, bulones y reductores necesarios.

Capítulo 6: Chasis remolcable, se centra en el cálculo las simulaciones y el análisis de los elementos del chasis, patas de apoyo y cilindros hidráulicos necesarios.

Capítulo 7: Riesgos y protecciones, se enumeran los riesgos y protecciones necesarias para la puesta en marcha y el transporte del equipo, así como también consideraciones del operador y los riesgos que existen.

Capítulo 8: Bibliografía, se detalla el material bibliográfico consultado para el diseño del equipo, los cálculos realizados, el análisis y la redacción del presente informe.

Capítulo 9: Planimetría. Se incluyen los planos de diseño de los componentes calculados y seleccionados para el equipo.

Palabras claves: Grúa, Hidráulica, Remolcable, Equipamiento, Maquinaria, Mantenimiento, Elevación, transporte, Remolque, Móvil, Carga, Ingeniería, Operación, Sistema Hidráulico, Levantamiento, Montaje, Mantenimiento, Plegable, Chasis, Estabilidad.



Abstracts.

In this thesis, a hydraulic crane mounted on a towing trailer with a maximum load capacity of 350 kg is developed. This project consists of nine chapters, which show the calculation, design and simulation procedures of the different parts and components of the crane/trailer equipment.

Chapter 1: introduction, the objectives that are to be met with the realization of this project and an investigation on the historical background of the team are set out.

Chapter 2: Descriptive memory, details the main characteristics of hydraulic cranes and semi-trailers along with safety guidelines for the operation of the machine.

Chapter 3: Crane hydraulic arm system, the calculation of the structural elements of the crane is carried out, such as the articulated arm, hydraulic cylinders, articulation bolts and grip plates.

Chapter 4: Stability analysis, focuses on the calculation of the center of mass and counterweights necessary for the stability of the system.

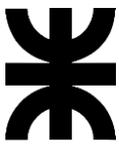
Chapter 5: Rotation system, we proceed to the calculation of the crane rotation components, bearings, bolts, and necessary reducers.

Chapter 6: Towable chassis, focuses on the calculation and analysis of the elements of the chassis, support legs and necessary hydraulic cylinders.

Chapter 7: Risks and protections, the risks and protections necessary for the start-up and transport of the equipment are listed, as well as consideration of the operator and the risks that exist.

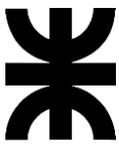
Chapter 8: Bibliography, details the bibliographic material consulted for the design of the equipment, the calculations made, the analysis and the writing of this report.

Chapter 9: Planimetry. The design plans of the components calculated and selected for the equipment are included.



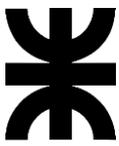
ÍNDICE

CAPÍTULO 1 “INTRODUCCIÓN”	13
1.1 DEFINICIÓN DEL PROYECTO	13
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	13
1.3 PROBLEMÁTICA.....	13
1.4 OBJETIVOS	13
1.5 ANTECEDENTES.....	13
1.5.1 LAS GRÚAS EN LA ANTIGUA GRECIA:.....	13
1.5.2 LAS GRÚAS DE LA ANTIGUA ROMA	15
1.5.3 LAS GRÚAS EN LA EDAD MEDIA	16
1.5.4 LAS GRÚAS MODERNAS	16
CAPITULO 2 “MEMORIA DESCRIPTIVA”	18
2.1 CLASIFICACIÓN	18
2.1.1 GRÚAS PÓRTICOS.....	18
2.1.2 GRÚAS TORRE.....	19
2.1.3 GRÚA MOVIL	20
2.1.4 GRÚAS DE TALLER.....	20
2.1.5 GRÚAS TELESCÓPICAS	21
2.1.6 GRÚA ESTÁTICA	22
2.1.7 GRÚA PUENTE.....	22
2.2 DESCRIPCIÓN DE UNA GRÚA HIDRÁULICA.....	23
2.3 DESCRIPCIÓN DE UN REMOLQUE O TRAILER.....	23
2.4 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	24
2.4.1 CAPACIDAD.....	24
2.4.2 TIPOLOGÍA.....	24
CAPÍTULO 3 “BRAZO HIDRÁULICO”	25
3.1 DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO.....	25
3.2 CÁLCULO PRELMINAR DE LAS BARRAS PARA PREDIMENSIONAMIENTO.	26
3.3 CÁLCULO DE LOS PESOS PROPIOS DE LAS BARRAS	36
3.4 VERIFICACIÓN DE DIMENSIONAMIENTO CON PESO PROPIO DE LAS BARRAS	40
3.4.1 POSICIÓN Nº1 “POSICIÓN DE PLEGADO”	40
3.4.2 POSICIÓN Nº2 “POSICIÓN INTERMEDIA GRÚA DESPLEGADA HORIZONTAL”.	44
3.4.3 POSICIÓN N.º 3 “GRÚA DESPLEGADA EN POSICIÓN VERTICAL”	48
3.4.4 RESUMEN DE FUERZAS Y ESFUERZOS	54
3.4.5 CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE SEGURIDAD SEGÚN BARRA.....	55



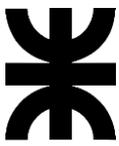
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

3.4.5 VERIFICACION DE RESISTENCIA DE LA COLUMNA DE SOPORTE A EFECTOS DEL VIENTO.....	58
3.5 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERNOS DE VINCULACIÓN DE LOS BRAZOS.....	67
3.5.1 PERNO DE VINCULACIÓN ENTRE SISTEMA TELESCÓPICO Y BARRA INTERMEDIA.....	69
3.5.2 PERNO DE VINCULACIÓN BARRA INTERMEDIA Y BARRA PRINCIPAL.....	69
3.5.3 PERNO DE VÍNCULO BARRA PRINCIPAL Y BARRA DE SOPORTE.....	70
3.6 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS DE PLUMA.....	70
3.6.1 CÁLCULO DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE SISTEMA TELESCÓPICO.....	71
3.6.2 CILINDRO HIDRÁULICO ELEVADOR DE BRAZO TELESCÓPICO.....	74
3.6.3 CÁLCULO DE CILINDRO ELEVADOR DE BARRA INTERMEDIA.....	75
3.6.4 CILINDRO ELEVADOR DE BARRA PRINCIPAL.....	77
3.7 CÁLCULO DE PERNOS DE UNION DE CILINDROS Y CHAPAS DE AGARRE DE LA PLUMA.....	84
3.7.1 PERNO DE CILINDROS TELESCÓPICOS.....	84
3.7.2 PERNOS DE CILINDRO ELEVADOR DE SISTEMA TELESCÓPICO.....	85
3.7.3 PERNOS DE CILINDRO ELEVADOR DE BARRA INTERMEDIA Y ELEVADOR DE BARRA PRINCIPAL.....	86
3.8 CÁLCULO DE ESPESOR NECESARIO PARA CHAPA DE VINCULACIÓN.....	87
3.9 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERNOS Y BARRAS DEL CANASTO.....	98
3.9.1 DIMENSIONAMIENTO DE PERNOS DE AGARRE DE BARRAS Y CANASTO.....	99
3.9.2 DIMENSIONAMIENTO DE BARRAS DEL PARALELOGRAMO DEL CANASTO.....	99
3.9.3 VERIFICACION DEL PANDEO DE BARRAS C SOMETIDAS A COMPRESIÓN DEL PARALELOGRAMO DEL CANASTO.....	100
3.9.4 SELECCION DEL CILINDRO HIDRAULICO ELEVADOR DE CANASTA.....	102
CAPITULO 4 “ANALISIS DE ESTABILIDAD DEL SISTEMA”.....	105
CAPITULO 5 “SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE GIRO”.....	110
5.1 CÁLCULO DEL MOMENTO DE VUELCO.....	110
5.2 CÁRGA MAXIMA DE SERVICIO.....	111
5.3 FACTORES DE CARGA A UTILIZAR.....	111
5.4 CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA DEL RODAMIENTO.....	111
5.5 VIDA DE SERVICIO.....	112
5.6 NÚMERO DE TORNILLOS Y CALIDAD.....	112
5.7 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE GIRO.....	112



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

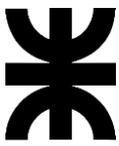
5.7.1 SELECCIÓN DE TORNILLOS DE FIJACIÓN DE GIRO.	115
5.7.2 MOTOREDUCTOR DE GIRO.....	116
5.8 VERIFICACIÓN DE LA RESISTENCIA DE LA COLUMNA SOPORTE A LA INERCIA DEL GIRO DE LA TORRETA.	119
CAPÍTULO 6 “CÁLCULO DEL CHASIS REMOLCABLE”	122
6.1 CONDICIÓN DE GRÚA PLEGADA	122
6.2 CONDICIÓN DE GRÚA DESPLEGADA HORIZONTAL.....	127
6.3 CONDICIÓN DE GRÚA DESPLEGADA VERTICAL	131
6.4 CÁLCULO DEL EJE DEL CHASIS	137
6.5 SISTEMA DE FRENOS	140
6.6 DIMENSIONAMIENTO DE LAS PATAS DE APOYO Y CILINDROS NECESARIOS.....	144
6.7 CATEGORIZACION DEL TRAILER	147
6.8 SISTEMA DE ILUMINACION Y SEÑALIZACION	148
6.9 ENGANCHE Y CADENAS DE SEGURIDAD HOMOLOGADOS.....	152
6.10 PARAGOLPES TRASERO.....	158
6.11 SISTEMA PORTAUXILIO	162
CAPITULO 7 RIESGOS Y PROTECCIONES	169
7.1 RIESGOS	169
7.2 MEDIDAS PREVENTIVAS	169
7.3 SEGURIDAD DE OPERACIÓN.....	169
7.4 PROTECCIONES COLECTIVAS	170
7.5 PROTECCIONES INDIVIDUALES.....	170
CAPITULO 8 “BIBLIOGRAFIA”.....	171
CAPITULO 9 “PLANIMETRÍA”.....	172
9.1 SISTEMA DE CODIFICACIÓN PARA PLANOS.....	172



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

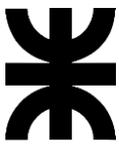
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Figura 1: Esquema de grúa antigua	14
Figura 2: Restauración de grúa antigua	14
Figura 3: Esquema de un pentaspasto.	15
Figura 4: Grúa de rodadura de la edad media.	16
Figura 5: Avances de grúas a lo largo de la historia.	17
Figura 6: Grúa LTM 11200 la grúa más grande del mundo actualmente.	17
Figura 7: Grúa LTM 11200-9.1 Desplegada.	18
Figura 8: Ilustración de grúa pórtico.	19
Figura 9: Ilustración de grúa torre.	19
Figura 10: Ilustración de grúa móvil.	20
Figura 11: Grúa móvil de taller utilizada para la extracción de motores de automóviles.	21
Figura 12: Camión grúa telescópica.	21
Figura 13: Grúa estática sobre puerto	22
Figura 14: Puente grúa sobre nave industrial.	22
Figura 15: grúa hidráulica tijera y telescópica.	23
Figura 16: Tráiler plataforma de arrastre.	24
Figura 17: Brazo/pluma hidráulica.	25
Figura 18: Esquema de carga barra telescópica.	26
Figura 19: Esquema de carga para simulación barra telescópica.	26
Figura 20: Diagrama de momento flector en sistema telescópico	27
Figura 21: Dimensiones de sistemas telescópicos.	27
Figura 22: Momentos máximos de cada sección.	27
Figura 23: Momento flector en primer tramo.	29
Figura 24: Momento flector en segundo tramo.	30
Figura 25: Momento Flector en tercer tramo.	31
Figura 26: Deformación de la barra telescópica.	32
Figura 27: Esquema de cargas barra intermedia.	32
Figura 28: Columna en pandeo flexo torsional.	35
Figura 29: Brazos de grúa dimensionados.	35
Figura 30: Caso 1: Grúa plegada.	37
Figura 31: Caso 2: Grúa desplegada	37
Figura 32: Caso 3: Grúa desplegada vertical.	38
Figura 33: Superposición de las posiciones de la pluma.	39
Figura 34: Esquema de fuerzas en el sistema telescópico.	40
Figura 35: Esquema de fuerzas barra intermedia plegada.	41
Figura 36: Esquema de fuerzas barra principal plegada.	42
Figura 37: Esquema de fuerzas en columna de soporte.	43
Figura 38: Esquema de fuerzas en sistema telescópico en posición horizontal.	44
Figura 39: Esquema de fuerzas en barra intermedia desplegada.	45
Figura 40: Esquema de fuerzas en barra principal desplegado.	46
Figura 41: Esquema de fuerzas en barra de soporte.	47
Figura 42: Esquema de fuerzas sistema telescópico desplegado vertical.	49
Figura 43: Esquema de fuerzas en barra intermedia con grúa desplegada vertical.	50
Figura 44: Esquema de fuerzas de barra principal en posición desplegada.	52
Figura 45: Esquema de fuerzas en barra de soporte.	53
Figura 46: Perno de vínculo entre sistema telescópico y barra intermedia.	67
Figura 47: Bujes, pernos y tapas de articulación de giro de los brazos.	68
Figura 48: Corte de detalle de bujes de giro de las barras.	68



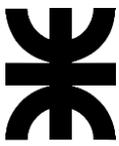
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Figura 49: Detalle de cilindros hidráulicos de sistema telescópico.....	74
Figura 50: Esquema cilindro elevador de sistema telescópico.	75
Figura 51: Detalle cilindro elevador de barra intermedia en posición desplegado horizontal.....	77
Figura 52: Detalle de cilindros elevadores de barra principal sobre base de giro.	78
Figura 53: Características de la central hidráulica.	79
Figura 54: Vista explosionada de la central hidráulica.....	79
Figura 55: Esquema del circuito hidráulico.	81
Figura 56: Posición del banco de válvulas manuales de seguridad.....	82
Figura 57: Válvulas de accionamiento manual.....	83
Figura 58: Válvula de cierre de circuito hidráulico.....	83
Figura 59: Detalle perno de cilindro elevador de sistema telescópico.	86
Figura 60: Detalle de pernos elevadores de barra intermedia.	87
Figura 61:Referencia de placa de vinculación entre barras.	89
Figura 62: Referencia de chapa soporte de cilindro hidráulico.	90
Figura 63: buje y perno roscado cilindro hidráulico.....	91
Figura 64: Distribución de tensiones en la barra mayor del sistema telescópico.....	91
Figura 65: Coeficientes de seguridad en barra mayor de sistema telescópico.....	92
Figura 66: Tensión en el empotramiento de la barra mayor del sistema telescópico.....	92
Figura 67: Tensiones en los alojamientos de pernos en chapa de vinculo.	93
Figura 68: Simulación mediante MEF de CJ. Barra intermedia	93
Figura 69: Tensiones en el empotramiento de barra intermedia.	94
Figura 70: Tensiones en el nervio de refuerzo soporte cilindro hidráulico.	94
Figura 71: Tensiones en alojamiento del perno de giro.....	95
Figura 72: Simulación de esfuerzos en CJ. Barra principal.....	95
Figura 73:Tensiones en empotramiento y placas de vinculo.....	96
Figura 74: Tensiones en alojamiento de perno de giro.....	96
Figura 75: Simulación de columna de soporte.....	97
Figura 76: Detalle de tensiones en el alojamiento del perno de giro.	97
Figura 77: Esquema de fuerzas sobre canasto.	98
Figura 78: Tabla de coeficientes de pandeo para el acero F24.....	101
Figura 79: Dimensiones de cilindro hidráulico PALAO.	102
Figura 80: Zona de estabilidad y contrapesos.....	105
Figura 81: Pesos de barras de sistema pluma.....	106
Figura 82: Peso resultante en el CM del sistema.	107
Figura 83: Giro del centro de masas sin contrapeso.....	107
Figura 84: Fuerza resultante con contrapeso en el CM.	108
Figura 85: Esquema de carga para el cálculo de momento de vuelco.....	111
Figura 86: Dimensiones del rodamiento de giro.....	115
Figura 87: Tensiones en la columna de soporte.....	120
Figura 88: Distribución de tensiones en la columna de soporte.....	120
Figura 89:Escuadras de refuerzo en columna de soporte.....	121
Figura 90:pluma sobre chasis en posición de plegado.....	122
Figura 91:Columna de apoyo de barra principal.....	123
Figura 92:Esquema de grúa plegada.	123
Figura 93:Verificación de columna de apoyo.....	124
Figura 94: Diagrama de corte y momento flector en los travesaños del chasis.	126
Figura 95: Esquema de carga sobre chasis.....	126
Figura 96:Diagrama de corte y momento flector de larguero del chasis.....	127



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Figura 97: Esquema de carga grúa desplegada.....	128
Figura 98: Diagrama de corte y momento flector para el travesaño en caso desplegado horizontal.	129
Figura 99: Esquema de cargas en larguero de chasis.....	130
Figura 100: Diagramas de corte y momento flector en el larguero.....	130
Figura 101: Esquema de cargas en grúa desplegada vertical.	131
Figura 102: Diagrama de corte y momento flector en travesaño de chasis grúa desplegada vertical.	132
Figura 103: Esquema de cargas en larguero.	133
Figura 104: Diagrama de corte y momento flector en larguero de chasis con grúa desplegada vertical.....	133
Figura 105: Diseño eje de chasis.	137
Figura 106: Cargas sobre eje del chasis.....	137
Figura 107: Diagrama de corte y momento flector en eje de chasis.	138
Figura 108: Simulación de perfil de eje de chasis.	139
Figura 109: Distribución de tensiones sobre chapa soporte de eje.....	139
Figura 110: Masa seleccionada de catálogo.	140
Figura 111: Frenos eléctricos ALKO.....	142
Figura 112: Características de los frenos AL-KO.....	143
Figura 113: Características de las cubiertas seleccionadas.....	144
Figura 114: Verificación mediante WINBEAM de reacciones en patas de soporte.	145
Figura 115: Diagrama de corte y momento flector en el sistema telescópico de la viga de soporte del sistema de estabilidad.....	146
Figura 116: Categorización de vehículos.....	148
Figura 117: Conector de trece puntos iluminación y frenos.....	149
Figura 118: Esquema eléctrico de sistema de iluminación.	150
Figura 119: Detalle de luces laterales de chasis.....	151
Figura 120: Detalle de luces traseras.	151
Figura 121: Detalle de enganche Hypertracc BRACCO.....	153
Figura 122: Gancho FH-406-38.....	157
Figura 123: Detalle de bandas reflectivas.	159
Figura 124: Posiciones de aplicación de las fuerzas en paragolpes.	159
Figura 125: Aplicación de cargas según P1.	160
Figura 126: Aplicación de carga en P2.....	160
Figura 127: Aplicación de cargas en P3.	161
Figura 128: Aplicación de cargas en P3.	161
Figura 129: Detalle de bastidor de rueda.....	163
Figura 130: Posición de bisagras móviles en el bastidor.....	163
Figura 131: Soporte centrador de rueda.....	165
Figura 132: Buje roscado soldado sobre bastidor de rueda.	165
Figura 133: Rueda fijada sobre bastidor mediante varilla roscada a buje.....	166
Figura 134: Malacate comercial marca MOPAR.....	166
Figura 135: Enganche de malacate en bastidor.	167
Figura 136: Detalle de enganche de malacate ensamblado.	167
Figura 137: Ensamblaje del sistema portauxilio.....	168
Figura 138: Sistema portauxilio montado en chasis.	168



CAPÍTULO 1 “INTRODUCCIÓN”

1.1 DEFINICIÓN DEL PROYECTO

Es un equipo de trabajo móvil dotado de una plataforma de trabajo, la cual puede subir, bajar o rotar transportando personas o materiales gracias a una estructura articulada y extensible telescópica. Son máquinas usadas para que los trabajadores puedan llegar hasta los puntos más altos que necesiten sin la necesidad de construcción de andamios, además al ser montadas sobre un tráiler para la circulación permite el fácil transporte y versatilidad de usos. Está enfocado para trabajos de iluminación, empresas constructoras, inspección de silos, rescates, etc. Al transportarse de manera plegada sus dimensiones reducidas permiten ingresar por espacios estrechos que otras grúas de las mismas dimensiones no permitirían. Se utilizan para trabajos de mantenimiento en estructuras elevadas, así como en almacén y los ajustes de fábrica, cambio y mantenimientos de luminarias dentro de naves industriales o en exteriores.

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

La necesidad de proveer equipos que permitan flexibilidad, valida el diseño de un tráiler/grúa que permita llevar a cabo tanto el transporte como la carga para tareas de mantenimiento; de esta manera se busca lograr un equipo polivalente, lo cual se transforme en una ventaja competitiva.

1.3 PROBLEMÁTICA

Se plantea la necesidad de grúas articuladas de grandes dimensiones y remolcable pero que a su vez plegadas permitan ingresar a lugares reducidos, no existen fabricantes nacionales de este tipo de equipamiento, los equipos existentes son importados y con normativa extranjera.

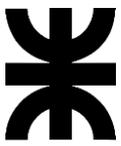
1.4 OBJETIVOS

Debido a la problemática mencionada anteriormente se planteará un diseño, cálculo y dimensionamiento de una grúa elevadora remolcable con aplicaciones nacionales.

1.5 ANTECEDENTES

1.5.1 LAS GRÚAS EN LA ANTIGUA GRECIA:

La grúa ha sido, es y será una máquina imprescindible en la carga y transporte de material pesado, es importante conocer el proceso de evolución que ha tenido a lo largo de su vida, desde que nació. Las primeras grúas de las que se tiene constancia que usaron poleas acaneladas, fueron inventadas y por supuesto usadas en la antigua Grecia para la construcción de edificios de altura considerable, eran accionadas por animales y personas. No es una barbaridad decir que, desde entonces, la evolución de la raza humana en el ámbito industrial está muy marcada por la presencia de las grúas. Los primeros vestigios de uso de estas máquinas que se encontraron en Grecia en el siglo VI, eran las marcas de pinzas de hierro en los bloques de piedra de los templos. Estas marcas son una evidencia ya que las marcas están en el centro de gravedad de los bloques. En ese siglo, llegaron a introducir el torno y la polea para reemplazar las rampas como medios principales para la elevación vertical de cargas. Gracias al torno y a la polea les fue mucho más fácil la construcción de sus templos, pues esto permitió la carga de muchas piedras de menor tamaño por ser más práctico que pocas de mayor tamaño. Este tipo de grúas, podían levantar entre 15 y 20 toneladas de peso. Posteriormente fueron desarrollándose grúas de mayor capacidad, utilizando más poleas.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

La primera evidencia literaria de la que avala la existencia de la primera grúa compuesta de poleas aparece en los ejercicios mecánicos atribuidos a Aristóteles (384- 322), que quizá fueron elaborados en fecha posterior. La grúa, que fue inventada en la antigua Grecia, fue adoptada por los romanos para desarrollarla mejor, ya que el incremento del trabajo de construcción en edificios de dimensiones grandes lo requerían. Es así como la grúa encontró su auge en la antigua Roma.

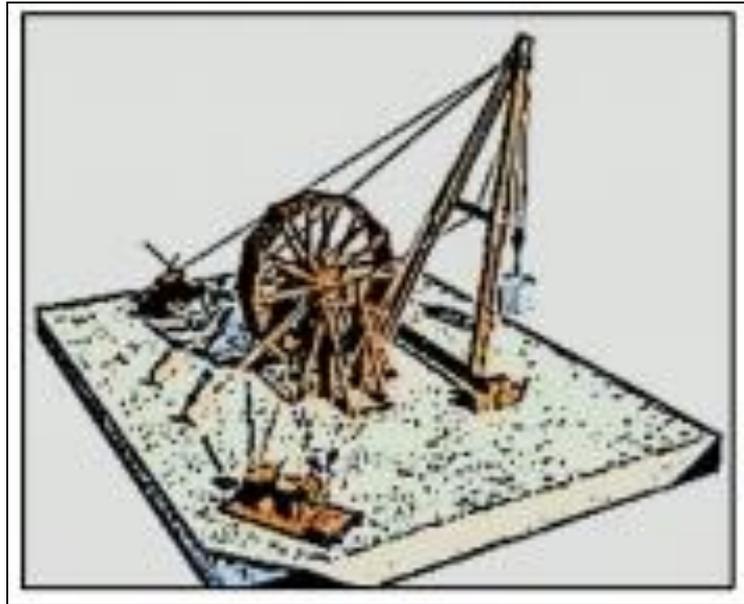
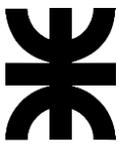


Figura 1: Esquema de grúa antigua



Figura 2: Restauración de grúa antigua



1.5.2 LAS GRÚAS DE LA ANTIGUA ROMA

La grúa ya inventada en la antigua Grecia fue adoptada por los romanos para desarrollarla mejor, ya que el incremento del trabajo de construcción en edificios de dimensiones grandes lo requerían. Es así como la grúa encontró su auge en la antigua Roma. En esta época de desarrollaron varios tipos de grúas.

- El trispastos: Es la grúa romana más simple que consiste en una horca de una sola viga, un torno, una cuerda y un bloque que contenía tres poleas, con lo cual se tuvo una ventaja mecánica de 3 a 1, por lo que un hombre que podía realizar un esfuerzo de 50 kilogramos podía levantar 150 kilogramos ($3 \text{ poleas} \times 50 \text{ kg} = 150 \text{ kg}$), si se asume que 50 kilogramos representan el esfuerzo máximo que un hombre puede ejercer sobre un período más largo.
- El pentapasto: Es uno de los tipos de grúa más pesado que funciona con 5 poleas. Esta grúa fue utilizada para el movimiento de bloques pesados para la construcción de grandes edificios.
- El polipasto: Esta grúa, operado por 4 hombres en ambos lados del torno, es el más grande y pesado, ya que funciona con un sistema de tres por cinco poleas con dos, tres o cuatro mástiles, dependiendo de la carga máxima. El Polipasto podía levantar hasta 3.000 kg ($3 \text{ cuerdas} \times 5 \text{ poleas} \times 4 \text{ hombres} \times 50 \text{ kg} = 3.000 \text{ kg}$), el mismo que doblaba su carga máxima a 6.000 kg con solo la mitad del equipo. Sin embargo, se asume que los ingenieros romanos lograron la elevación de estos pesos extraordinarios por medio de una torre.

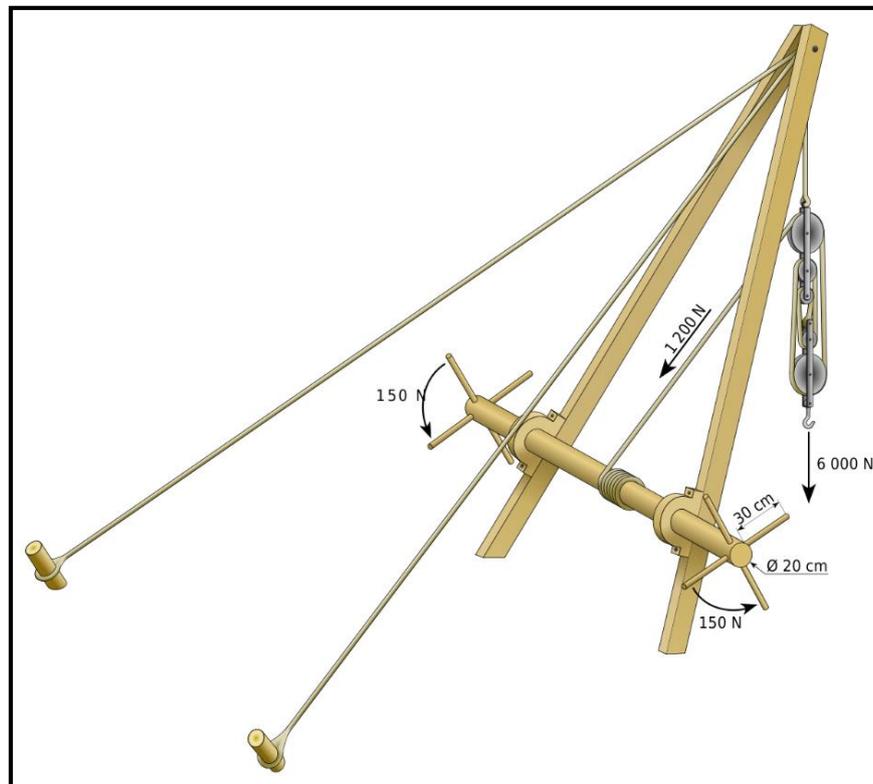


Figura 3: Esquema de un pentapasto.

1.5.3 LAS GRÚAS EN LA EDAD MEDIA

En la alta Edad Media las grúas se utilizaban en puertos y astilleros para estibar y construir barcos. Algunas de ellas fueron construidas ancladas a torres de piedra para dar estabilidad adicional, dando paso así a las grúas pórtico. En esta época, desde la llegada de la revolución industrial las grúas de madera pasaron a ser desarrollados a base de hierro fundido y el acero. La primera energía mecánica fue proporcionada por máquinas de vapor en el siglo XVIII. Así las grúas modernas utilizan, generalmente, motores de combustión interna o los sistemas de motor eléctrico e hidráulicos para proporcionar mayor fuerza, aunque las grúas manuales todavía se utilizan para pequeños trabajos o donde es poco rentable disponer de energía.

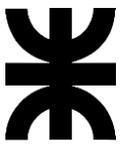


Figura 4: Grúa de rodadura de la edad media.

1.5.4 LAS GRÚAS MODERNAS

Actualmente, las grúas, se instalan en todo tipo de transportes, se utilizan tanto desde izados de pianos a un edificio hasta como montajes de puentes o grandes izados para todo tipo de industria. Los tamaños se extienden desde las más pequeñas (usadas en el interior de los talleres), grúas torres, (usadas para construir edificios), hasta las grúas flotantes (usadas para construir parques Eólicos en alta mar, transporte y descarga de grandes equipos).

La evolución tanto en el acero con el que se construyen las plumas como en la electrónica necesaria para hacer de este, un vehículo seguro según los estándares mundiales de seguridad ha sido increíblemente rápida en los últimos años. Todos estos avances hacen de las grúas unas máquinas capaces de soportar pesos muchos mayores, pero que necesariamente deben estar manejadas y controladas por profesionales con años de experiencia en el sector. Cualquier fallo puede ser fatal en una profesión en la que el apartado de seguridad y capacitación han pasado a ser de suma importancia. En este aspecto, empresas ofrecen cursos para supervisores y operadores de maniobras que quieran aumentar sus conocimientos y



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

hacer de su profesión un trabajo mucho más seguro, sabiendo en todo momento a que peligros se enfrentan, y como solucionar cualquier inconveniente que se puedan encontrar en maniobras con estos vehículos.

En la figura número 6 y 7 se muestra la grúa LTM 11200 esta es una potente grúa telescópica fabricada por la compañía alemana Liebherr, líder en la industria de maquinaria de construcción. Se trata de una grúa todo terreno de gran capacidad de carga y alcance, diseñada para realizar trabajos de elevación en diferentes tipos de terrenos y situaciones.

Es actualmente la grúa con mayor capacidad de carga, pudiendo levantar hasta aproximadamente 1.200 toneladas. Además, está equipada con una pluma telescópica que puede alcanzar alturas significativas. Su alcance máximo puede llegar a más de 100 metros.

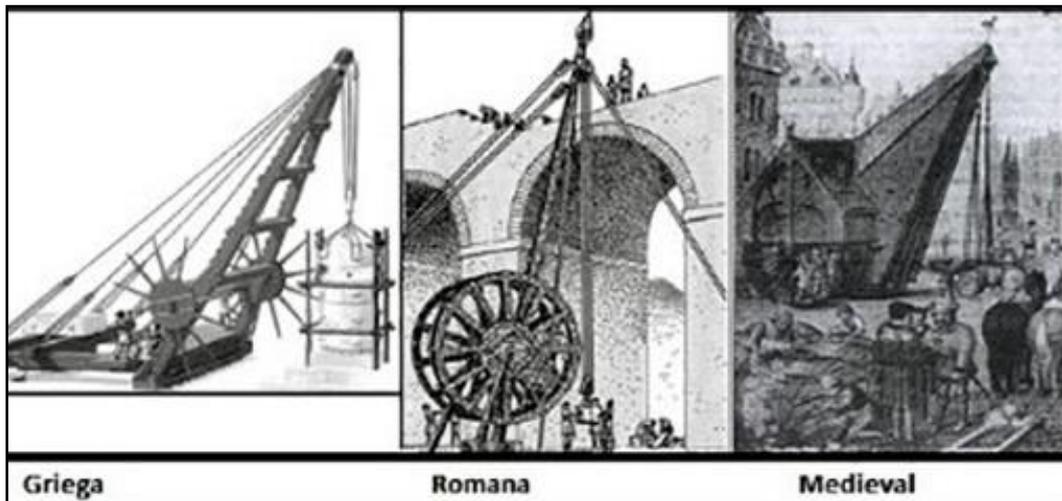


Figura 5: Avances de grúas a lo largo de la historia.



Figura 6: Grúa LTM 11200 la grúa más grande del mundo actualmente.

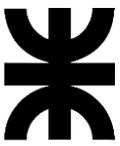


Figura 7: Grúa LTM 11200-9.1 Desplegada.

CAPITULO 2 “MEMORIA DESCRIPTIVA”

En los procesos de construcción las grúas cumplen un papel imprescindible, hoy por hoy es fundamental en diferentes industrias gracias a sus esenciales trabajos de construcción pesada y todo tipo de levantamiento.

Las grúas son maquinaria equipada con poleas, cables y sistemas hidráulicos que se basan en la aplicación de principios mecánicos que les permiten levantar y bajar cargas que ninguna capacidad trabajadora humana podría.

En la actualidad, las grúas han evolucionado para poder cumplir con una amplia variedad de necesidades industriales.

Para mantener su eficiencia y estabilidad vital, absolutamente todas las grúas deben cumplir las leyes de la física, entre ellas, las dos más importantes son que la grúa no mueva pesos que excedan su capacidad, y que cualquier movimiento fuerte que sobrepase el soporte de la máquina se debe eliminar inmediatamente.

2.1 CLASIFICACIÓN

A continuación, se muestran los distintos tipos de grúas que pueden encontrarse, como así una descripción de cada una de estas.

2.1.1 GRÚAS PÓRTICOS

Se las llama así por tener forma de pórtico. Están fabricadas en acero y constan de un puente elevado soportado por dos extremos creando un arco. Pueden desplazar las cargas horizontal, vertical y lateralmente con la ayuda de sus guinches. Se mueven sobre rieles y se sustentan sobre sus cuatro patas, ubicadas en las zonas de maniobra, para efectuar los movimientos de traslación y elevación.

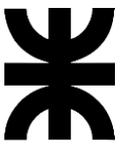


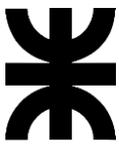
Figura 8: Ilustración de grúa pórtico.

2.1.2 GRÚAS TORRE

Se emplean generalmente para la construcción urbana. Se encuentra anclada al piso y provee una capacidad de altura y levantamiento que tiene lugar principalmente para la construcción de edificios. Cuenta con dos brazos horizontales que emergen de una torre central, uno es utilizado para suspender las cargas pesadas que van a levantarse y el otro funciona como contrapeso.



Figura 9: Ilustración de grúa torre.



2.1.3 GRÚA MOVIL

Las grúas móviles, también conocidas como grúas autopropulsadas, son una categoría de grúas que se caracterizan por su capacidad para desplazarse y trabajar en diferentes sitios sin necesidad de montaje adicional. Estas grúas son vehículos que cuentan con sistemas que les permite movilizarse de manera independiente

En general esta clase de grúas se encuentran sobre vehículos, por ejemplo, las grúas empleadas para trabajos en ferrocarriles se adaptan para desplazarse por los rieles. Varias de estas grúas se pueden acoplar a barcas para ser empleadas en trabajos de construcción en puentes vías fluviales. Su brazo de levantamiento es normalmente articulado para permitir su izamiento y reducción según sea el caso. Al igual que otras grúas, las móviles tienen un contrapeso en la parte trasera para mantener su estabilidad cuando están levantando cargas pesadas en el extremo de la pluma. Para garantizar la seguridad durante las operaciones de elevación, las grúas móviles tienen estabilizadores que se despliegan desde la base del vehículo para proporcionar una plataforma sólida y estable.

son una valiosa herramienta en la industria de la construcción y en otras áreas que requieren elevación de cargas pesadas de manera eficiente y segura. Su capacidad de movilidad y su versatilidad las hacen ideales para una amplia gama de aplicaciones, lo que las convierte en un componente esencial en muchos proyectos y operaciones industriales.

Cabe destacar que el presente proyecto está enfocado en una grúa de esta tipología.



Figura 10: Ilustración de grúa móvil.

2.1.4 GRÚAS DE TALLER

Las grúas de taller son empleadas en actividades diarias y tareas delicadas. cuentan con un amplio rango de uso en las diferentes áreas de manufactura y son excelentes para los trabajos de mantenimiento de vehículos, cambios de herramientas y carga de maquinaria.



Figura 11: Grúa móvil de taller utilizada para la extracción de motores de automóviles.

2.1.5 GRÚAS TELESCÓPICAS

Son impulsadas por un mecanismo hidráulico y destacan por su conjunto de brazos tubulares concéntricos, estos se pueden extender y retraer muy fácilmente para poder alterar la altura de la grúa según sea necesario. Generalmente son grúas móviles y adaptables capaces de desempeñarse efectivamente en espacios reducidos.



Figura 12: Camión grúa telescópica.

2.1.6 GRÚA ESTÁTICA

Como su nombre lo indica, las grúas estáticas se caracterizan por ser instaladas en un lugar específico. Es así como se diferencia de las grúas móviles, además, cuenta con varias subdivisiones entre ellas se encuentra la grúa torre mencionada anteriormente.



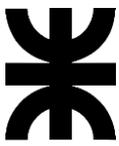
Figura 13: Grúa estática sobre puerto

2.1.7 GRÚA PUENTE

Cuenta con una fuerte viga para maniobrar y levantar cargas industriales extremadamente pesadas. las grúas puente se emplean en fábricas y en astilleros donde son esenciales sus características robustas.



Figura 14: Puente grúa sobre nave industrial.



2.2 DESCRIPCIÓN DE UNA GRÚA HIDRÁULICA

Es un equipo de trabajo móvil dotado de una plataforma de trabajo, la cual puede subir, bajar o rotar transportando personas o materiales gracias a una estructura articulada y extensible o telescópica. Utiliza la fuerza y el movimiento del fluido hidráulico para realizar operaciones de elevación y transporte de cargas pesadas. El principio básico detrás de su funcionamiento es la aplicación de la presión del líquido para generar fuerza y movimiento en los mecanismos de elevación. Está equipada con un sistema hidráulico que se compone de una bomba hidráulica, cilindros y válvulas. La bomba crea presión al forzar el fluido hidráulico, generalmente aceite, a través de los cilindros, lo que provoca el movimiento de los componentes de la grúa.

Son máquinas usadas para que los trabajadores puedan llegar hasta los puntos más altos que necesiten sin la construcción de andamios, además al ser montadas sobre un tráiler para la circulación le permite el fácil transporte y gran versatilidad de usos. Está enfocado en uso para trabajos de iluminación, empresas constructoras, inspección en altura, rescates, etc. Normalmente se utilizan para trabajos de mantenimiento en estructuras elevadas, almacenamiento y ajustes en fábricas, cambios y mantenimientos de luminarias dentro de naves industriales o en exteriores. Al transportarse de manera plegada sus dimensiones reducidas le permiten ingresar por espacios que otras grúas de las mismas dimensiones no me permitirían.

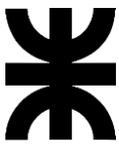


Figura 15: grúa hidráulica tijera y telescópica.

2.3 DESCRIPCIÓN DE UN REMOLQUE O TRAILER

Un remolque, también conocido como acoplado o tráiler, es un vehículo de carga no motorizado que consta como mínimo de chasis, ruedas, superficie de carga y, dependiendo de su peso y dimensiones, frenos propios. Este no se puede mover por sus propios medios, sino que es arrastrado y dirigido por otro vehículo: desde camiones-remolques específicos hasta motos y bicis.

Los tráilers varían en tamaño y capacidad de carga, desde pequeños remolques utilizados para llevar equipaje o carga ligera hasta grandes semirremolques empleados en el transporte de mercancías a larga distancia. Tienen una amplia variedad de usos, incluyendo el transporte de bienes, materiales de construcción, maquinaria y otros objetos pesados o voluminosos. Además, algunos tráilers pueden tener características especiales, como paredes laterales abatibles, toldos, sistemas de refrigeración o contenedores cerrados para proteger



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

la carga durante el transporte. La versatilidad y utilidad de los tráilers los convierten en un componente importante de la logística y el transporte moderno.

Argentina cuenta con leyes y regulaciones específicas relacionadas con los tráilers y remolques utilizados en el transporte de carga y pasajeros. Estas regulaciones estaban dirigidas a garantizar la seguridad vial y el transporte seguro de mercancías y personas en todo el país.



Figura 16: Tráiler plataforma de arrastre.

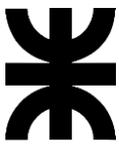
2.4 CARACTERISTICAS TECNICAS

2.4.1 CAPACIDAD

- ✚ Altura en vertical: 21m
- ✚ Longitud horizontal brazos extendidos: 13m.
- ✚ Carga limite máxima: 350kg.
- ✚ Peso: 5700kg
- ✚ Rotación de la torreta: 170°.
- ✚ Tipo de control: Hidráulico.
- ✚ Dimensiones de la canasta: 140x70x110cm.
- ✚ Capacidad de carga: 250kg.

2.4.2 TIPOLOGÍA

- ✚ Chasis.
- ✚ Brazo articulado.
- ✚ Brazo telescópico.
- ✚ Elevador vertical.



CAPÍTULO 3 “BRAZO HIDRÁULICO”

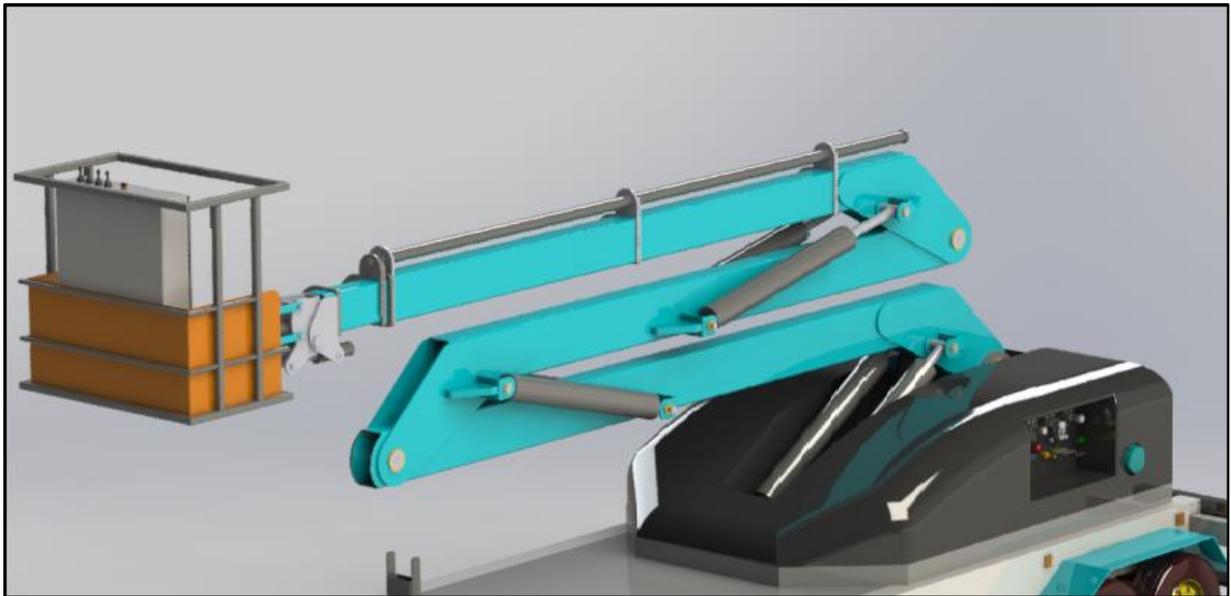


Figura 17: Brazo/pluma hidráulica.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO

La grúa está formada por una columna principal que puede rotar mediante un sistema de piñón y cremallera. Sobre la columna articula el brazo principal de la grúa, el cual puede rotar en gracias a la chapa de unión de ambas barras y a un actuador hidráulico que vincula ambos componentes de la estructura.

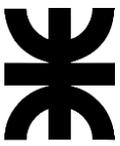
Un tercer brazo llamado barra intermedia articula sobre el segundo y también es accionado por un segundo cilindro hidráulico, luego vinculado a este se encuentra el brazo telescópico éste tiene la característica de poseer extensiones telescópicas que le dan un mayor alcance a la grúa. Dichas extensiones se logran mediante el accionamiento de actuadores hidráulicos ubicados en la parte superior y lateral de cada tramo telescópico.

Establecer el procedimiento de despliegue de la pluma es esencial para el análisis estructural de la grúa, para este caso el procedimiento consiste en:

1. Emplazamiento del tráiler en el lugar y desacople del vehículo tractor.
2. Despliegue de las patas de estabilidad del tráiler.
3. Giro de la torreta hacia el objetivo a alcanzar.
4. Elevación vertical mediante el despliegue de la barra principal e intermedia simultáneamente.
5. Inclinación del sistema telescópico.
6. Despliegue de las barras telescópicas hacia el objetivo.
7. Ajustes de la canasta.

Evaluando la situación más desfavorable para la viga telescópica, se determinará la sección resistente correspondiente para cada tramo de las extensiones. Una vez redimensionada la viga, se verificará que se cumplan con los requisitos de resistencia y se efectuarán las correcciones a causa del peso propio.

La siguiente etapa del cálculo consiste en determinar las fuerzas que actúan sobre los brazos y sobre la columna, además se busca conocer cuál es la fuerza que deben realizar los cilindros hidráulicos para soportar las cargas.



3.2 CÁLCULO PRELIMINAR DE LAS BARRAS PARA PREDIMENSIONAMIENTO.

Estableciendo que el peso de la canasta + la carga no superara los 380kg, esto está calculado como un operario y caja de herramientas o dos operarios.

Comenzamos el cálculo estático de las barras para posteriormente poder dimensionarlo, el cálculo se tomó en la posible posición más desfavorable, es decir con sus tramos completamente desplegados. Más adelante se verificarán los perfiles dimensionados bajo tres hipótesis de carga para asegurar la estabilidad del sistema en posiciones límites.

El largo total con sus tramos desplegados será de 14.2 metros, es decir 1420 centímetros y el cilindro hidráulico actuara a una distancia horizontal de 178 centímetros del eje de giro del brazo.

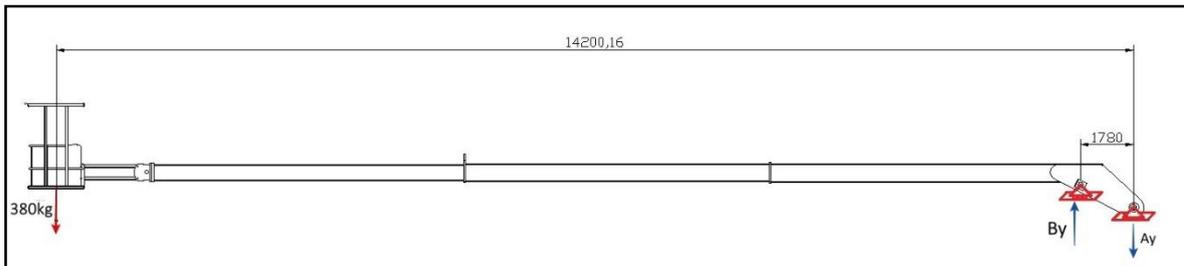


Figura 18: Esquema de carga barra telescópica.

Calculando las reacciones para el caso particular de cargas:

$$\sum M_A = -B_y \times 178\text{cm} + 380\text{kg} \times 1420\text{cm} = 0$$

$$B_y = 3031,4$$

$$\sum F_y = -A_y + 3031,4\text{Kg} - 380\text{kg} = 0$$

$$A_y = 2651,4\text{kg}$$

Verificando el cálculo mediante una simulación en WINBEAM.

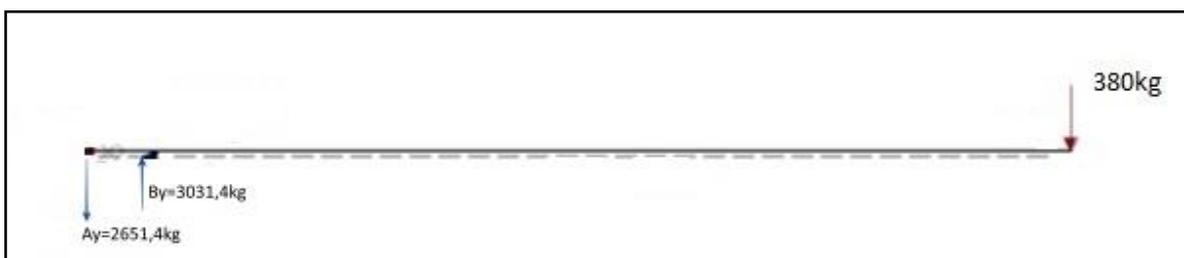


Figura 19: Esquema de carga para simulación barra telescópica.

Si analizamos el diagrama de momento flector a lo largo de toda la barra, nos queda la siguiente figura:

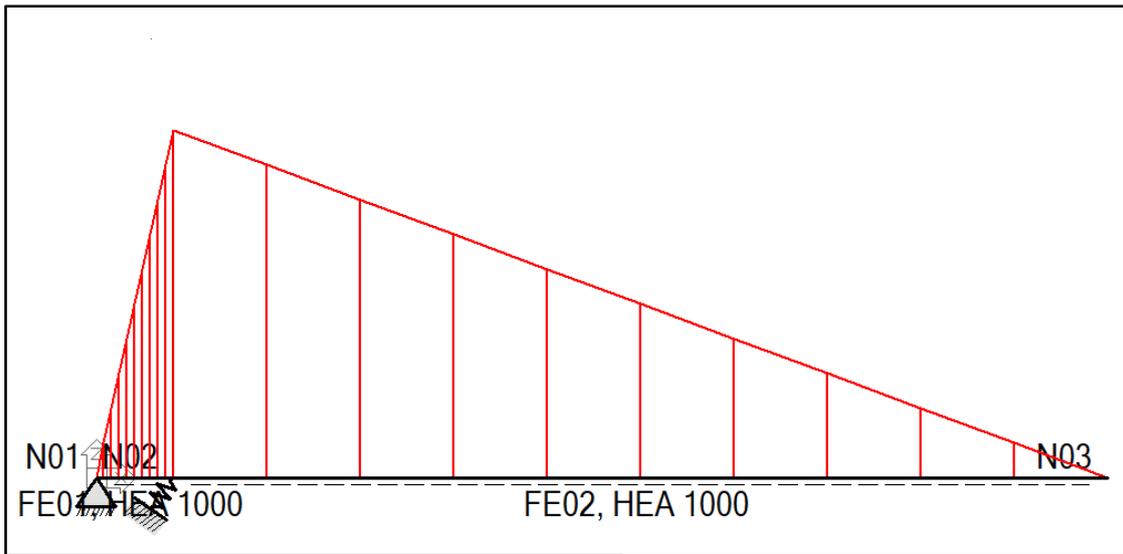
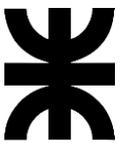


Figura 20: Diagrama de momento flector en sistema telescópico

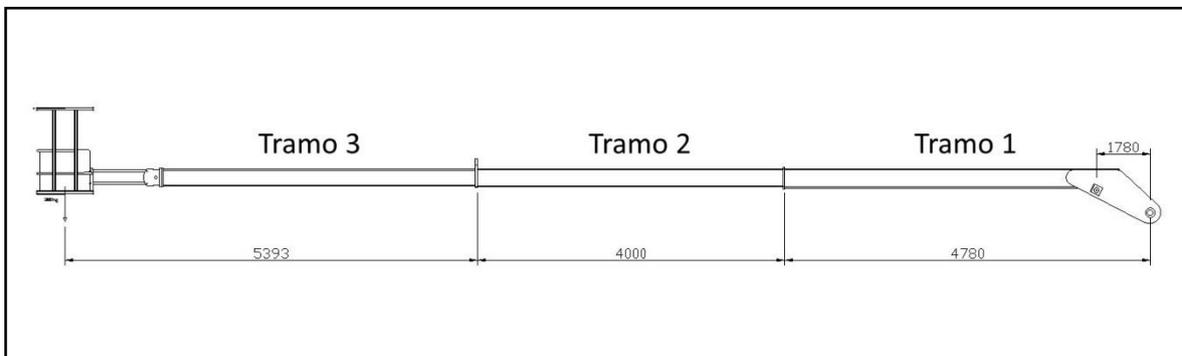


Figura 21: Dimensiones de sistemas telescópicos.

Como se observa en el diagrama de la figura 20 el momento flector máximo se encuentra en la sección donde se vincula el apoyo móvil, en este caso el apoyo móvil será el cilindro hidráulico que acciona el giro del sistema telescópico sobre el apoyo A que para el caso calculado anteriormente el apoyo fijo.

Si analizamos los momentos máximos en las secciones respectivas de cada tramo:

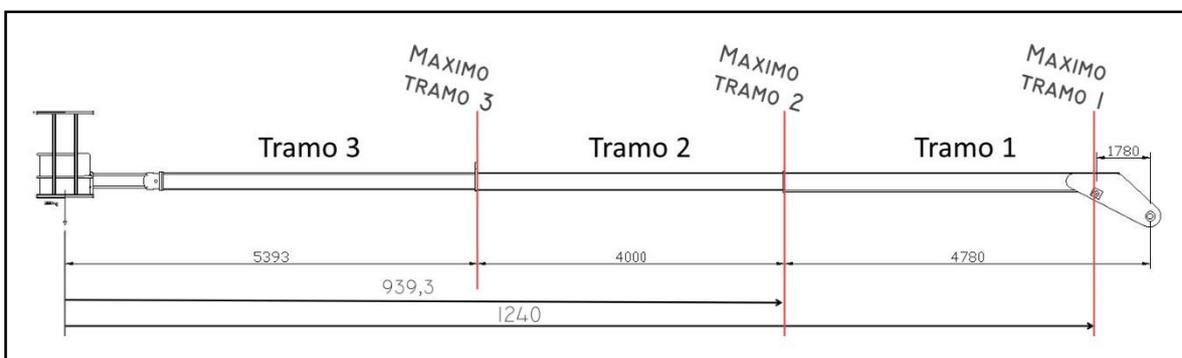
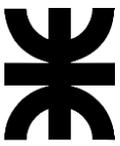


Figura 22: Momentos máximos de cada sección.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Momento flector máximo en el primer tramo.

$$MF_{\max 1} = 380\text{kg} \times 1240\text{cm}$$

$$Mf_{\max 1} = 472720\text{kgcm}$$

Momento flector máximo en el segundo tramo.

$$MF_{\max 2} = 380\text{kg} \times 939,3\text{cm}$$

$$MF_{\max 2} = 356934\text{kgcm}$$

Momento flector máximo en el tercer tramo.

$$MF_{\max 3} = 350\text{kg} \times 539,3\text{cm}$$

$$MF_{\max 3} = 188755\text{kgcm}$$

Dimensionamiento de las barras.

El dimensionamiento de barras de la estructura es una parte crucial en el diseño del equipo y consiste en determinar las dimensiones adecuadas de las barras que compondrán una estructura, para garantizar su resistencia y estabilidad, debido a la criticidad de estos componentes se trabajara con un coeficiente de seguridad mayor a 3 y acero de alta resistencia.

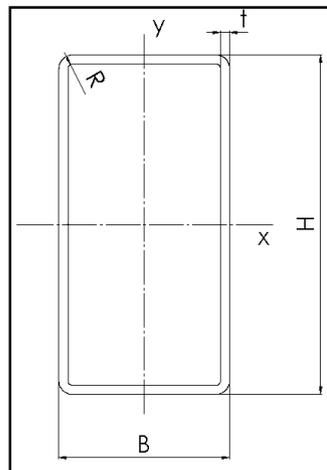
El material que se utilizará para la fabricación será Strenx MC 700, es un acero microaleado laminado en caliente fabricado para su conformado en frío, con un límite de elasticidad de 700 MPa, y diseñado para crear estructuras más resistentes y ligeras.

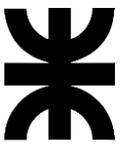
El perfil rectangular posee la siguiente expresión para calcular el momento de inercia.

$$I_x = \frac{1}{12} \times (B \times H^3 - b \times h^3)$$

Lo que derivará en el módulo resistente al dividirlo por la distancia a la fibra más alejada. La resolución de la ecuación anterior establece las dimensiones H y B para un espesor de chapa determinado.

Es necesario realizar la contrastación entre el módulo resistente del perfil adoptado con el módulo resistente requerido para satisfacer la condición de resistencia.





Dimensionamiento del primer tramo

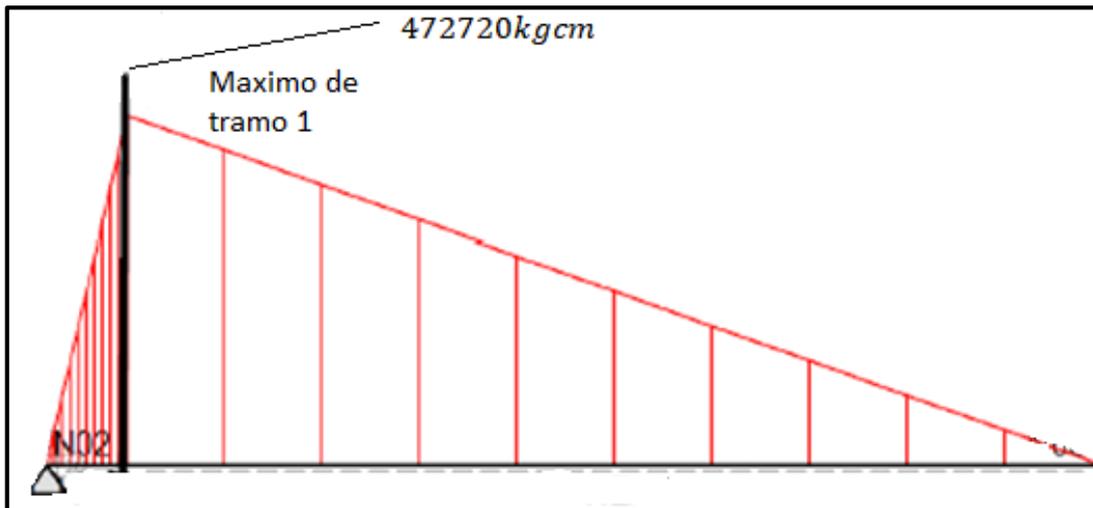


Figura 23: Momento flector en primer tramo.

- $MF_{\max} = 472720 \text{kgcm}$
- $N = 3$
- $Sy = 7138 \text{kg/cm}^2$

Siendo N el coeficiente de seguridad y Sy el límite elástico del material.

Tensión admisible:

$$St = \frac{Sy}{N}$$

$$St = \frac{7138}{3} = 2379.3 \text{kg/cm}^2$$

Esto significa que la ecuación de flexión estará dada por:

$$\frac{Sy}{N} = St = \frac{Mf}{I} \times c = \frac{Mf}{W}$$

Y el módulo resistente necesario de la barra será:

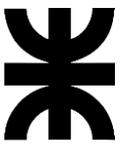
$$W_{nec} = \frac{MF_{\max}}{St}$$

Para el primer tramo.

$$W_{nec} = \frac{472.720 \text{kgcm}}{2379,3} = 198,67 \text{cm}^3$$

Se adoptará un perfil rectangular hueco, conformado con chapa plegada cuyas dimensiones serán las siguientes.

- Ancho exterior (B): 150mm
- Altura exterior (H): 250mm
- Espesor de pared: 5mm
- Módulo resistente de la barra: $313,14 \text{cm}^3$



Dimensionamiento del segundo tramo

El valor del momento flector considerado para éste tramo será el correspondiente a donde termina el tramo 1 y comienza el tramo 2. Será el máximo valor de momento al que estará sometido este tramo.

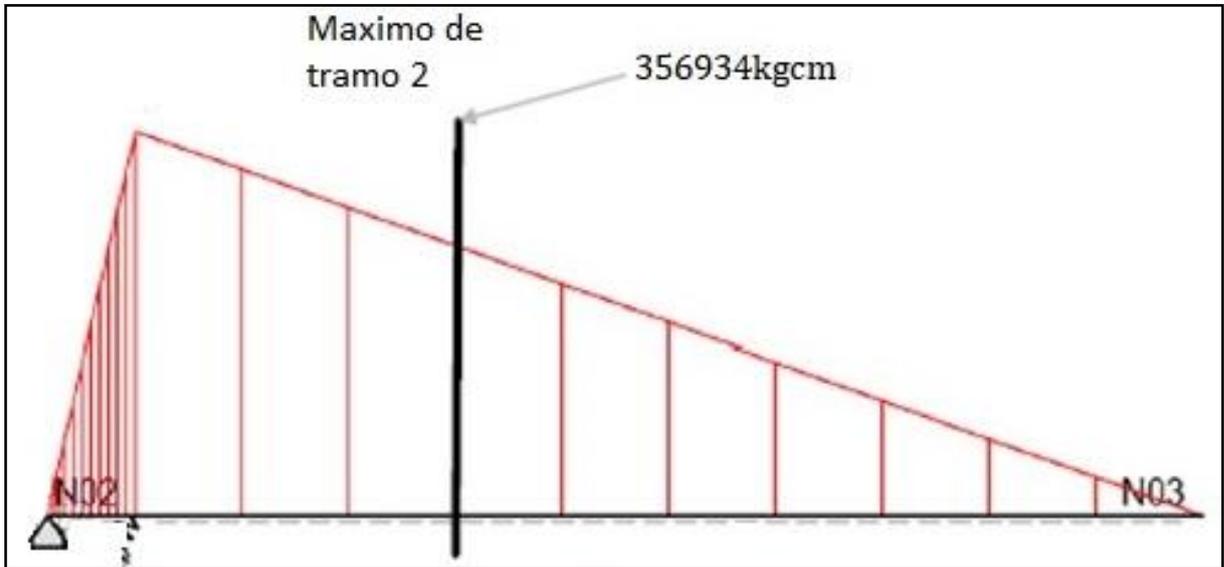


Figura 24: Momento flector en segundo tramo.

- $MF_{\max} = 356934 \text{kgcm}$
- $N = 3$
- $Sy = 7138 \text{kg/cm}^2$

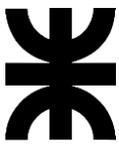
Repetiendo las ecuaciones anteriores ahora para la segunda sección

$$St = \frac{7138 \text{kg/cm}^2}{3} = 2379.3 \text{kg/cm}^2$$

$$W_{nec} = \frac{356934 \text{kgcm}}{2379.3 \text{kg/cm}^2} = 150,01 \text{cm}^3$$

Se adoptará un perfil rectangular hueco, conformado con chapa plegada cuyas dimensiones serán las siguientes.

- Ancho exterior (B): 140mm
- Altura exterior (H): 235mm
- Espesor de pared: 5mm
- Modulo resistente del perfil: $273,83 \text{cm}^3$



Dimensionamiento del tercer tramo.

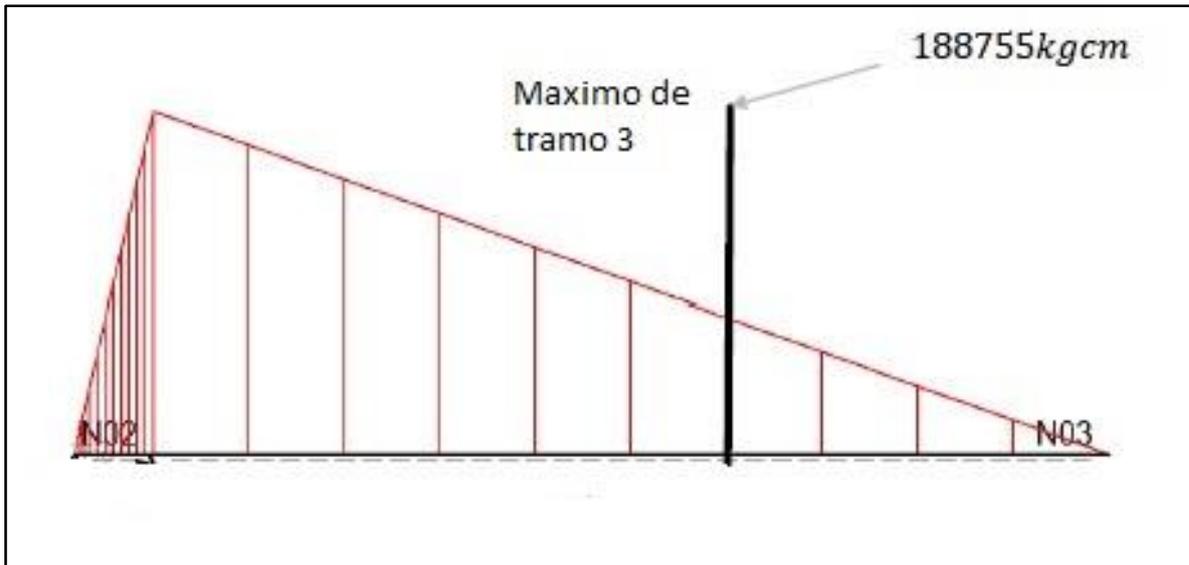


Figura 25: Momento Flector en tercer tramo.

- $MF_{\max} = 188755 \text{kgcm}$
- $N = 3$
- $Sy = 7138 \text{kg/cm}^2$

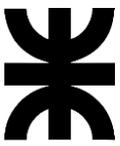
$$St = \frac{7138}{3} = 2379.3 \text{kg/cm}^2$$

$$W_{nec} = \frac{188755 \text{kgcm}}{2379.3 \text{kg/cm}^2} = 79,33 \text{cm}^3$$

Se adoptará un perfil rectangular hueco, conformado con chapa plegada cuyas dimensiones serán las siguientes.

- Ancho exterior (B): 130mm
- Altura exterior (H): 220mm
- Espesor de pared: 5mm
- Modulo resistente de la barra: $237,15 \text{cm}^3$

Las dimensiones de los tramos telescópicos dos y tres quedan definidas por ajustes de diseño, teniendo en cuenta que una barra debe entrar dentro de la otra, debe diseñarse el perfil de manera que no tenga demasiada luz entre las dimensiones exteriores e interiores de uno y otro, lo que generaría vibraciones en los movimientos, pero a su vez una holgura excesiva produciría un mal trabajo entre los mismos, como se ven en los resultados de los cálculos y como era de esperar, el módulo de elasticidad de los perfiles dos y tres exceden el módulo de elasticidad necesario calculado, por lo que podemos concluir que la sobredimensión de los dos tramos telescópicos quedaran definidos por las dimensiones del primero.



Con las medidas seleccionadas anteriormente y el material adoptado se realizó la simulación en el programa TwoDFrame, y vemos que la deformación del sistema telescópico completo no excede los 2mm, el cual está permitido por el criterio de dimensionamiento por deformación.

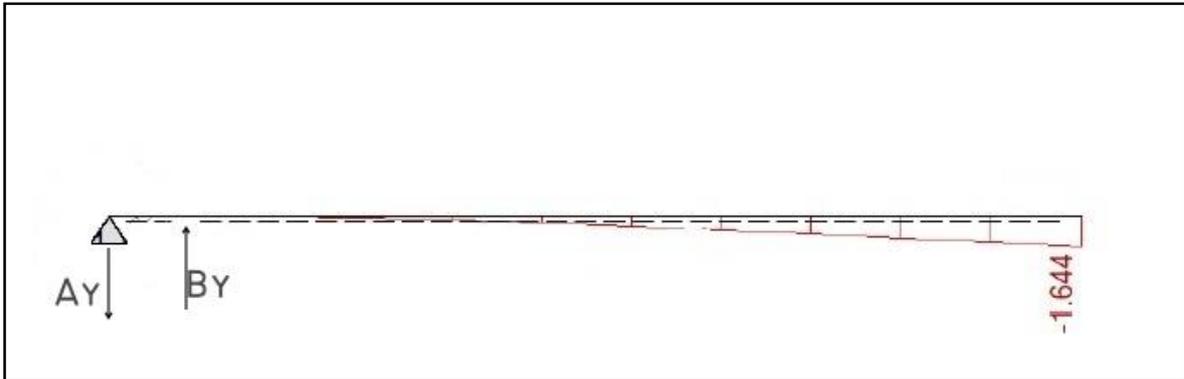


Figura 26: Deformación de la barra telescópica.

De esta manera es como quedarían dimensionado el sistema telescópico de la grúa.

Análisis de la barra intermedia

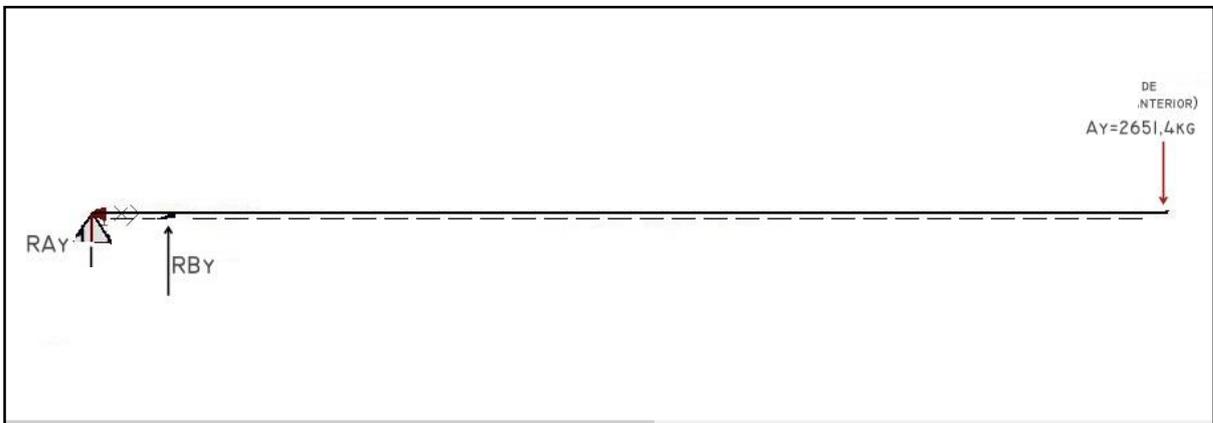


Figura 27: Esquema de cargas barra intermedia.

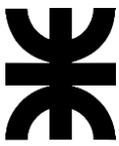
Procedemos de la misma forma que para las barras anteriores ahora con la barra intermedia.

$$\sum MB = 2651,4kg \times 350cm - RAY \times 150cm$$

$$RAY = 6186,6 kg$$

$$\sum Fy = 2651,4kg + 6186,6kg - RB$$

$$RBy = 8837,4Kg$$



Momento flector máximo en la sección de la barra

$$MF_{max} = 6186,2Kg \times 150cm$$

$$MF_{max} = 927.930kgcm$$

Dimensionamiento del perfil.

Se adoptará el material STRENX MC 700, al igual que para el tramo anterior debido a sus propiedades mecánicas con el objetivo de una disminución de pesos finales de la pluma, permitiendo el aumento de la capacidad de carga.

$$Mf_{max} = 927.930kgcm$$

$$Sy = 7.138kg/cm^2$$

$$Coef. De seguridad = 3$$

$$St = \frac{7138kg/cm^2}{3}$$

$$Wnec. = \frac{927930kgcm}{2379.3kg/cm^2}$$

$$Wnec. = 390cm^3$$

Nuevamente se adoptará un perfil rectangular hueco, conformado con chapa plegada cuyas dimensiones serán las siguientes.

- *Ancho exterior (B): 300mm*
- *Altura exterior (H): 150mm*
- *Espesor de pared: 8mm*
- *Modulo resistente de la barra = 641,80cm³*

Repetiendo el procedimiento para la barra principal.

Análisis de la barra principal.

$$\sum MB = -Ay \times 150cm + 6186,6kg \times 150cm$$

$$Ay = 6186,6kg$$

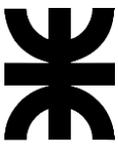
$$\sum Fy = 6186,6kg + 6186,6kg - By$$

$$By = 20797,93kg$$

Cálculo de momento flector máximo.

$$MFmax = 6186,6kg \times 150cm$$

$$Mfmax = 927990kgcm$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$S_y = 7138 \text{ kg/cm}^2$$

Coefficiente De seguridad = 3

$$S_t = \frac{7138 \text{ kg/cm}^2}{3}$$

$$W_{nec.} = \frac{927990 \text{ kgcm}}{2379.3 \text{ kg/cm}^2}$$

$$W_{nec.} = 390 \text{ cm}^3$$

Nuevamente se adoptará un perfil rectangular hueco, conformado con chapa plegada cuyas dimensiones serán las siguientes.

- *Ancho exterior (B): 300mm*
- *Altura exterior (H): 150mm*
- *Espesor de pared: 8mm*
- *Modulo resistente de la barra = 641,80cm³*

Cabe destacar que este perfil es igual al anterior y aquí hay un punto importante y está en el módulo resistente del perfil utilizado, desde el punto de vista analítico, éste está sobredimensionado, y para este módulo y las condiciones de carga establecidas el coeficiente de seguridad es de aproximadamente 5, un coeficiente de seguridad relativamente alto, una solución si lo ameritara podría ser disminuir el espesor manteniendo sus dimensiones exteriores para evitar problemas en los vínculos entre una barra y otra, esto haría que el modulo disminuya y por lo tanto el coeficiente de seguridad también pero hay que tener en cuenta que este cálculo es preliminar con el objetivo de poder dimensionar las barras de una forma conservadora y llegar a determinar los pesos propios de las mismas para luego analizar y verificar en tres casos de posición la resistencia de las mismas.

Cabe destacar que como se verá al final del capítulo los pesos de las barras son iguales o superiores al peso establecido de la carga, por lo que es de suma importancia la verificación ya que sus componentes deben ser capaz de soportar además de la carga de trabajo sus propios pesos y garantizar que la grúa funcione dentro de los límites seguros sin sobrecargarse, reduciendo el riesgo de fallos estructurales, colapsos y accidentes.

Por otro lado, en este análisis no se está teniendo en cuenta la acción horizontal del viento el cual también debería ser un factor a considerar en la operación de grúas, ya que puede tener un impacto significativo en la seguridad y estabilidad. Cuando el viento sopla sobre una grúa, puede ejercer fuerzas laterales y momentos de torsión que pueden afectar su equilibrio y capacidad de elevación un esfuerzo característico en las columnas es la flexo torsión o pandeo flexo torsional, el cual no es objeto de estudio en éste proyecto, pero mediante un coeficiente de seguridad alto podemos disminuir estas incertidumbres calculando las secciones de una manera más conservadora. Por otro lado, y desde el punto de vista logístico de provisiones comerciales según criterio se busca la uniformidad en los espesores de chapa, sobre todo para casos de materiales especiales como el STREX que no es un acero convencional.

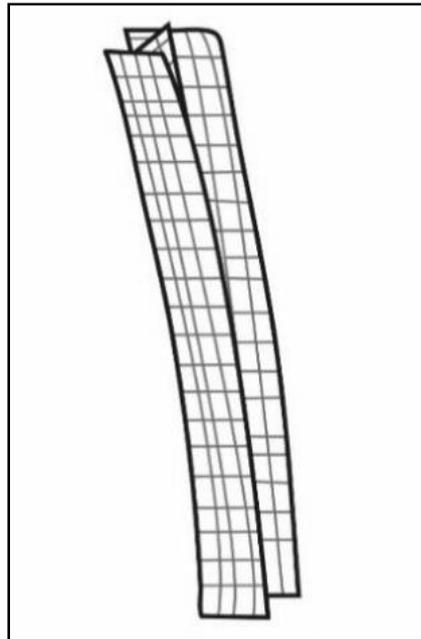


Figura 28: Columna en pandeo flexo torsional.

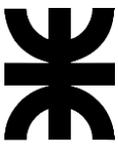


Figura 29: Brazos de grúa dimensionados.

Para realizar el cálculo de los momentos de inercia de las secciones se realizó a través de la siguiente ecuación, contrastando luego los resultados a través de la opción de propiedades físicas de SolidWorks.

$$I_x = \frac{B \times H^3}{12} - \frac{b \times h^3}{12}$$

Siendo B, b, H y h, las alturas y anchos exteriores e interiores del perfil de la barra.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Éste redimensionamiento nos permite considerar los pesos propios de las barras en el cálculo, dado que el peso de la carga útil no es elevado, el efecto de los pesos propios será una característica a considerar en el cálculo, por eso se repetirán verificando al mismo como una carga puntual en el centro de masa de las barras para simplicidad del cálculo.

3.3 CÁLCULO DE LOS PESOS PROPIOS DE LAS BARRAS

Densidad del acero: $\delta = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Barra telescópica

Tramo 1: $V=0.02\text{m}^3$ $P = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.02\text{m}^3 = 157\text{Kg}$

Tramo 2: $V=0.0157\text{m}^3$ $P = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.0157\text{m}^3 = 123.24\text{Kg}$

Tramo 3: $V=0.01461\text{m}^3$ $P = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.01461\text{m}^3 = 114.7\text{Kg}$

Peso total de la barra telescópica: 395kg

Barra intermedia

$V=0.0354\text{m}^3$ $P = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.0354\text{m}^3 = 278\text{Kg}$

Barra principal

$V=0.0354\text{m}^3$ $P = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.0354\text{m}^3 = 278\text{Kg}$

Barra de soporte:

$V=0.00254\text{m}^3$ $P = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.00254\text{m}^3 = 22\text{Kg}$

Peso total de las barras= 973Kg

A este peso se le debe incrementar el peso de las sujeciones, cilindros y pernos los cuales no son conocidos, por esto se realizará el cálculo con un criterio conservador considerando el propio peso como carga puntual y verificando los coeficientes de seguridad resultantes.

Teniendo en cuenta los valores de sección y largos adoptados anteriormente se procede a realizar el prediseño del brazo buscando las posiciones óptimas para la apertura y cierre de los cilindros hidráulicos para ello se establecieron tres posiciones de estudio de la pluma/canasta.

El primer caso es la grúa plegada como se ve en la Figura 28, en este primer caso, la misma apoya sobre la base del chasis y la columna de soporte. El segundo caso es una posición intermedia (Figura 29), la grúa desplegada con el brazo telescópico en posición horizontal y la tercera propuesta será la grúa en posición vertical con el brazo telescópico extendido (Figura 30).

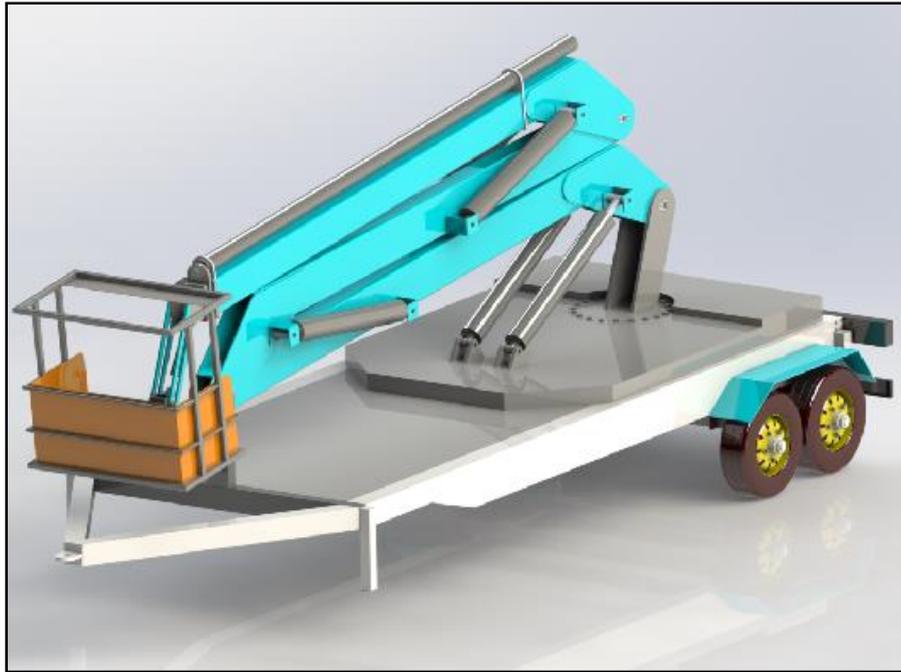
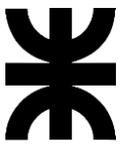


Figura 30: Caso 1: Grúa plegada



Figura 31: Caso 2: Grúa desplegada

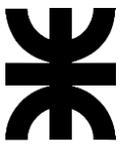


Figura 32: Caso 3: Grúa desplegada vertical.

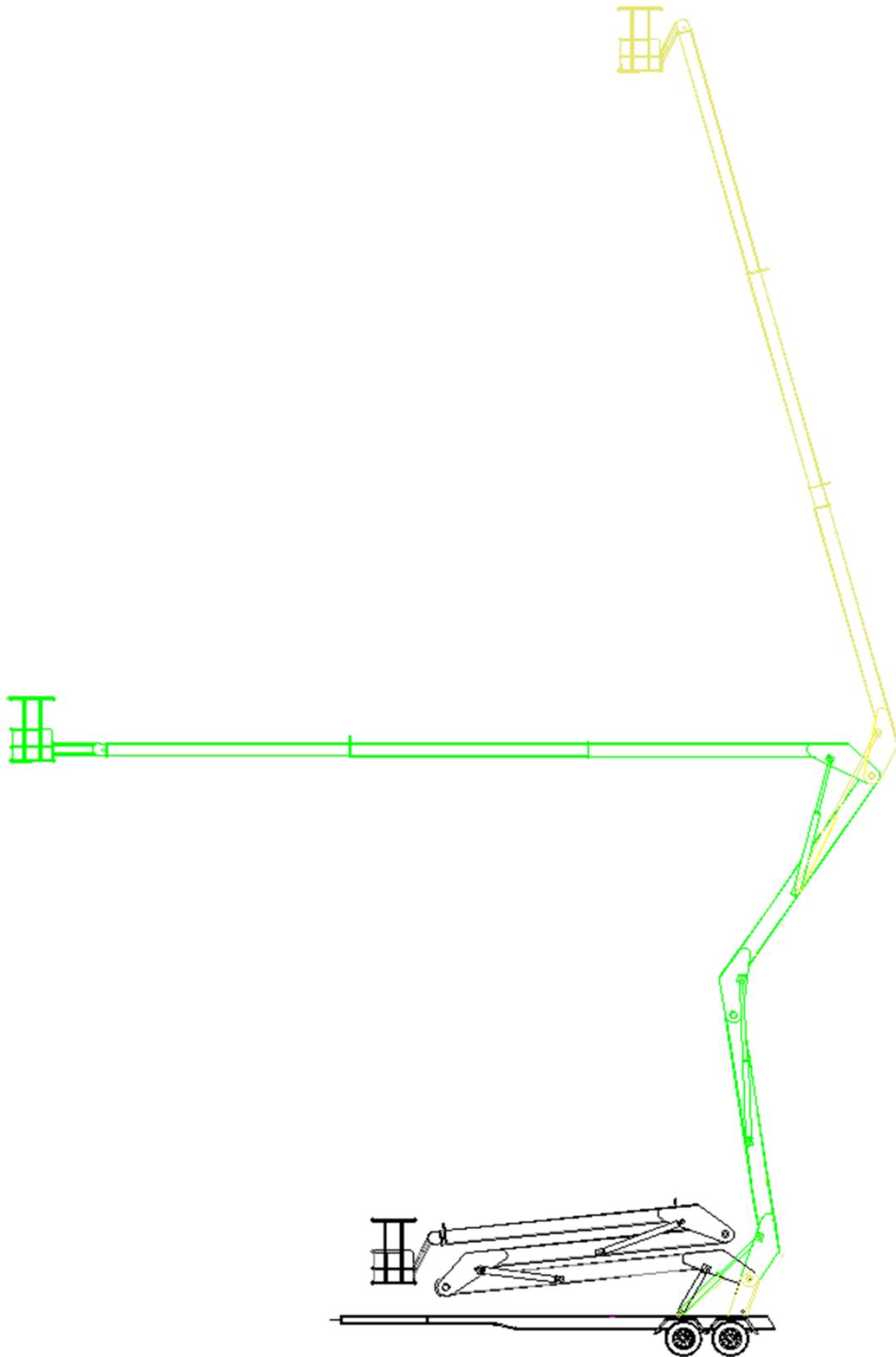
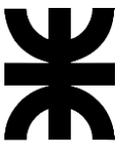
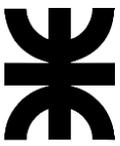


Figura 33: Superposición de las posiciones de la pluma.



Establecidas las tres posiciones de estudio, podemos determinar los ángulos relativos de las barras y los cilindros hidráulicos los cuales serán los apoyos móviles al calcular las reacciones en las mismas.

3.4 VERIFICACIÓN DE DIMENSIONAMIENTO CON PESO PROPIO DE LAS BARRAS

Procedemos entonces a realizar los cálculos definitivos:

3.4.1 POSICION N°1 “POSICIÓN DE PLEGADO”

Comenzamos por el sistema telescópico, estableciendo que la posición cerrada estarán una barra dentro de otra por lo que el peso total del sistema telescópico será la suma de las tres barras más el peso de la carga y la canasta. El esquema será el siguiente:

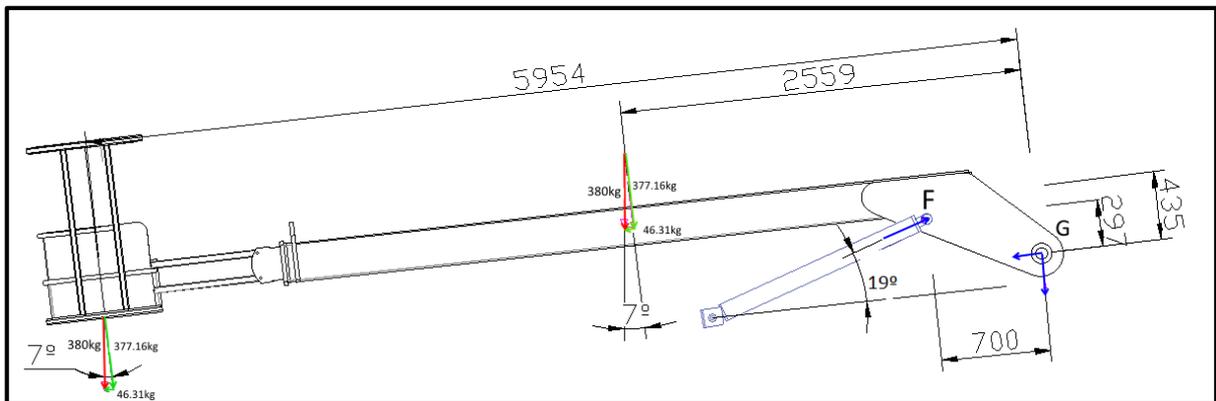


Figura 34: Esquema de fuerzas en el sistema telescópico.

Primeramente, se descompondrá la fuerza del peso de la carga y el peso propio de las barras predimensionadas anteriormente debido a la inclinación de la barra en esta posición.

Con ello nos queda:

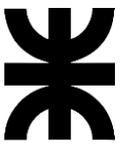
- Debido al peso de la carga: $F_{nor} = 46.31\text{Kg}$ $F_{rad} = 377.16\text{Kg}$
- Debido a los pesos propios de las barras telescópicas: $F_{nor} = 46.31\text{kg}$ $F_{rad} = 377.54\text{kg}$

Con estos datos ya podemos proceder al cálculo de reacciones.

$$\sum MG = -46.31\text{kg} \times 43.5\text{cm} - 377.16\text{kg} \times 595.3\text{cm} - 46.31\text{kg} \times 43.5\text{cm} - 377.54 \times 255.9\text{cm} + RF \times (\cos 19^\circ \times 29.7\text{cm} + \sin 19^\circ \times 70\text{cm}) = 0$$
$$RF = 6952.78\text{kg}$$

$$\sum Fy = -3773.16\text{kg} - 377.54 + 6952.78\text{kg} \times \sin 19 - FGy = 0$$
$$RGy = 1045\text{Kg}$$

$$\sum Fx = -46.31\text{kg} - 46.31\text{kg} + 6952 \times \cos 19^\circ - FGx = 0$$



$$RGx = 6622.5kg$$

Reacción total en apoyo G: 6703Kg

A su vez teniendo en cuenta que las barras están soldadas a las chapas de agarre (vinculación entre las mismas, podemos considerarlas como un empotramiento a estas, por lo que es posible calcular el momento flector y esfuerzos normales y de corte en el empotramiento, el cual será el máximo para esa sección.

$$Mf = -377.16kg \times 595.4cm - 377.54 \times 255.9cm = -306124kgcm$$

$$Q = -377.16kg - 377.54 = -754kg$$

$$N = 0kg$$

Continuamos ahora con la barra intermedia, las reacciones calculadas anteriormente serán las fuerzas a las que estará sometida esta barra.

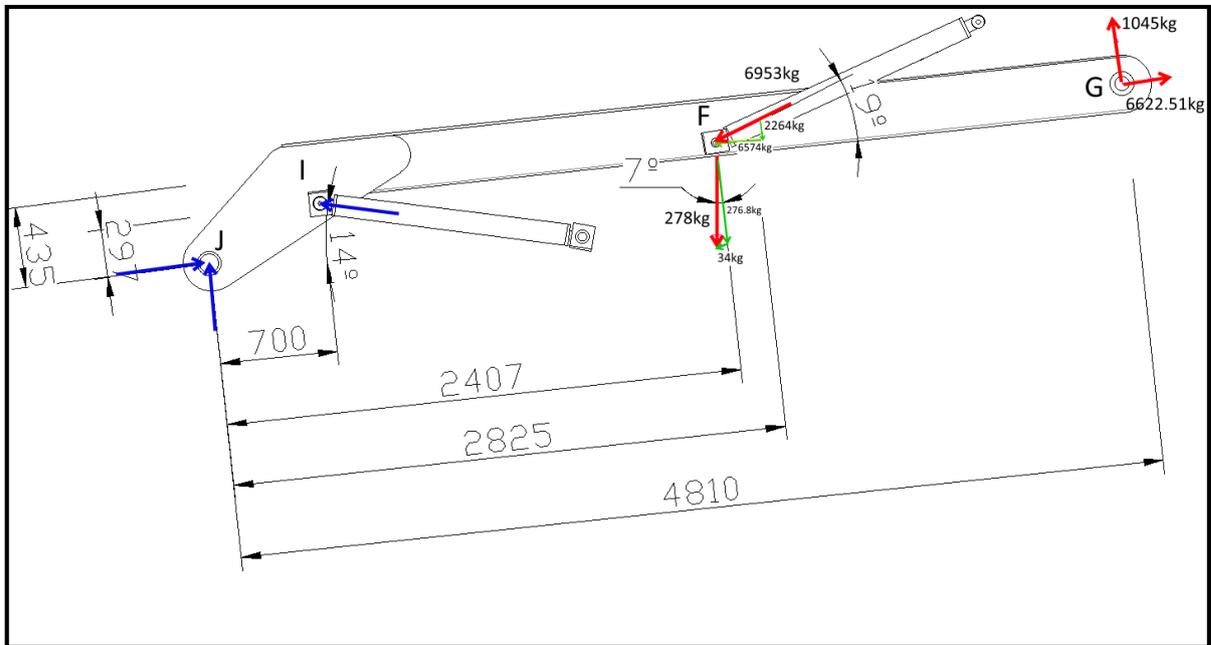


Figura 35:Esquema de fuerzas barra intermedia plegada.

$$\begin{aligned} \sum MJ = & -RI\cos 14^\circ \times 29.7cm - RI\sin 14^\circ \times 70cm + 276.7kg \times 240cm - 34kg \times 43.5cm \\ & + 2264kg \times 282.5cm - 6574 \times 43.5cm + 6622.51kg \times 43.5cm \\ & - 1045kg \times 481cm = 0 \end{aligned}$$

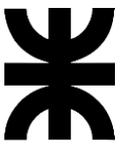
$$RI = 1991.22Kg$$

$$\sum Fy = -276.7kg - 2264kg + 1045kg + 1991.22\sin 14^\circ + Rjy$$

$$Rjy = 1014.03kg$$

$$\sum Fx = 6622kg - 6574kg - 34kg - 1991.22\cos 14^\circ + Rjx = 0$$

$$Rjx = 1918kg$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Reacción total en el apoyo E: 2169.54Kg.

Procediendo de la misma manera que la barra anterior para calcular los esfuerzos flectores, normales y de corte en la sección del empotramiento:

$$M_f = 1045kg \times 481cm - 2269kg \times 282.5cm - 277kg \times 240.7cm = -206239kgcm$$

$$Q = 1045kg - 2269kg - 277kg = -1501kg$$

$$N = 6672kg - 6574kg - 34kg = 64kg$$

Continuando con la tercer y ultima barra móvil de la pluma.

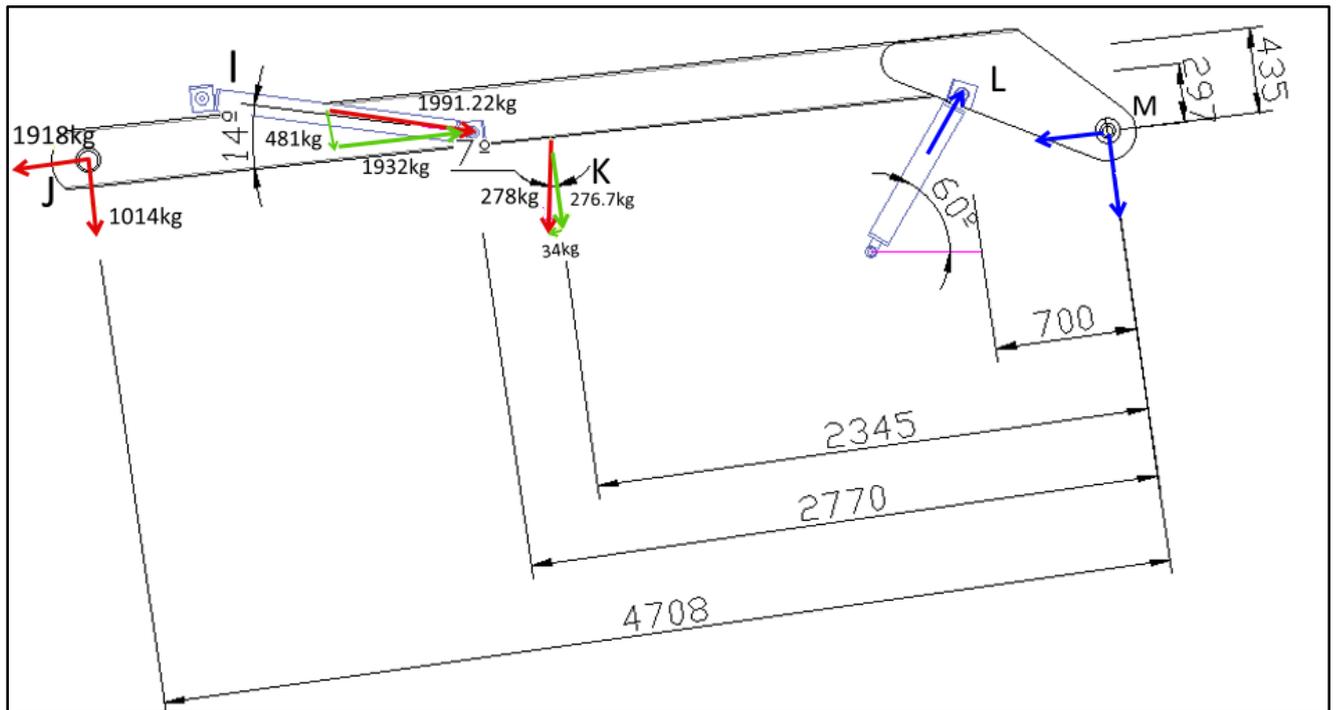


Figura 36:Esquema de fuerzas barra principal plegada.

$$\begin{aligned} \sum MM &= -1918kg \times 45.5cm - 1014kg \times 470.8cm + 1932kg \times 29.7cm - 481 \times 277cm \\ &\quad - 276kg \times 234.5cm - 34kg \times 43.5cm + RL\cos60^\circ \times 29.7cm \\ &\quad + RL\sin60^\circ \times 70cm = 0 \end{aligned}$$

$$RL = 2472.7kg$$

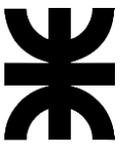
$$\sum F_x = -1918kg + 1932kg - 34kg + 2472\cos60^\circ - RM_x = 0$$

$$RM_x = 1216kg$$

$$\sum F_y = -1014kg - 481kg - 276.7kg + 2472\text{kg}\sin60^\circ - RM_y = 0$$

$$RM_y = 370kg$$

Reacción total en el apoyo M=1271.04kg



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Procedemos al cálculo de esfuerzos característicos en la sección del empotramiento:

$$M_f = 1014kg \times 470.8cm - 481kg \times 277cm - 277kg \times 234.5cm = -675926kgcm$$

$$Q = 1014kg - 481kg - 277kg = -1772kg$$

$$N = -1919kg + 1932kg - 39kg = -26kg$$

Por último, calculamos la barra de soporte:

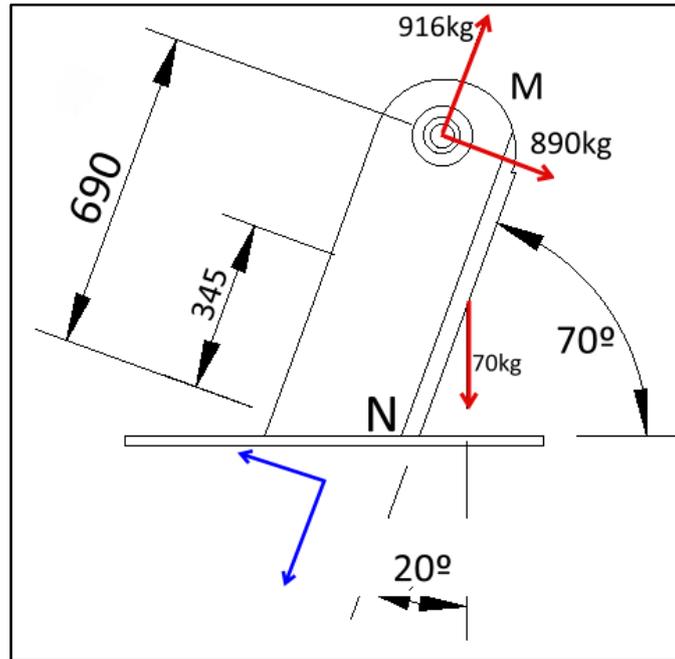


Figura 37: Esquema de fuerzas en columna de soporte.

$$\sum Mn = 890kg \times 69cm + 70kg \text{sen}20^\circ \times 34.5cm - Mn = 0$$

$$Mn = 62236kgcm$$

$$\sum Fx = 890kg + 70kg \text{sen}20^\circ - RNx = 0$$

$$RNx = 914kg$$

$$\sum Fy = 916kg - 70kg \text{cos}20^\circ - RNy = 0$$

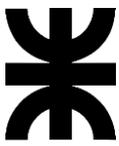
$$RNy = 850kg$$

Reacción total en el soporte N: 1248kg

$$Mn = 890kg \times 69cm + 70kg \text{sen}20^\circ \times 3405cm = 62236kgcm$$

$$Q = 890kg + 70kg \text{sen}20^\circ = 914kg$$

$$N = 916kg - 70kg \text{cos}20^\circ = 850kg$$



3.4.2 POSICIÓN N°2 “POSICIÓN INTERMEDIA GRÚA DESPLEGADA HORIZONTAL”.

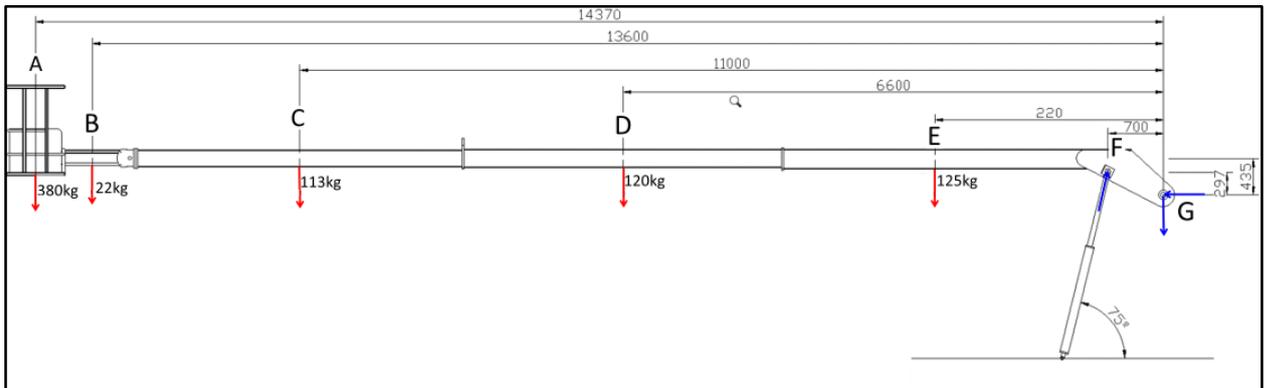


Figura 38:Esquema de fuerzas en sistema telescópico en posición horizontal.

$$\sum MA = 380kg \times 1437cm + 22kg \times 1360cm + 113kg \times 1100cm + 120kg \times 660cm + 125kg \times 220cm - RB\text{sen}75^\circ \times 70cm - RB\text{cos}75^\circ \times 29.7cm = 0$$

$$RF = 10627kg$$

$$\sum Fy = 380kg + 22kg + 113kg + 120kg + 125kg - 10627\text{sen}75^\circ + RAy = 0$$

$$RGy = 9864kg$$

$$\sum Fx = 10627kg\text{cos}75^\circ - RAx = 0$$

$$RGx = 2750.5kg$$

Reacción total en G=10240kg

Al igual que el caso anterior, consideramos empotrada la barra al estar soldada a la chapa de vinculación y calculamos los esfuerzos característicos en la sección del empotramiento.

$$Mf = -380kg \times 1437cm - 22kg \times 1360cm - 113kg \times 1100cm - 120kg \times 660cm = -779480kgcm$$

$$Q = -380kg - 22kg - 113kg - 120kg - 125kg = -760kg$$

$$N = 0kg$$

Repetiendo el procedimiento nuevamente con la barra intermedia:

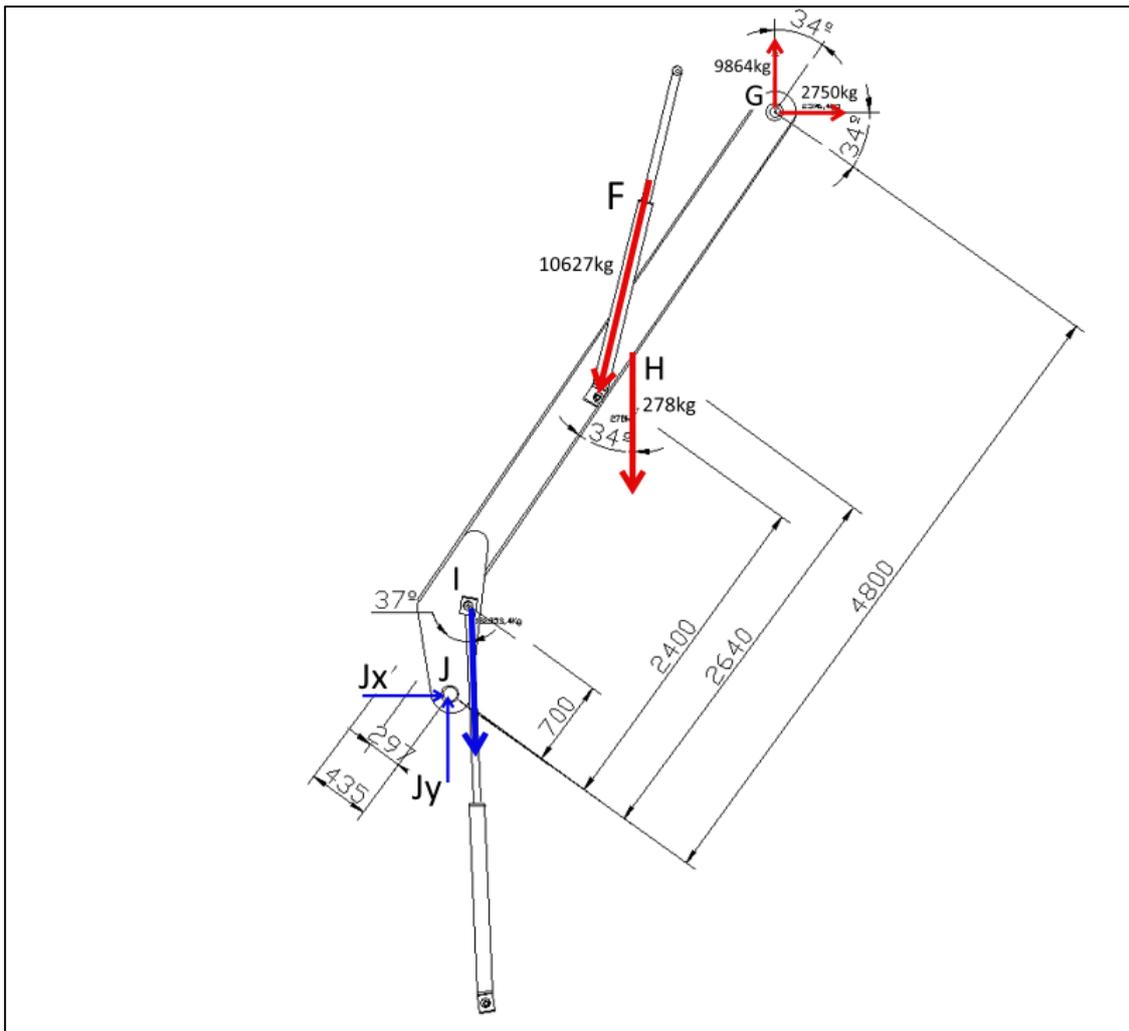
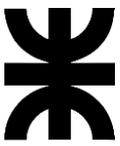


Figura 39: Esquema de fuerzas en barra intermedia desplegada.

$$\begin{aligned} \sum MJ = & RI \cos 37^\circ \times 30 \text{cm} - RI \sin 37^\circ \times 70 \text{cm} + 278 \text{kg} \cos 34^\circ \times 43.5 \text{cm} \\ & - 278 \text{kg} \sin 34^\circ \times 240 \text{cm} + 10627 \cos 20^\circ \times 43.5 \text{cm} \\ & - 10627 \text{kg} \sin 20^\circ \times 264 \text{cm} - 9864 \cos 34^\circ \times 43.5 \text{cm} \\ & + 9864 \text{kg} \sin 34^\circ \times 480 \text{cm} - 2750 \cos 56^\circ \times 43.5 \text{cm} \\ & - 2750 \text{kg} \sin 56^\circ \times 480 \text{cm} = 0 \end{aligned}$$

$$RI = 31827 \text{kg}$$

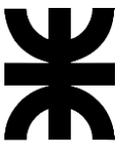
$$\begin{aligned} \sum Fy = & REy - 31827 \text{kg} \sin 37^\circ - 278 \text{kg} \sin 34^\circ - 10627 \text{kg} \sin 20^\circ + 9864 \sin 34^\circ \\ & - 2750 \text{kg} \sin 56^\circ = 0 \end{aligned}$$

$$RJy = 19708 \text{kg}$$

$$\begin{aligned} \sum Fx = & REx - 31827 \text{kg} \cos 37^\circ - 278 \text{kg} \cos 34^\circ - 10627 \text{kg} \cos 20^\circ + 9864 \text{kg} \cos 34^\circ \\ & + 2750 \text{kg} \cos 56^\circ = 0 \end{aligned}$$

$$RJx = 25920 \text{kg}$$

Reacción total: 32561kg.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Los esfuerzos característicos en el empotramiento de la barra serán:

$$M_f(E) = 5515kg \times 480cm - 3680kg \times 264cm - 155kg \times 240cm - 2280 \times 480cm = 544080kgcm$$

$$Q(E) = 5515kg - 3680kg - 155kg - 2280kg = -600kg$$

$$N(E) = 8177kg - 10111kg - 230kg + 1557kg = -607kg$$

Procedemos entonces de la misma forma con la última barra móvil:

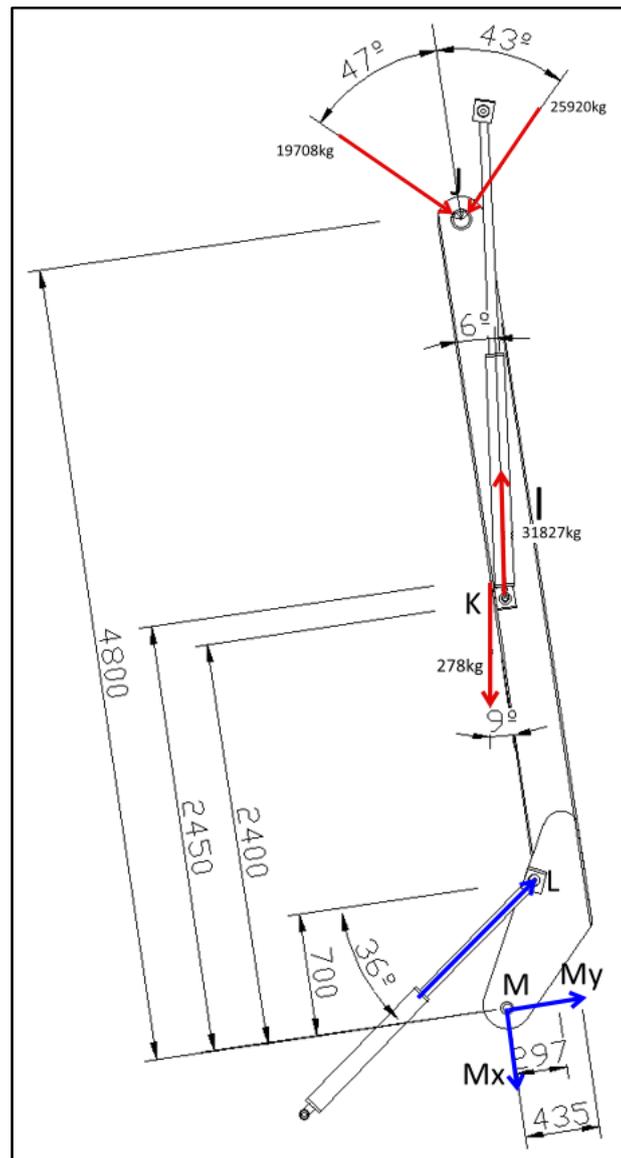
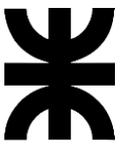


Figura 40: Esquema de fuerzas en barra principal desplegado.

$$\begin{aligned} \sum MM = & 19708kg \text{sen}47^\circ \times 480cm + 19708kg \text{cos}47^\circ \times 43.5cm + 25920kg \text{cos}43^\circ \times 43.5cm \\ & - 25920kg \text{sen}43^\circ \times 480cm - 31827kg \text{cos}6^\circ \times 43.5cm + 31827kg \text{sen}6^\circ \times 245cm \\ & + 278 \text{cos}9^\circ \times 43.5 - 278kg \text{sen}9^\circ \times 240cm + RL \text{cos}36^\circ \times 70cm \\ & - RL \text{sen}36^\circ \times 29.7cm = 0 \end{aligned}$$

$$RL = 16789kg$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$\sum Fy = -RAy + 16789kg\text{sen}54^\circ + 28560kg\text{sen}6^\circ - 278kg\text{sen}9^\circ - 21369\text{sen}43^\circ + 17945\text{sen}47^\circ = 0$$

$$RAy = 15075kg$$

$$\sum Fx = RAx - 16789kg\text{cos}54^\circ - 28560kg\text{cos}6^\circ + 278kg\text{cos}9^\circ + 21369kg\text{cos}43^\circ + 17945kg\text{cos}47^\circ = 0$$

$$RAx = 10130.5kg$$

Reacción total en A=18162Kg

Procedemos con los esfuerzos característicos en la barra:

$$Mf(A) = -25920kg\text{sen}43^\circ \times 480cm + 19708kg\text{sen}47^\circ \times 480cm - 278kg\text{sen}9^\circ \times 245cm + 31827kg\text{sen}6^\circ \times 240cm = 778878kgcm$$

$$Q(A) = -25920kg\text{sen}43^\circ + 19708kg\text{sen}47^\circ - 278kg\text{sen}9^\circ + 31827kg\text{sen}6^\circ = 20kg$$

$$N(A) = 25920kg\text{cos}43^\circ + 19708kg\text{cos}47^\circ + 278kg\text{cos}9^\circ - 31827kg\text{cos}6^\circ = 1020kg$$

Nuevamente para el caso de la barra de soporte:

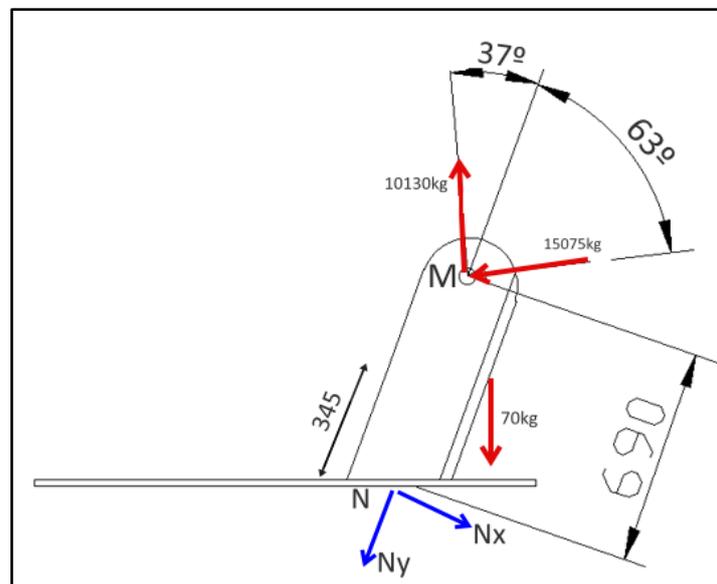
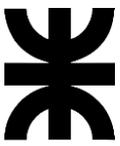


Figura 41: Esquema de fuerzas en barra de soporte.

$$MA = (-15075kg\text{sen}63^\circ - 10130kg\text{sen}37^\circ) \times 69cm + 70kg\text{sen}20^\circ \times 34cm + MA = 0$$

$$MA = 1.346.639kgcm$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$\sum Fy = (-15075kg \text{sen} 63^\circ - 10130kg \text{sen} 37^\circ) + 70kg \text{sen} 20^\circ - FAy = 0$$

$$RNy = 19504kg$$

$$\sum Fx = (-15075kg \text{cos} 63^\circ + 10130kg \text{cos} 37^\circ) - 70kg \text{cos} 20^\circ + RNx = 0$$

$$RNx = 1180kg$$

Reacción total: 19540kg

Nuevamente calculando los esfuerzos en el empotramiento:

$$M = (-15075kg \text{sen} 63^\circ - 10130kg \text{sen} 37^\circ) \times 69cm + 70kg \text{sen} 20^\circ \times 34cm = 1346628kgcm$$

$$Q = (-15075kg \text{sen} 63^\circ - 10130kg \text{sen} 37^\circ) + 70kg \text{sen} 20^\circ = -19504kg$$

$$N = (-15075kg \text{cos} 63^\circ + 10130kg \text{cos} 37^\circ) - 70kg \text{cos} 20^\circ = 1180.5kg$$

3.4.3 POSICIÓN N.º 3 “GRÚA DESPLEGADA EN POSICIÓN VERTICAL”

Trasladando las fuerzas generadas por la excentricidad de la carga y las barras de equilibrio al eje longitudinal del sistema telescópico:

$$MA = 380kg \text{cos} 16^\circ \times 93cm = 35340kgcm$$

$$MB = 22kg \text{cos} 16^\circ \times 33.5cm = 737kgcm$$

$$A + B = 380Kg + 22Kg = 402kg$$

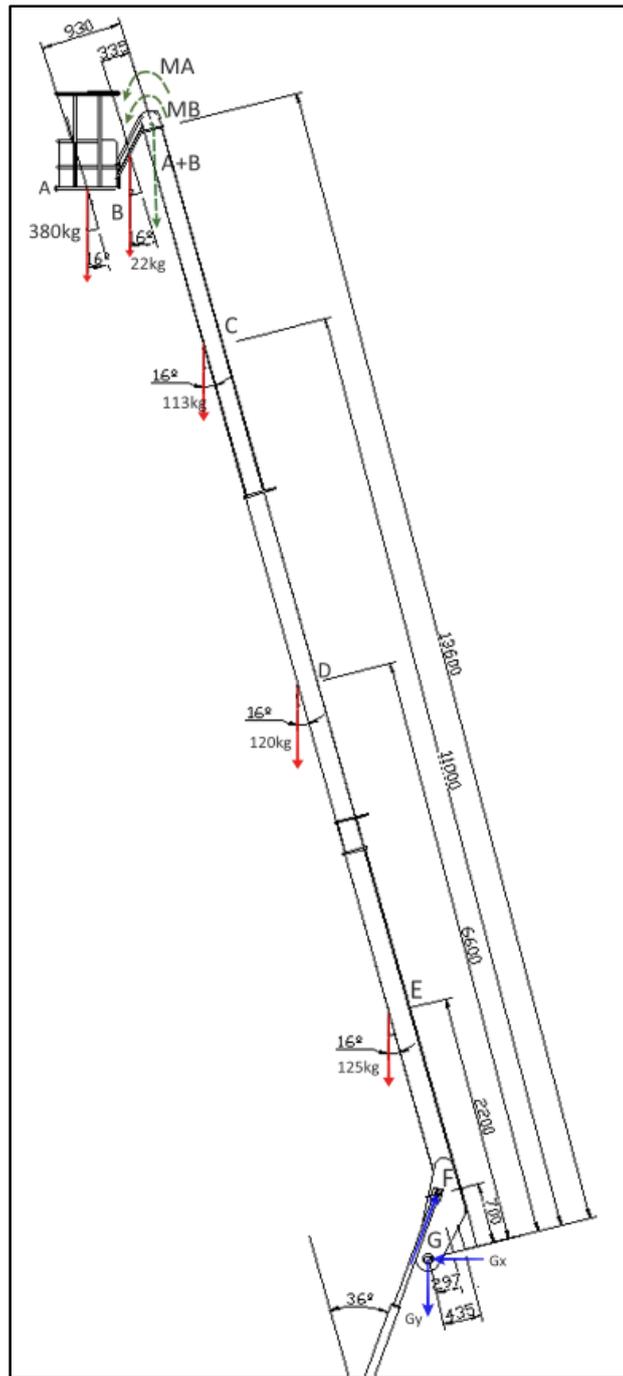
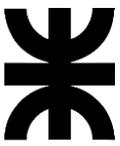
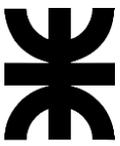


Figura 42: Esquema de fuerzas sistema telescópico desplegado vertical.

$$\sum MA = 35340\text{kgcm} + 737\text{kgcm} + (402\text{kg} \times 1360\text{cm} + 113\text{kg} \times 1100\text{cm} + 120\text{kg} \times 660\text{cm} + 125\text{kg} \times 220\text{cm})\text{sen}16^\circ - (402\text{kg} + 113\text{kg} + 120\text{kg} + 125\text{kg})\text{cos}16^\circ \times 43.5\text{cm} - R_f\text{sen}50^\circ \times 70\text{cm} + R_f\text{cos}50^\circ \times 25.6\text{cm} = 0$$

$$R_f = 6429\text{kg}$$

$$\sum F_x = R_f \cos 50^\circ - 6429\text{kg} \cos 50^\circ + (402 + 113 + 120 + 125)\text{kg} \cos 16^\circ = 0$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$RG_x = 3372\text{kg}$$

$$\sum F_y = R_{fy} - 6429\text{kg}\sin 50^\circ + (402 + 113 + 120 + 125)\sin 16^\circ = 0$$

$$RG_y = 4715\text{kg}$$

Reacción total en G: 5797kg

Calculando los esfuerzos en la sección de la vinculación:

$$M = 35340\text{kgcm} + 737\text{kgcm} + (402\text{kg} \times 1360\text{cm} + 113\text{kg} \times 1100\text{cm} + 120\text{kg} \times 660\text{cm} + 125\text{kg} \times 220\text{cm})\sin 16^\circ - (402\text{kg} + 113\text{kg} + 120\text{kg} + 125\text{kg})\cos 16^\circ \times 43.5\text{cm} = 218666.37\text{kgcm}$$

$$Q = (402\text{kg} + 113\text{kg} + 120\text{kg} + 125\text{kg})\sin 16^\circ = 210\text{kg}$$

$$N = (402\text{kg} + 113\text{kg} + 120\text{kg} + 125\text{kg})\cos 16^\circ = 730\text{kg}$$

Procediendo con el mismo análisis para la barra intermedia.

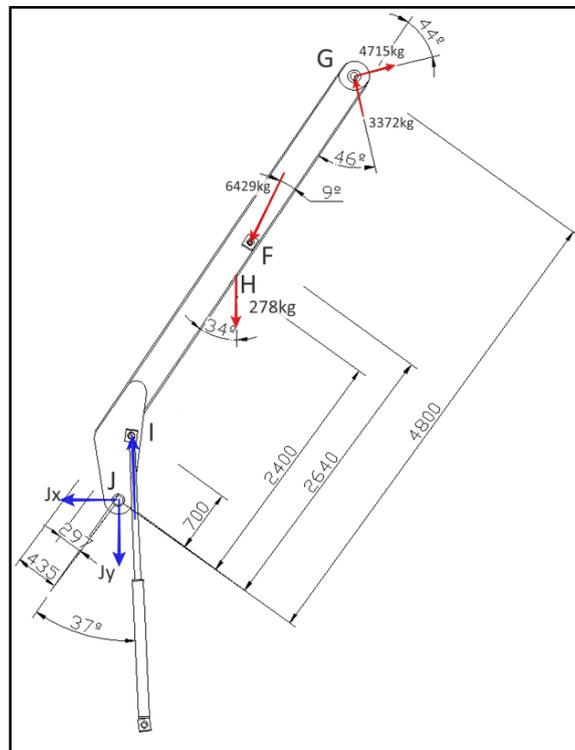
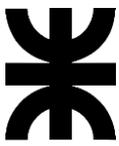


Figura 43: Esquema de fuerzas en barra intermedia con grúa desplegada vertical.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$\sum MA = -RI\text{sen}37^\circ \times 70\text{cm} + RI\text{cos}37^\circ \times 29.7\text{cm} + 278\text{kg} \times (\text{sen}34^\circ \times 240\text{cm} - \text{cos}34^\circ \times 43.5\text{cm}) + 6429\text{kg} \times (\text{sen}9^\circ \times 264\text{cm} - \text{cos}9^\circ \times 43.5\text{cm}) + 3372\text{kg} \times (43.5\text{cm} \text{sen}46^\circ - 480\text{cm} \times \text{sen}44^\circ) + 4715\text{kg} \times (480\text{cm} \text{sen}44^\circ + 43.5\text{cm} \text{cos}44^\circ) = 0$$

$$RI = 37090.7\text{kg}$$

$$\sum Fx = 37090\text{kg}\text{cos}37^\circ - 278\text{kg}\text{cos}34^\circ - 6429\text{kg}\text{cos}9^\circ + 3372\text{kg}\text{cos}46^\circ + 4715\text{kg}\text{cos}44^\circ - RAx = 0$$

$$RJx = 28775.7\text{kg}$$

$$\sum Fy = 37090\text{kg}\text{sen}37^\circ - 278\text{kg}\text{sen}34^\circ - 6429\text{kg}\text{sen}9^\circ + 3372\text{kg}\text{sen}46^\circ + 4715\text{kg}\text{sen}44^\circ - RAy = 0$$

$$RJy = 20310.44\text{kg}$$

Reacción total en el soporte J: 35220kg

Calculando los esfuerzos en la sección del vínculo:

$$M = 278\text{kg} \times (\text{sen}34^\circ \times 240\text{cm} - \text{cos}34^\circ \times 43.5\text{cm}) + 6429\text{kg} \times (\text{sen}9^\circ \times 264\text{cm} - \text{cos}9^\circ \times 43.5\text{cm}) + 3372\text{kg} \times (43.5\text{cm} \text{sen}46^\circ - 480\text{cm} \times \text{sen}44^\circ) + 4715\text{kg} \times (480\text{cm} \text{sen}44^\circ + 43.5\text{cm} \text{cos}44^\circ) = 717431\text{kgcm}$$

$$Q = 4715\text{kg}\text{sen}44^\circ - 3372\text{kg}\text{sen}46^\circ - 6429\text{kg}\text{sen}9^\circ - 278\text{kg} \text{sen}34^\circ = -312\text{kg}$$

$$N = 4715\text{kg}\text{cos}44^\circ + 3372\text{kg}\text{cos}46^\circ - 6429\text{kg}\text{cos}9^\circ - 278\text{kg}\text{cos}34^\circ = -850\text{kg}$$

Calculando los esfuerzos en la sección del vínculo:

$$M = 278\text{kg} \times (\text{sen}34^\circ \times 240\text{cm} - \text{cos}34^\circ \times 43.5\text{cm}) + 6429\text{kg} \times (\text{sen}9^\circ \times 264\text{cm} - \text{cos}9^\circ \times 43.5\text{cm}) + 3372\text{kg} \times (43.5\text{cm} \text{sen}46^\circ - 480\text{cm} \times \text{sen}44^\circ) + 4715\text{kg} \times (480\text{cm} \text{sen}44^\circ + 43.5\text{cm} \text{cos}44^\circ) = 717431\text{kgcm}$$

$$Q = 4715\text{kg}\text{sen}44^\circ - 3372\text{kg}\text{sen}46^\circ - 6429\text{kg}\text{sen}9^\circ - 278\text{kg} \text{sen}34^\circ = -312\text{kg}$$

$$N = 4715\text{kg}\text{cos}44^\circ + 3372\text{kg}\text{cos}46^\circ - 6429\text{kg}\text{cos}9^\circ - 278\text{kg}\text{cos}34^\circ = -850\text{kg}$$

Ahora nuevamente para la barra principal en esta posición.

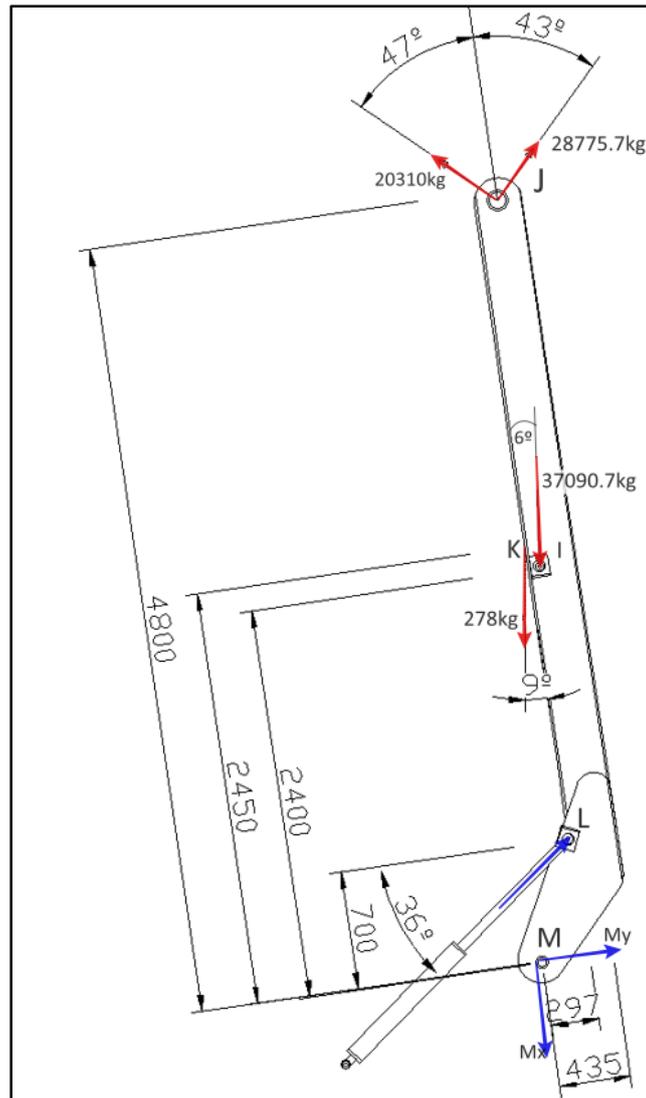
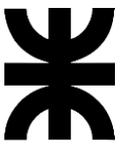


Figura 44: Esquema de fuerzas de barra principal en posición desplegada.

$$\sum MM = 28775kg(480cm \times \text{sen}43^\circ - 43.5 \times \text{cos}43^\circ) + 20310kg \times (-480cm \times \text{sen}47^\circ - 43.5cm \times \text{cos}47^\circ) + 37090.7kg \times (43.5cm \text{cos}6^\circ - 245 \times \text{sen}6^\circ) + 278kg \times (43.5 \times \text{cos}6^\circ - 240cm \times \text{sen}9^\circ) + RL((-70cm \text{cos}36^\circ + 29.6cm \text{sen}36^\circ) = 0$$

$$RL = 36780kg$$

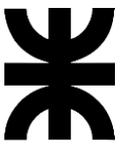
$$\sum Fy = 28775kg \text{sen}43^\circ - 20310kg \text{sen}47^\circ - 37090kg \text{sen}6^\circ - 278kg \text{sen}9^\circ + 36780kg \text{cos}36^\circ - RMy = 0$$

$$RMy = 30605.4kg$$

$$\sum Fx = -28775kg \text{cos}43^\circ - 20310 \text{cos}47^\circ + 37090kg \text{cos}6^\circ + 278kg \text{cos}9^\circ - 36780kg \text{sen}36^\circ + RMx = 0$$

$$RMx = 19352.37kg$$

Reacción total en el soporte M= 36210.2kg



Calculando esfuerzos en la sujeción:

$$M = 28775kg(480cm \times \text{sen}43^\circ) + 20310kg \times (-480cm \times \text{sen}47^\circ) + 37090.7kg \times (-245 \times \text{sen}6^\circ) + 278kg \times (-240cm \times \text{sen}9^\circ) = -1329647kgcm$$

$$Q = 28775kg\text{sen}43^\circ - 20310kg\text{sen}47^\circ - 37090.7kg \text{sen}6^\circ - 278kg \text{sen}9^\circ = 851kg$$

$$N = 28775kg\text{cos}43^\circ + 20310kg\text{cos}47^\circ - 37090.7kg\text{cos}6^\circ - 278kg \text{cos}9^\circ = -2265.30kg$$

Descomponiendo las reacciones anteriores en acciones en dirección normal y radial al eje de la barra soporte:

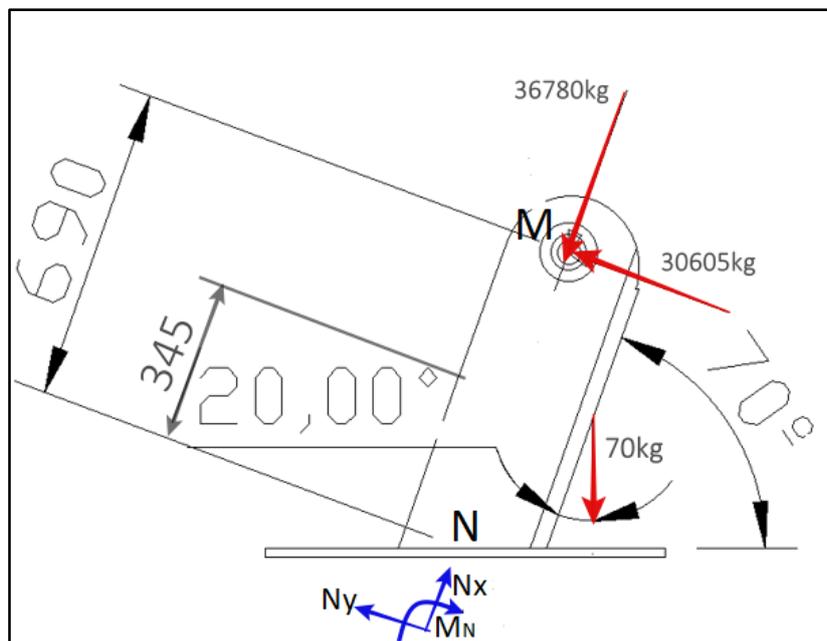


Figura 45: Esquema de fuerzas en barra de soporte.

$$\sum M = 70\text{sen}20^\circ \times 34.5cm - 17122.6kg \times 69cm + MM = 0$$

$$MM = 1180633.42kgcm$$

$$\sum Fx = -32228kg - 70\text{cos}20^\circ + RAx = 0$$

$$RMx = -32293.77kg$$

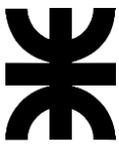
$$\sum Fy = -17122kg - 70\text{sen}20^\circ + RAy = 0$$

$$RM_y = 17098kg$$

Reacción total en el soporte $N=36540kg$

$$M = 70\text{sen}20^\circ \times 34.5cm - 17122.6kg \times 69cm + MM = 1180633.42kgcm$$

$$Q = 17122kg - 70\text{sen}20^\circ = 17098kg$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$N = 32228kg + 70\cos 20^\circ = 32293.8kg$$

3.4.4 RESUMEN DE FUERZAS Y ESFUERZOS

Resumiendo, entonces lo calculado anteriormente.

Resumen de fuerzas y esfuerzos						
Barra	Caso	Fza. Cilindro	Fza. Soporte	Mf. Max	Qmax	Nmax
Sist. Telescópico	Plegado	6957,2 Kg	6703 Kg	306124 Kgcm	754 Kg	0 Kg
	Desplegado horizontal	10627 Kg	10240 Kg	779480 Kgcm	760 Kg	0 Kg
	Desplegado vertical	6429 Kg	5797 Kg	218666 Kgcm	210 Kg	730 Kg
Intermedia	Plegado	1991,22 Kg	2169,54 Kg	206239 Kgcm	1501 Kg	64 Kg
	Desplegado horizontal	31827 Kg	32561 Kg	544080 Kgcm	600 Kg	607 Kg
	Desplegado vertical	37090 Kg	35220 Kg	717431 Kgcm	312 Kg	850 Kg
Principal	Plegado	2472,7 Kg	1271,04 Kg	675926 Kgcm	1772 Kg	26 Kg
	Desplegado horizontal	16789 Kg	18172 Kg	778878 Kgcm	20 Kg	1020 Kg
	Desplegado vertical	36780 Kg	36210 Kg	1329647 Kgcm	851 Kg	2265,3 kg
Soporte	Plegado	-	1248,15 Kg	62236 Kgcm	914 Kg	850 Kg
	Desplegado horizontal	-	19540 Kg	1346639 Kgcm	19504 Kg	1180,5 Kg
	Desplegado vertical	-	36540 Kg	1180633 Kgcm	17098 Kg	32293,8 Kg

Tabla 1: Fuerzas y esfuerzos máximos por barras según caso.

Lo resaltado son las fuerzas y esfuerzos máximos para cada caso según barra.

En resumen, conocer los esfuerzos máximos y mínimos en la estructura es esencial para garantizar la seguridad y eficiencia en los materiales además de dimensionar los perfiles. Nos proporciona información vital para el diseño, la construcción, el mantenimiento y la operación de la pluma.

Con estos valores de fuerzas podremos calcular las tensiones de trabajo y posteriormente los coeficientes de seguridad el cual es una medida crucial para garantizar la integridad y la seguridad de las estructuras y componentes en el diseño, ayudando a evitar fallas y colapsos.

El coeficiente de seguridad puede variar según el tipo de estructura, el material utilizado, las condiciones de carga y otros factores. En general, se busca que el coeficiente de seguridad sea mayor que 1.5 y 2 o superior en casos según normativa para garantizar un margen adecuado de seguridad.

La normativa específica para grúas móviles está regulada por el Decreto 1945/95 y su Anexo I, establecen los requisitos técnicos y de seguridad para la fabricación, importación, instalación, reparación, uso y comercialización de grúas móviles autopropulsadas y sobre camión o tráiler.

El Decreto 1945/95 y su Anexo I contemplan una serie de aspectos técnicos, estructurales y de seguridad que deben cumplir las grúas móviles, incluidos los cálculos de resistencia y estabilidad. Sin embargo, no especifica un coeficiente de seguridad numérico único para todas las situaciones, ya que el cálculo del coeficiente de seguridad puede depender de diversos factores, como el tipo de grúa, su capacidad, las condiciones operativas y otras consideraciones.



3.4.5 CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE SEGURIDAD SEGÚN BARRA.

Procedemos a las verificaciones a flexión de las barras.

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M}{W}$$

$$\frac{S_y}{M} \times W = N$$

Siendo:

- S_y : Límite elástico del material.
- M : Momento flector máximo en la sección.
- W : Módulo resistente de la sección.
- N : Coeficiente de seguridad.

Comenzamos con el sistema telescópico.

Para el mayor de los perfiles del sistema telescópico:

- Ancho exterior (B): 150mm
- Altura exterior (H): 250mm
- Espesor de pared: 5mm
- Módulo resistente de la barra: $313,14\text{cm}^3$

$$M_{max} = 779480\text{kg/cm}^2$$

$$W = 313,14\text{cm}^3$$

$$N = \frac{7138\text{kg/cm}^2}{779480\text{kg/cm}} \times 313,14\text{cm}^3$$

$$N = 2,87$$

Para el menor de los perfiles del sistema telescópico:

- Ancho exterior (B): 130mm
- Altura exterior (H): 220mm
- Espesor de pared: 5mm
- Módulo resistente de la barra: $237,15\text{cm}^3$

$$M_{max} = 779480\text{kg/cm}^2$$

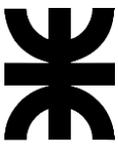
$$N = \frac{7138\text{kg/cm}^2}{779480\text{kg/cm}} \times 237,15\text{cm}^3$$

$$N = 2,17$$

En ambos casos verifica. Cabe destacar que para este último, el cálculo se está realizando de forma conservadora dado que se está considerando el máximo momento de flexión, que no se encuentra en la sección de la barra mencionada, el momento en ese punto es aún menor por lo tanto el coeficiente real de seguridad es mayor.

Para la barra intermedia:

- Ancho exterior (B): 300mm



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

- Altura exterior (H): 150mm
- Espesor de pared: 8mm
- Modulo resistente de la barra: $641,80\text{cm}^3$

$$M_{max} = 717431\text{kg/cm}^2$$

$$N = \frac{7138\text{kg/cm}^2}{717431\text{kgcm}} \times 641.8\text{cm}^3$$

$$N = 6.38$$

Verifica la resistencia de la sección para la carga máxima.

Para la barra principal:

- $M_{f_{max}} = 1329647\text{Kgcm}$
- Ancho exterior (B): 300mm
- Altura exterior (H): 150mm
- Espesor de pared: 8mm
- Modulo resistente de la barra: $641,80\text{cm}^3$.

$$N = \frac{7138\text{kg/cm}^2}{1329647\text{kgcm}} \times 641.8\text{cm}^3$$

$$N = 3.69$$

Por último, para la barra de soporte.

Con dimensiones:

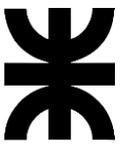
- Ancho exterior (B): 306mm
- Altura exterior (H): 226mm
- Espesor de pared: 25.4mm
- Modulo resistente de la barra: 1092.06cm^3 .

$$M_{f_{max}} = 1346639\text{Kgcm}$$

$$N = \frac{7138\text{kg/cm}^2}{1346639\text{kgcm}} \times 1092.06\text{cm}^3$$

$$N = 5.8$$

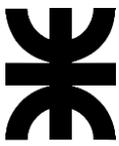
En conclusión, según los cálculos realizados, se espera que las barras sean capaces de soportar los esfuerzos previstos. Sin embargo, es importante tener en cuenta que estos cálculos se basan en ciertas simplificaciones, y puede haber otros factores que afecten la resistencia real de las piezas como se mencionó anteriormente, por ejemplo, problemas de concentración de tensiones que no se tienen en cuenta para el cálculo, solicitaciones elevadas



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

instantáneas, etc. Es por esto que el coeficiente de seguridad es elevado, esto indica que se ha diseñado una estructura o pieza con una capacidad de carga más allá de lo necesario, lo que proporciona un margen de seguridad adicional en caso de situaciones imprevistas o sobrecargas.

Por lo tanto, es recomendable llevar a cabo pruebas adicionales y realizar un seguimiento cuidadoso del rendimiento de las piezas en condiciones reales de uso para verificar que cumplan con los requisitos de resistencia necesarios, por ello se realizarán también verificaciones mediante método de elemento finitos para cada barra.



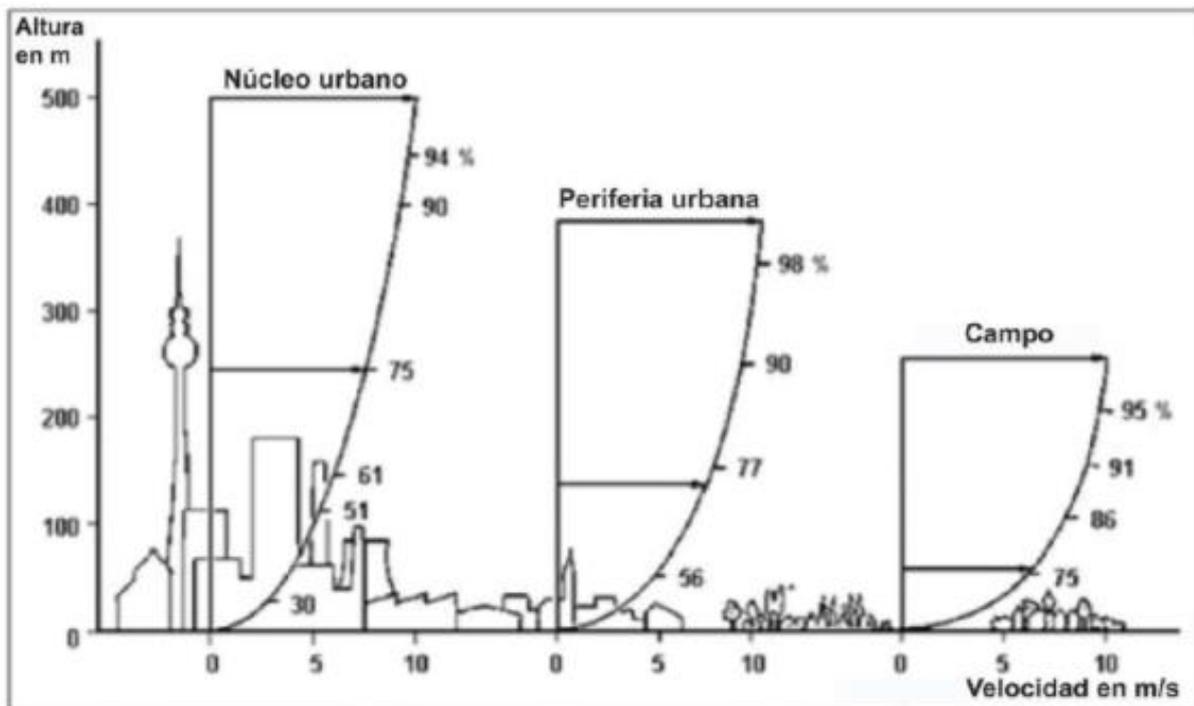
3.4.5 VERIFICACION DE RESISTENCIA DE LA COLUMNA DE SOPORTE A EFECTOS DEL VIENTO.

La acción del viento sobre nuestras grúas y sobre la carga que izamos puede ser causa de accidente. Por este motivo las grúas de grandes capacidades están provistas de un anemómetro.

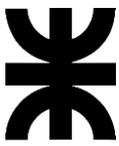
Estos anemómetros están conectados con el cuadro de mandos y cuando la velocidad del viento excede el valor máximo indicado, testigos de advertencias de viento comienzan a parpadear y suena algún tipo de alarma. En ese momento la elevación de la carga debe finalizar tan rápido como sea posible, y si fuera el caso el brazo extensible debería recogerse.

Cuando se analiza la acción del viento todo influye: las dimensiones de la grúa, la carga izada, cómo actúa el viento sobre el conjunto, a qué altura y en qué dirección ya que no es la misma incidencia que el viento actúe por delante, por detrás o lateralmente ya que el viento hace oscilar, por lo cual vibrará el brazo extensible de la grúa.

También influye donde se realiza la maniobra: entre edificios o en campo abierto, debido a que un edificio puede alterar el comportamiento de ese viento.



Para el análisis me remití a los registros climatológicos del último año, tomando como referencia la ciudad de Villa María, la ciudad de Buenos Aires y la ciudad de Río Gallegos, esta última tiene los registros de mayor velocidad de viento del país y segundo lugar a nivel mundial. En la ciudad de Villa María el promedio de velocidad fue de 8,5 km/h y en Buenos Aires 18 km/h mientras que en Río Gallegos es de 20 km/h y se han registrado ráfagas ocasionales de 60 km/h, este último valor será el que se tomará para la verificación de la columna de principal del equipo, ya que está será la que estará sometida a los mayores esfuerzos.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

El viento producirá un esfuerzo de torsión en un plano y flexión en el otro, para esto se calcularán los momentos generados sobre la columna y luego se verificarán los mismos con las cargas resultantes a través de la herramienta de simulación de Solidworks.

La velocidad de viento que establecí es de 50km/h es decir 13,8m/s, esta velocidad es relativamente alta para las ciudades, pero se ha tenido en cuenta el trabajo en zonas rurales donde la velocidad de viento se incrementará, además de un factor de seguridad de 1,2 lo que nos da una velocidad de viento de 60km/h, 16,6 m/s.

Con estos datos procedo al cálculo de fuerzas ejercidas por el viento en cada uno de los brazos.

La fuerza del viento sobre una sección rectangular está dada por la ecuación:

$$F = \frac{1}{2} \times \delta_{Aire} \times V_{aire}^2 \times A$$

Siendo la densidad del aire: $\delta_{Aire} = 1,29 \frac{kg}{m^3}$ y siendo $A = h \times l$ la sección longitudinal del perfil.

Con:

h: Altura del perfil

L: Largo del perfil.

Empezando con el sistema telescópico.

Para la barra mayor del sistema telescópico.

H=250mm

L=4,3mts

$$A = 0,25m \times 4,3m = 1,075m^2$$

$$F = \frac{1}{2} \times 1,29 \frac{kg}{m^3} \times (16,6 \frac{m}{s})^2 \times 1,075m^2$$

$$F = 190 \left[\frac{Kg \times m}{s^2} \right] = 190,06N = 19Kg$$

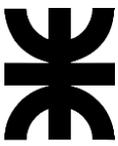
Para la barra media

Altura: 235mm

Largo del perfil: 4m

$$A = 0,23m \times 4m = 0,94m^2$$

$$F = \frac{1}{2} \times 1,29 \frac{kg}{m^3} \times (16,6 \frac{m}{s})^2 \times 0,94m^2$$



$$F = 167 \left[\frac{Kg \times m}{s^2} \right] = 167N = 17Kg$$

Procediendo con la barra menor del sistema

Altura: 220mm

Largo del perfil: 4,3m

$$A = 0,22m \times 4,3m = 0,88m^2$$

$$F = \frac{1}{2} \times 1,29 \frac{kg}{m^3} \times \left(16,6 \frac{m}{s}\right)^2 \times 0,88m^2$$

$$F = 156,4 \left[\frac{Kg \times m}{s^2} \right] = 156,4N = 15,95Kg$$

Finalizado el sistema telescópico continuo con la barra intermedia y principal ya que tienen las mismas dimensiones.

Altura: 300mm

Largo del perfil: 4,8m

$$A = 0,3m \times 4,8m = 1,44m^2$$

$$F = \frac{1}{2} \times 1,29 \frac{kg}{m^3} \times \left(16,6 \frac{m}{s}\right)^2 \times 1,44m^2$$

$$F = 256 \left[\frac{Kg \times m}{s^2} \right] = 256N = 26,12Kg$$

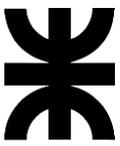
Por último, la fuerza del viento sobre la cesta + persona con un área total de $0,84m^2$

$$F = \frac{1}{2} \times 1,29 \frac{kg}{m^3} \times \left(16,6 \frac{m}{s}\right)^2 \times 0,84m^2$$

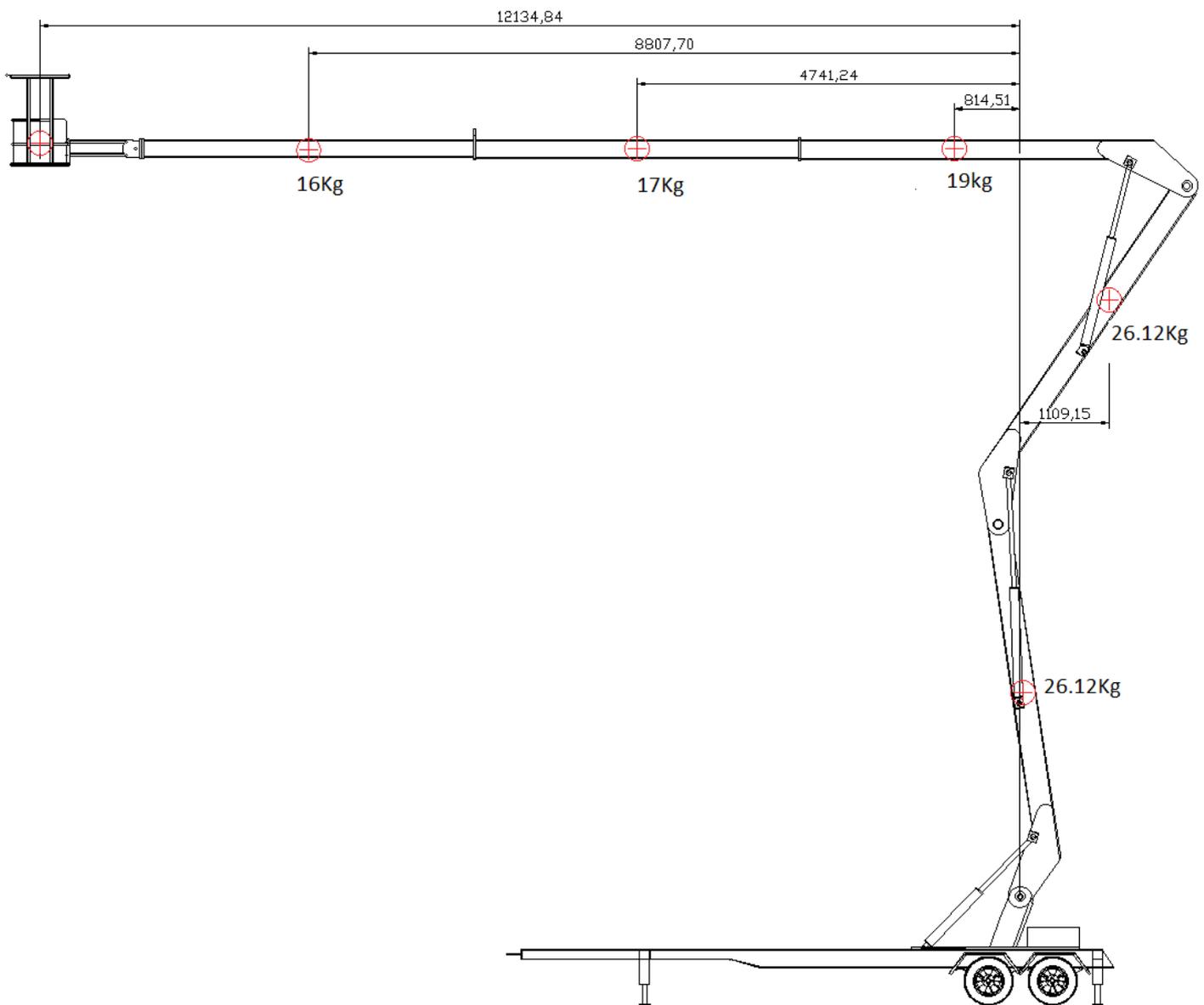
$$F = 149,2 \left[\frac{Kg \times m}{s^2} \right] = 149,2N = 15Kg$$

Establecidos los valores de fuerzas en las barras, es necesario aclarar que si bien la fuerza está distribuida de manera uniforme sobre todo el costado de impacto del viento al perfil, se calcularán los torques como una carga puntual aplicada en el centro del mismo.

Se evaluarán los dos casos extremos, la grúa desplegada de forma horizontal y luego de forma vertical, para ver en qué posición será la sollicitación máxima.



Para la posición horizontal.

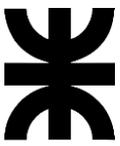


Con respecto a la torsion sobre la columna de giro.

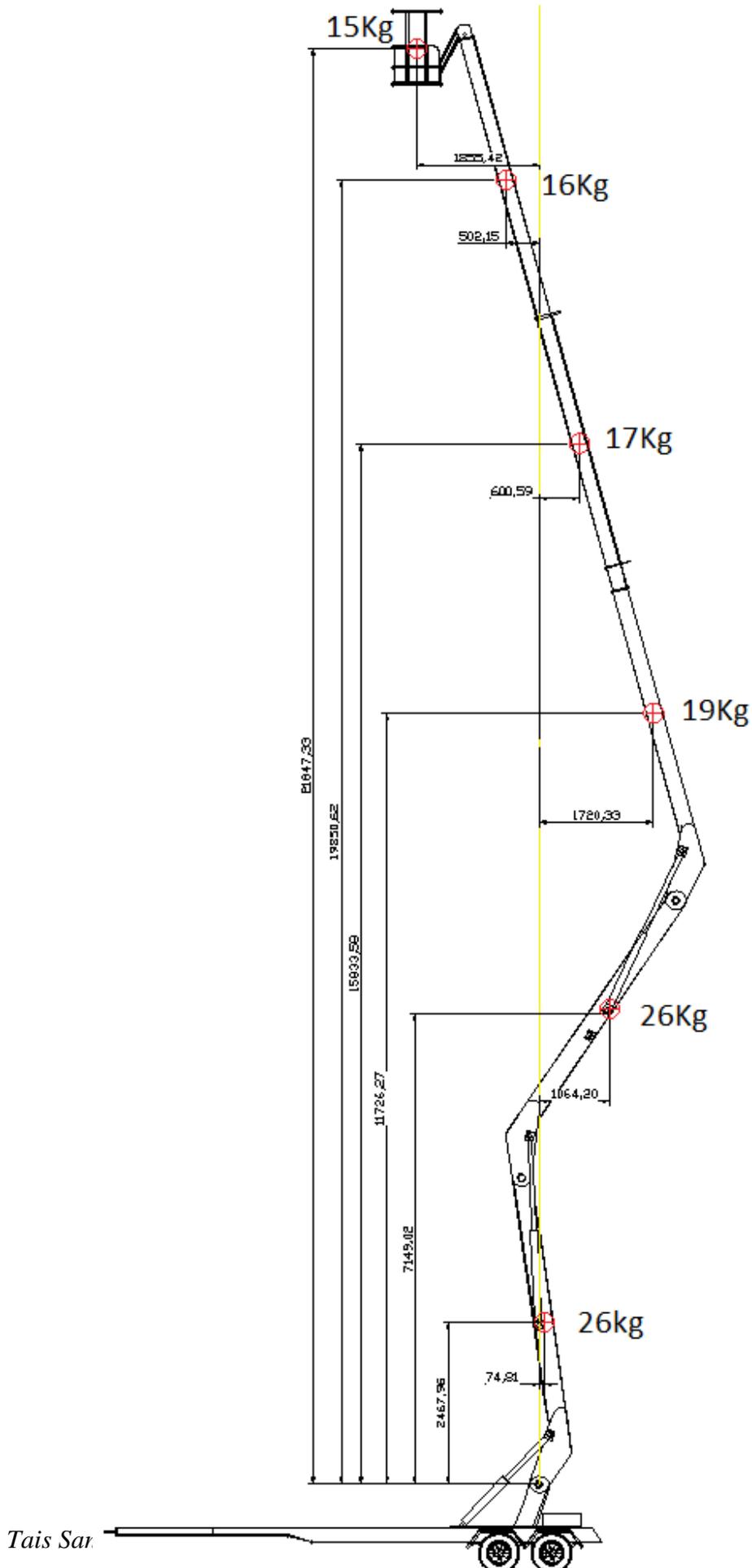
$$\sum T = 15g \times 12,1m + 16kg \times 8.8m + 17kg \times 0.6m + 19kg \times 0.84 - 26.12 \times 1.1m$$
$$= 105,4kgm$$

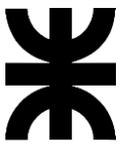
Y ahora para la flexión:

$$\sum M = (15kg + 16kg + 17kg + 19kg) \times 9,3m + 26.12 \times 2.46m + 26,12 \times 7.14m$$
$$= 883,15kgm$$



Para la posición vertical:





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Para la torsión:

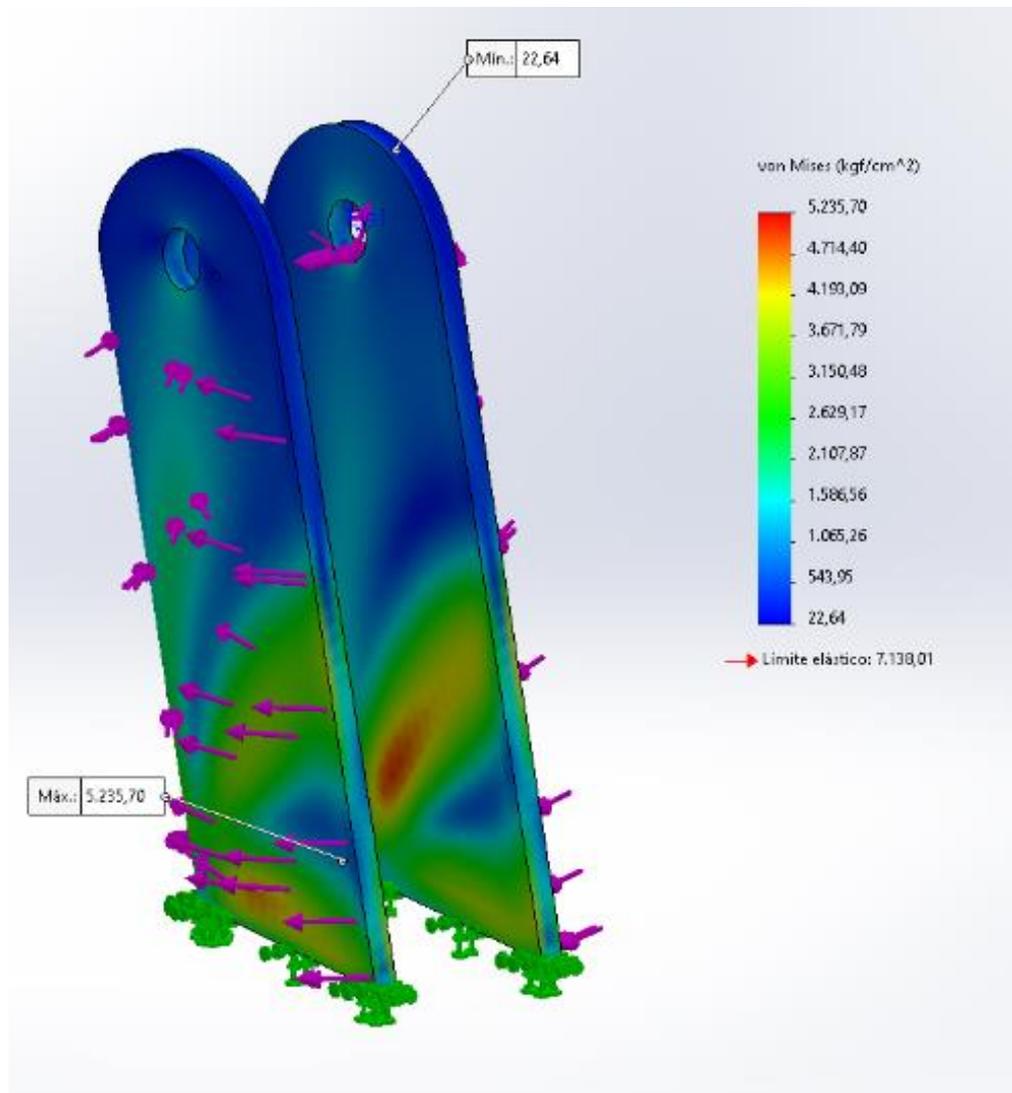
$$\sum T = 15g \times 1,8m + 16kg \times 0,5m - 17kg \times 0,6m - 19kg \times 1,7m - 26.12 \times 1m - 26 \times 0,74m = -52.7kgm$$

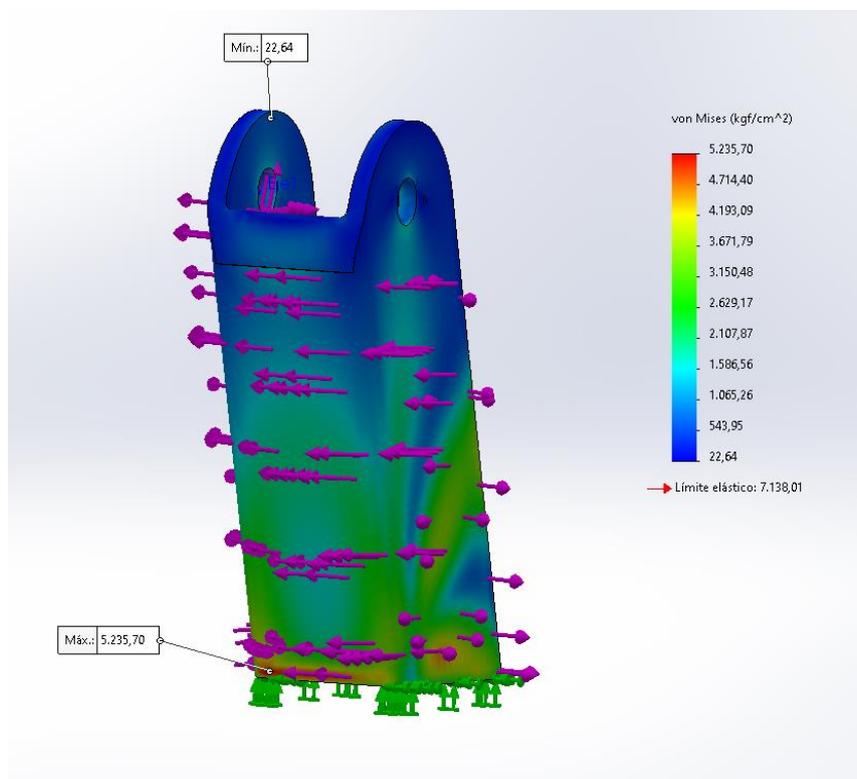
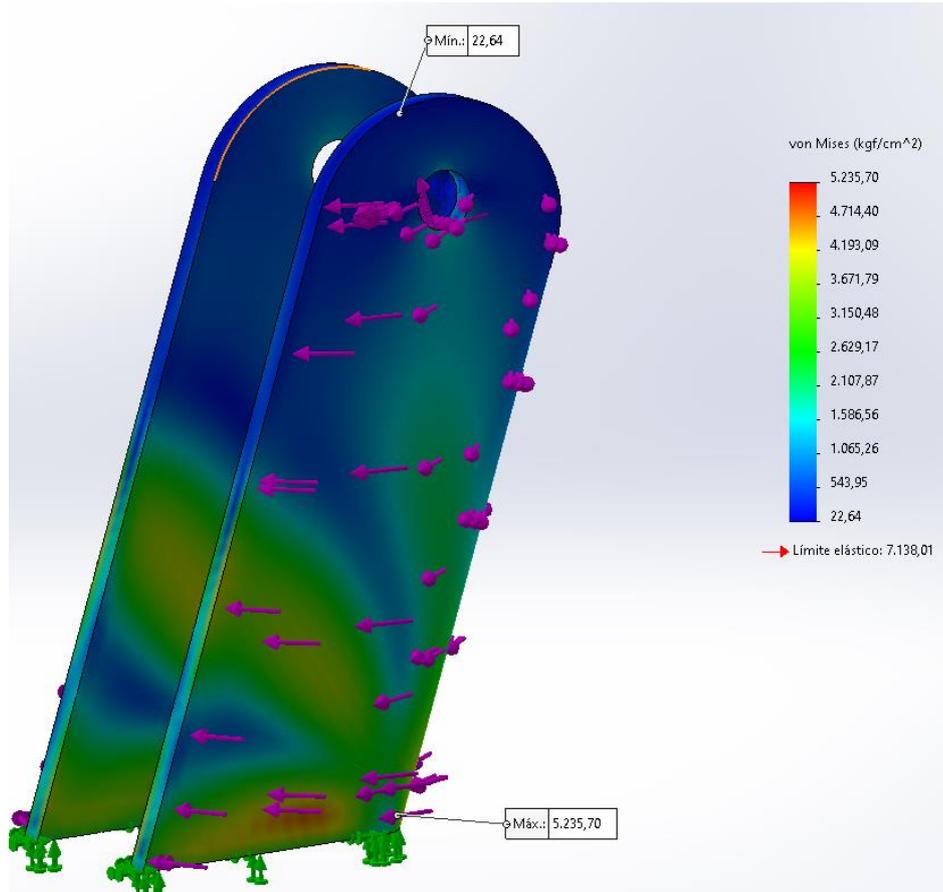
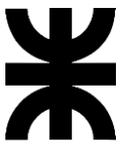
Y por ultimo para la flexión:

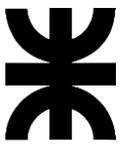
$$\sum M = 26kg \times 2.4m + 26kg \times 7.1m + 19kg \times 11.6m + 17kg \times 15.8m + 16kg \times 19,3m + 15kg \times 21,8m = 1371,8kgm$$

Con estos valores calculados, y reacciones calculadas en el apartado procedemos a realizar la simulación por solidworks.

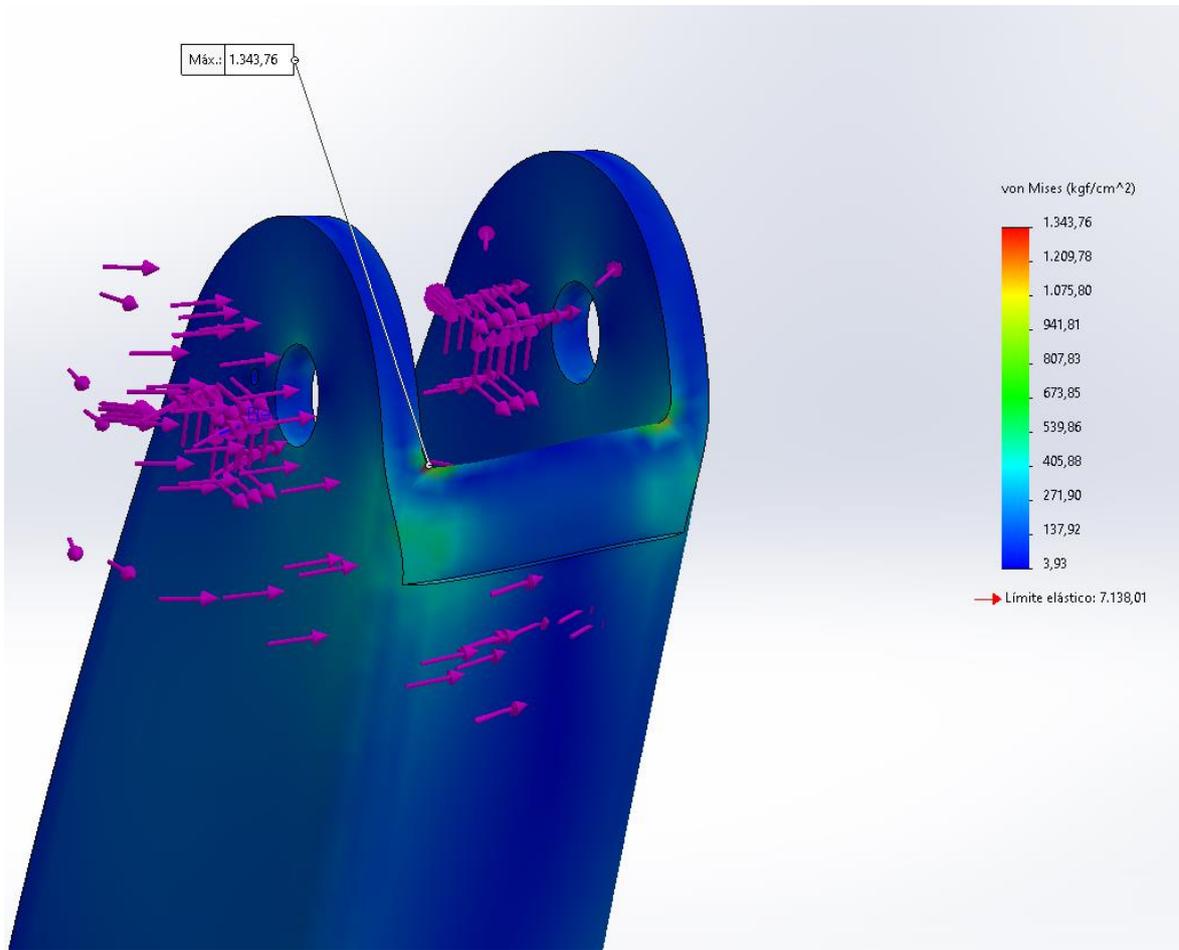
Para el caso desplegado horizontal:

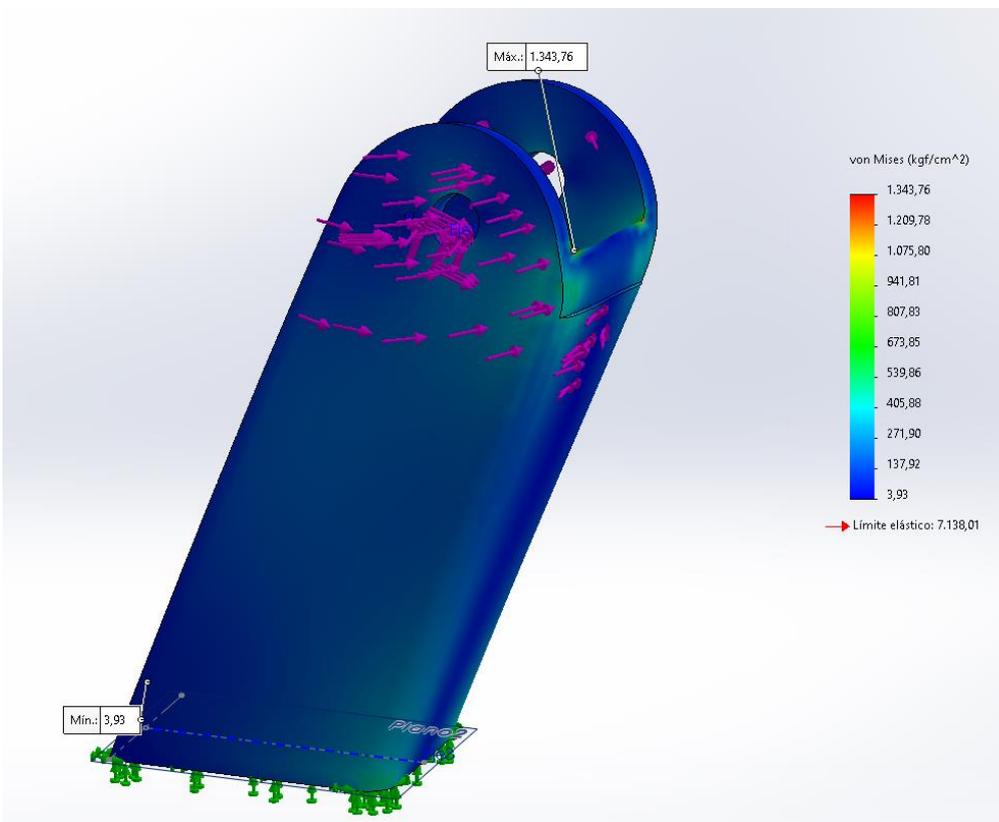
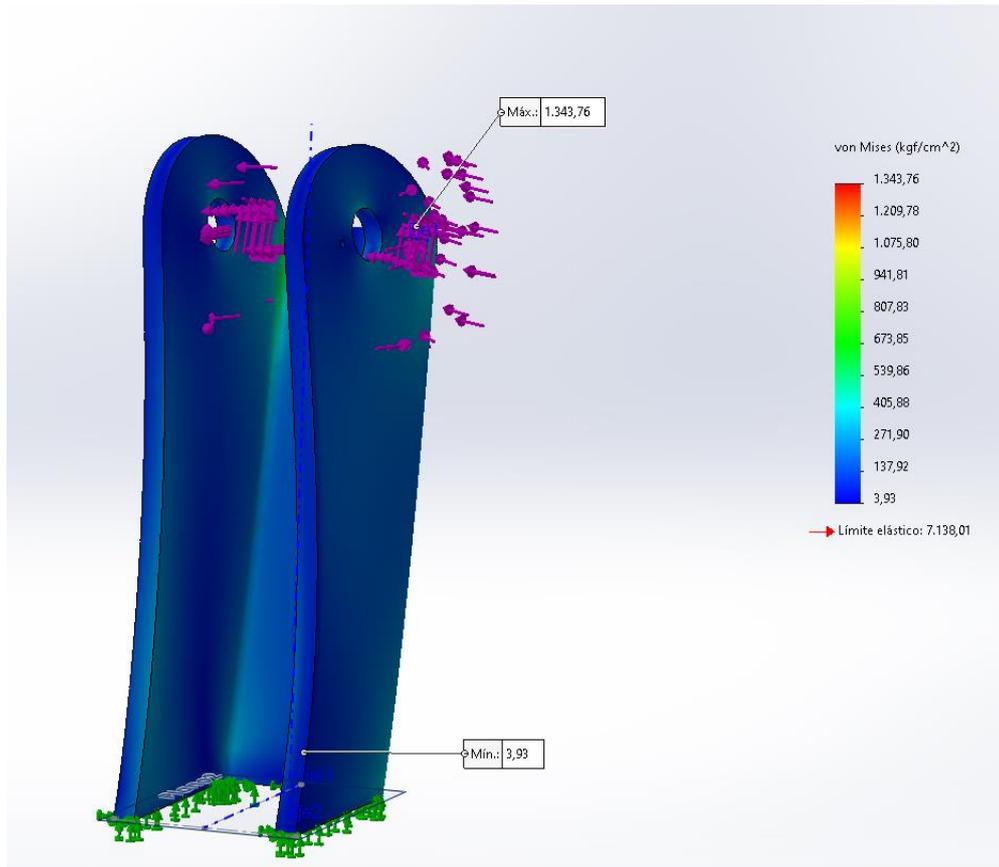
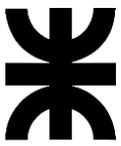


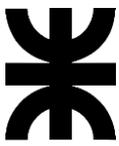




Para la simulacion de la posición desplegada vertical.







En conclusión, la sollicitación es mayor para el viento lateral con la grúa en posición horizontal, si bien la tensión de trabajo es casi 1,3 veces menor que el límite elástico del material es recomendable poner algún tipo de refuerzo a los costados de la misma como se muestra a continuación para evitar algún tipo de deformación.

3.5 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERNOS DE VINCULACIÓN DE LOS BRAZOS.

Los esfuerzos de corte en un perno se refieren a las fuerzas que actúan sobre el mismo en un plano perpendicular a su eje longitudinal. Estos esfuerzos son causados por cargas aplicadas en el mismo o por fuerzas de torsión.

Cuando se aplica una carga a un perno, ésta se transfiere en forma de esfuerzo de corte. Este esfuerzo se distribuye a lo largo de la sección transversal y puede provocar la deformación o la fractura del mismo si la carga aplicada genera tensiones superiores a las de máxima resistencia.

Por otro lado, cuando se aplica un esfuerzo de torsión al mismo como efecto se generan tensiones de corte en la sección transversal, este es proporcional a la torsión aplicada.

Para garantizar que un perno tenga la resistencia adecuada a los esfuerzos de corte, se debe seleccionar un material con una resistencia igual o superior a la admisible.

En el caso de estas vinculaciones de los brazos el perno está sometido a un esfuerzo de corte puro y debido a las características de la vinculación será un corte doble ya que al ser pasante éste está en contacto con ambos lados de la chapa.

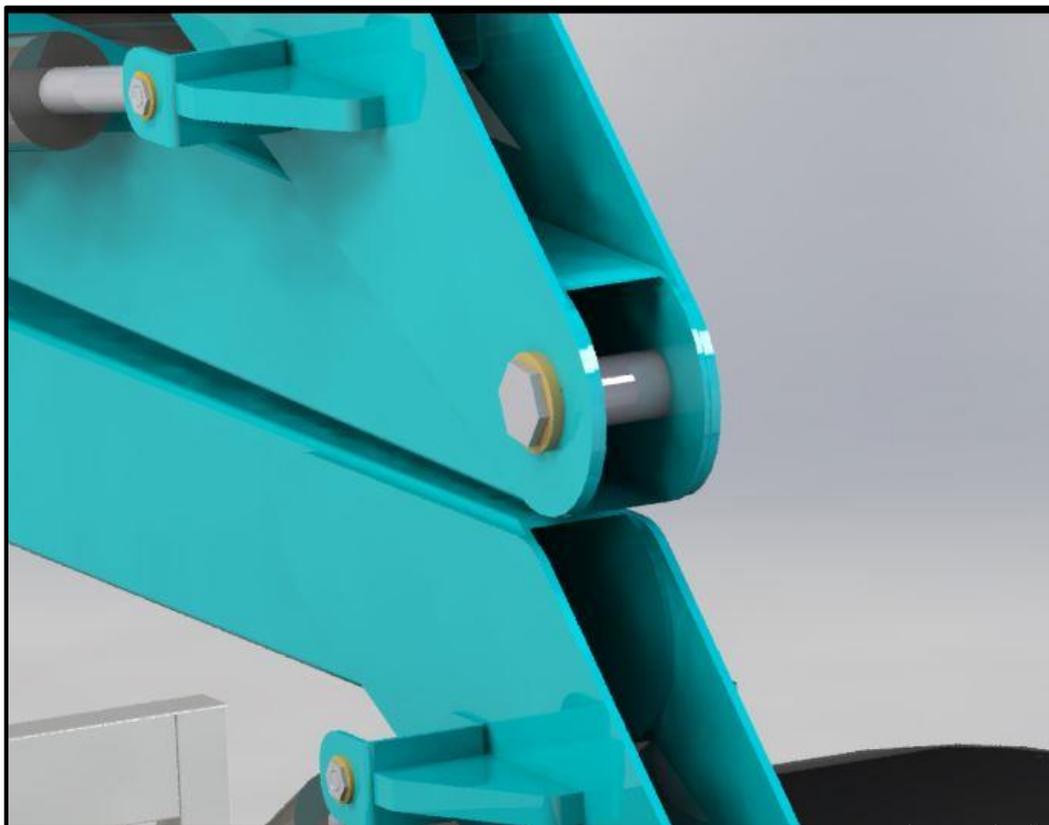


Figura 46: Perno de vínculo entre sistema telescópico y barra intermedia.

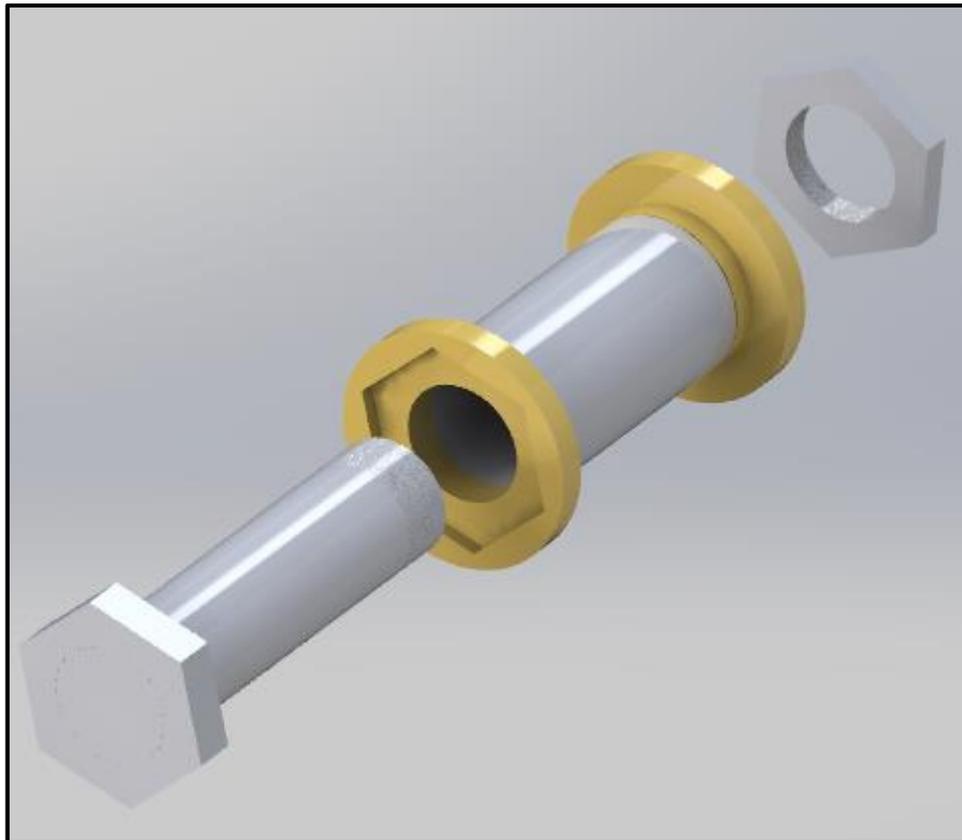


Figura 47: Bujes, pernos y tapas de articulación de giro de los brazos.

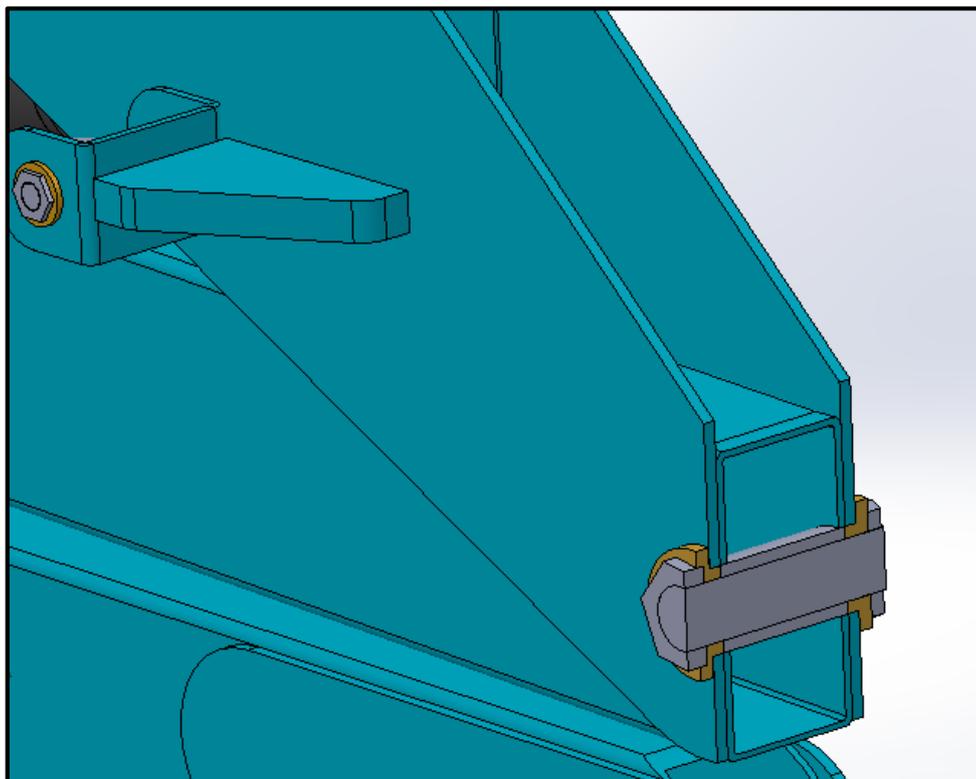
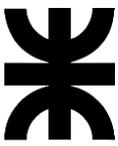


Figura 48: Corte de detalle de bujes de giro de las barras.

El arreglo de las piezas estará compuesto por un buje central soldado en el interior de las barras, se llamará “buje central de barra”, y será pasante de lado a lado de la misma.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Por otro lado, dos bujes guía (color amarillo en la figura 46 y 47) estarán montados en los lados exteriores de las chapas de vínculo, la particularidad de estos será que uno de ellos estará fresado con una ranura hexagonal donde se alojara la base del perno roscado que pasará por el interior de los bujes y será fijado con una tuerca que lo mantiene en su lugar evitando que pueda llegar a salirse de manera accidental, de esta manera el perno se moverá conjuntamente con las chapas de vínculo y con los bujes guías, mientras que el buje de barra central se moverá solidario con la misma, el movimiento relativo será entonces del perno con el buje de barra central.

3.5.1 PERNO DE VINCULACIÓN ENTRE SISTEMA TELESCÓPICO Y BARRA INTERMEDIA.

Para el caso del primer vínculo entre el agarre del sistema telescópico y la barra intermedia la fuerza de reacción es de: 10240 Kg

Para los pernos se utilizará un acero AISI 1045 laminado cuyo límite elástico es de $S_y = 3037 \text{ kg/cm}^2$

Teniendo en cuenta que el esfuerzo es un corte doble en la sección del perno la fuerza se reduce en un 50% y estableciendo un coeficiente de seguridad $N=3$.

$$\frac{0.6 \times S_y}{N} = \frac{F}{A}$$

Despejando A:

$$A_g = \frac{F}{0.6 \times S_y} \times N$$
$$A_g = \frac{10240 \text{ Kg}/2}{0.6 \times 3037 \text{ kg/cm}^2} \times 3$$

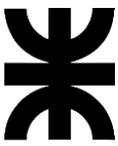
$$A_g = 8.42 \text{ cm}^2$$

Despejando el diámetro desde A_g :

$$A_g = \frac{\pi d^2}{4}$$
$$d = \sqrt{\frac{4 \times 8.42 \text{ cm}^2}{\pi}}$$
$$d_g = 3.27 \text{ cm}$$
$$d_g = 32.7 \text{ mm}$$

3.5.2 PERNO DE VINCULACIÓN BARRA INTERMEDIA Y BARRA PRINCIPAL.

Repetimos el procedimiento para los vínculos entre barra intermedia – barra principal y barra principal – barra de soporte.



$$F_{m\acute{a}x_j} = 35220 \text{ Kg}$$

$$A_g = \frac{35220 \text{ Kg}/2}{0.6 \times 3037 \text{ kg/cm}^2} \times 3$$

$$A_g = 29 \text{ cm}^2$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 29 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$d_g = 6.07 \text{ cm}$$

$$d_g = 60.7 \text{ mm}$$

3.5.3 PERNO DE VÍNCULO BARRA PRINCIPAL Y BARRA DE SOPORTE.

Por último, repetimos el procedimiento para el perno de vínculo de barra principal – barra de soporte (Perno M)

$$F_{m\acute{a}x_M} = 36540 \text{ Kg}$$

$$A_g = \frac{36540 \text{ Kg}/2}{0.6 \times 3037 \text{ kg/cm}^2} \times 3$$

$$A_g = 30.07 \text{ cm}^2$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 29 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$d_g = 6.18 \text{ cm}$$

$$d_g = 61.8 \text{ mm}$$

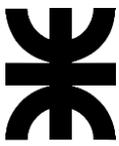
El máximo diámetro necesario es de 61.8mm, por lo que se realizara el perno de diámetro 62mm.

3.6 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS DE PLUMA.

Los cilindros hidráulicos son componentes claves en la grúa, ya que son los responsables de proporcionar la fuerza necesaria para levantar y mover los brazos. Éstos constan de un cilindro y un pistón, el pistón se desplaza hacia adelante y hacia atrás en el interior del cilindro, impulsado por la acción de un fluido hidráulico que se presuriza a través de una bomba que para el caso de este proyecto será de 200 kg/cm^2 se verá más adelante la razón para la selección de esta bomba.

Los cilindros hidráulicos se utilizan para controlar el movimiento de la pluma y del brazo telescópico, así como para levantar y bajar el chasis de las patas de apoyo y deben ser diseñados para soportar las cargas necesarias y para proporcionar los movimientos controlados y de forma suave al operador.

La selección de los cilindros adecuados depende de la carga máxima que la grúa debe levantar, así como de la altura y la distancia que debe cubrir y es importante tener en cuenta el tipo de fluido hidráulico que se utiliza y las condiciones ambientales en las que se va a



utilizar la grúa, a continuación, nos enfocaremos en el cálculo de los mismos teniendo en cuenta los valores de reacciones máximas calculados en el inicio del capítulo.

Es fundamental realizar un mantenimiento adecuado para garantizar su funcionamiento óptimo y evitar fallos prematuros. Esto incluye la limpieza regular de los componentes y la sustitución del fluido a intervalos regulares, así como la inspección periódica para detectar posibles signos de desgaste o daño.

El criterio de diseño de la posición de los cilindros para el brazo telescópico, es que los mismos queden sobre la parte exterior de los perfiles de la grúa, para facilitar el mantenimiento y la inspección mencionada en el párrafo anterior.

Con respecto a la selección de la bomba, la relación entre la presión de una bomba hidráulica y el área de un cilindro hidráulico está relacionada con la ley fundamental de la hidráulica conocida como la Ley de Pascal. Esta ley establece que cualquier cambio en la presión aplicada a un fluido en un sistema cerrado se transmite de manera uniforme en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.

La relación entre la presión de una bomba hidráulica y el área de un cilindro hidráulico se puede expresar utilizando la fórmula de la presión hidrostática:

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

- P es la presión aplicada al fluido.
- F es la fuerza aplicada por el cilindro.
- A es el área del cilindro hidráulico.

Dado que P es constante en todo el sistema hidráulico según la Ley de Pascal, la fórmula se puede reorganizar para expresar la relación entre la presión y el área

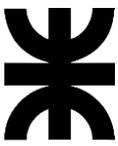
$$F = P \times A$$

Esto muestra que la fuerza F generada en el cilindro hidráulico es directamente proporcional a la presión P aplicada y al área A del cilindro. Por lo tanto, al aumentar la presión aplicada por la bomba hidráulica, la fuerza generada en el cilindro hidráulico aumentará si el área del cilindro se mantiene constante. Del mismo modo, al aumentar el área del cilindro, la fuerza generada aumentará si la presión se mantiene constante.

Según los cálculos realizados anteriormente para los valores de fuerza una bomba convencional de 160 bar implicaría cilindros hidráulicos demasiado grandes que generaría problemas de interferencias en el diseño y mayor peso, es por esto que se optó por una bomba de mayor presión con el objetivo de disminuir secciones de los cilindros, en consecuencia, de esto sería válido asegurarse que los espesores y elementos del cilindro, mangueras y componentes sean óptimos y soporten esta presión. En este proyecto me centrare solo en el cálculo de las secciones.

3.6.1 CÁLCULO DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE SISTEMA TELESCÓPICO.

Para los cilindros hidráulicos correspondientes al sistema telescópico, la fuerza a ejercer serán la de la carga útil a levantar incrementada por el peso de las barras móviles. Esto será:



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Para el tramo móvil más cercano a la carga: La fuerza necesaria a vencer por el cilindro será:

- Peso carga + canasta: 380kg
- Peso paralelogramo deformable: 23kg
- Peso primera barra móvil: 113Kg
- El recorrido del cilindro será de 4.40mts.

Carga total para el primer cilindro: 516kg.

$$P = \frac{F}{A}$$

Y teniendo en cuenta que la bomba hidráulica que se utilizará será de una presión de trabajo de $200kg/cm^2$.

$$A_{min} = \frac{F}{P}$$

$$A_{min} = \frac{516kg}{200kg/cm^2}$$

$$A_{min} = 2.58cm^2$$

Es importante aclarar que en este caso los cilindros deben ser doble efecto ya que es necesario el cierre de este en la posición de extensión horizontal, en el cual el efecto de la gravedad no contribuye al cierre.

El vástago se calculará según el criterio de Euler, es decir a pandeo.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times l)^2}$$

$$516 kg = \frac{\pi^2 \times 2100000 \times I}{(0.7 \times 440cm)^2}$$

$$I_{nec} = 2.35cm^4$$

Teniendo en cuenta que para una sección circular sin agujero:

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 2.35cm^4$$

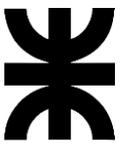
$$r_{min} = 1.31cm$$

$$d_{min} = 2.62cm$$

Ahora debido a la reducción del área en el lado del vástago del embolo del cilindro, procedemos a calcular el diámetro del mismo teniendo en cuenta esto.

$$A = 2.58cm^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)$$

$$A = 2.58cm^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - 2.62cm^2)$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$D = 3.18cm$$

En el caso del segundo cilindro del sistema telescópico se procede de la misma manera, ahora incrementando 120kg que es el peso de la barra segunda barra móvil.

Carga total segundo cilindro: 636Kg

Procediendo de la misma forma:

$$A_{min} = \frac{F}{P}$$

$$A_{min} = \frac{636kg}{200kg/cm^2}$$

$$A_{min} = 3.18cm^2$$

Calculando vástago a pandeo según Euler:

$$636 kg = \frac{\pi^2 \times 2100000 \times I}{(0.7 \times 440cm^2)^2}$$

$$I = 2.91cm^4$$

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 2.91cm^4$$

$$r_{min} = 1.38cm$$

$$d_{min} = 2.77cm$$

$$A = 2.91cm^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)$$

$$A = 2.91cm^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - 2.77^2)$$

$$D_{min} = 3.37cm$$

Se utilizarán los dos cilindros iguales, incrementando con un factor de seguridad=1.5 tanto vástago como embolo con ello las dimensiones quedarían:

- D_{embolo} : 50mm
- $D_{vastago}$: 41.5mm

Se propone un tiempo de apertura de 50 segundos y un rendimiento n de 0.9 para calcular la potencia hidráulica.

$$V_{cil} = A \times C = \frac{\pi \times 5cm^2}{4} \times 440cm = 8639.4cm^2$$

$$Q = \frac{V_{cil}}{t} = \frac{8639.4cm^2}{30 seg} = 173 \frac{cm^3}{seg} = 10.30 \frac{l}{min}$$

$$N = \frac{P \times Q}{450 \times n} = \frac{200bar \times 10.3 \frac{l}{min}}{450 \times 0.9} = 5HP$$

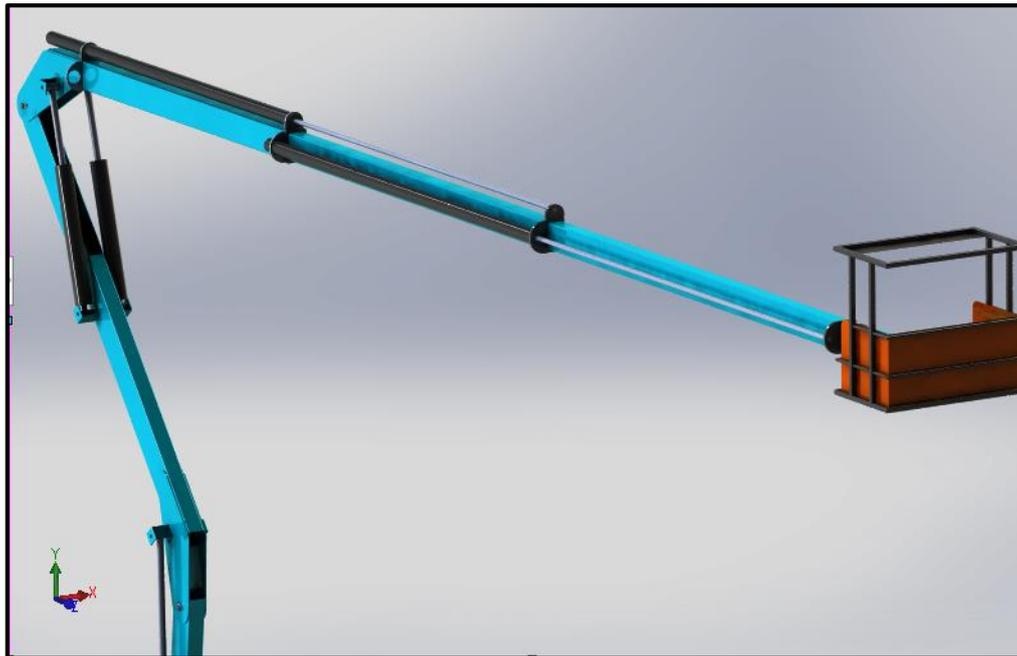


Figura 49: Detalle de cilindros hidráulicos de sistema telescópico.

3.6.2 CILINDRO HIDRÁULICO ELEVADOR DE BRAZO TELESCÓPICO.

La fuerza máxima de reacción es de: 10627kg, la disposición serán dos cilindros trabajando de forma paralela por lo que la carga se disminuirá en un 50%, por lo que $F= 5313,5kg$. Teniendo en cuenta que este valor de fuerza es determinado por un análisis estático de la posición se incrementará la fuerza en un 25% con la finalidad de vencer rozamientos y poner en movimiento la grúa.

Entonces.

$$F = 1.25 \times 5313,5kg = 6641,8kg$$

$$P = \frac{F}{A}$$

Y teniendo en cuenta que la bomba hidráulica que se utilizará será de una presión de trabajo de $200kg/cm^2$.

$$A_{min} = \frac{F}{P}$$

$$A_{min} = \frac{6641,8kg}{200kg/cm^2}$$

$$A_{min} = 33,20cm^2$$

En este caso el cilindro será de simple efecto, por el cual el área útil será el de la sección circular completa del embolo. Entonces



$$A = 33,20\text{cm}^2 = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

$$D = 6.50\text{cm}$$

Calculando ahora el vástago de este con el criterio de Euler.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times l)^2}$$

$$6641,8 \text{ kg} = \frac{\pi^2 \times 2100000 \times I}{(0.7 \times 270\text{cm})^2}$$

$$I = 11.44\text{cm}^4$$

Teniendo en cuenta que para una sección circular sin agujero:

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 11.44\text{cm}^4$$

$$r_{min} = 1.95\text{cm}$$

$$d_{min} = 3.90\text{cm}$$

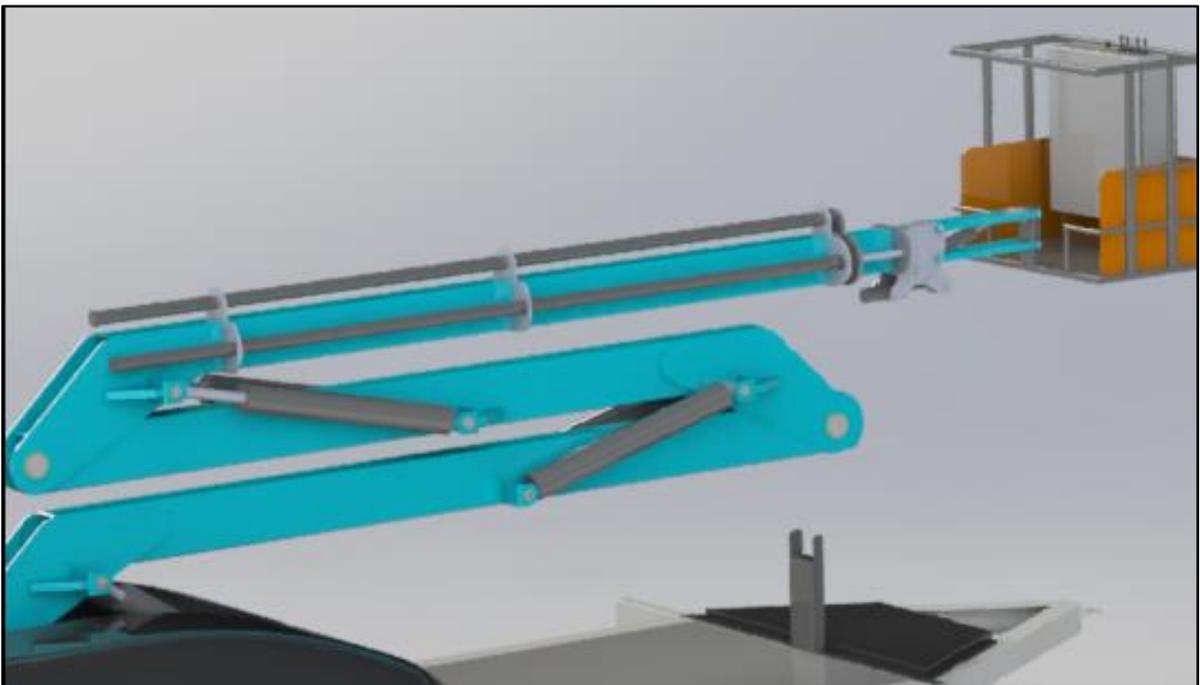
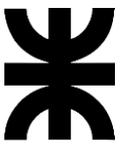


Figura 50: Esquema cilindro elevador de sistema telescópico.

3.6.3 CÁLCULO DE CILINDRO ELEVADOR DE BARRA INTERMEDIA

Procedemos de la misma manera con el cilindro de barra intermedia, en este caso sí debe ser de doble efecto ya que para la posición intermedia horizontal este cilindro debe sostener la barra Intermedia que intentará girar sobre el eje debido a la acción generada por las barras telescópicas. Cabe destacar que se dispondrá de dos cilindros trabajando en forma paralela, por lo que la fuerza de cada cilindro será el 50% de la fuerza total.

La fuerza máxima será de 37090.7 Kg



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Incrementándola a un 25% $37090.7 \times 1.25 = 46362.5 \text{ Kg}$

$F_c = 46362.5 \text{ kg} / 2 = 23181.25 \text{ Kg}$

Comenzamos calculando el vástago.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times l)^2}$$

$$23181.25 \text{ kg} = \frac{\pi^2 \times 2100000 \times I}{(0.7 \times 290 \text{ cm})^2}$$

$$I = 46.09 \text{ cm}^4$$

Teniendo en cuenta que para una sección circular sin agujero:

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 46.09 \text{ cm}^4$$

$$r_{min} = 2.76 \text{ cm}$$

$$d_{min} = 5.53 \text{ cm}$$

Conociendo el D_{min} podemos determinar el área necesaria de la sección anular del embolo del lado del vástago.

$$P = \frac{F}{A}$$

Y teniendo en cuenta que la bomba hidráulica que se utilizará será de una presión de trabajo de 200 kg/cm^2 .

$$A_{min} = \frac{F}{P}$$

$$A_{min} = \frac{23181.25 \text{ kg}}{200 \text{ kg/cm}^2}$$

$$A_{min} = 116 \text{ cm}^2$$

$$A = 116 \text{ cm}^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)$$

$$A = 116 \text{ cm}^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - 5.53^2 \text{ cm})$$

$$D = 13.3 \text{ cm}$$

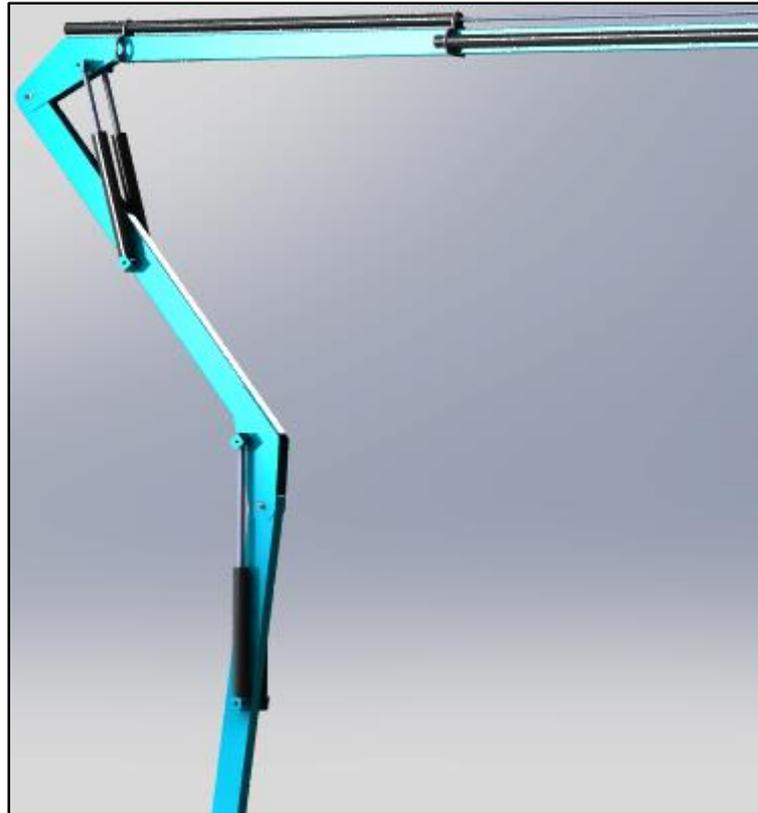
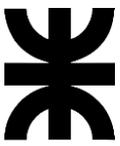


Figura 51: Detalle cilindro elevador de barra intermedia en posición desplegado horizontal.

3.6.4 CILINDRO ELEVADOR DE BARRA PRINCIPAL.

En este caso la fuerza máxima será de 36780kg, por lo que se procederá al cálculo, pero teniendo en cuenta que el valor de la fuerza es muy similar al del caso anterior, los cilindros serán iguales, y en una disposición de dos cilindros trabajando en forma paralela.

$$F_{max} = 36780kg \times 1.25 = 45.975kg$$

$$F_{max \text{ por cilindro}} = 22.987kg$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times l)^2}$$

$$22987kg = \frac{\pi^2 \times 2100000 \times I}{(0.7 \times 290cm)^2}$$

$$I = 45.70cm^4$$

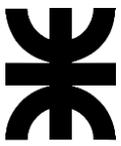
Teniendo en cuenta que para una sección circular sin agujero:

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 45.70cm^4$$

$$r_{min} = 2.76cm$$

$$d_{min} = 5.52cm$$

Conociendo el Dmin podemos determinar el área necesaria de la sección anular del embolo del lado del vástago.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$P = \frac{F}{A}$$

$$A_{min} = \frac{F}{P}$$

$$A_{min} = \frac{22987kg}{200kg/cm^2}$$

$$A_{min} = 115cm^2$$

$$A = 116cm^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)$$

$$A = 116cm^2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - 5.52^2cm)$$

$$D = 13.2cm$$

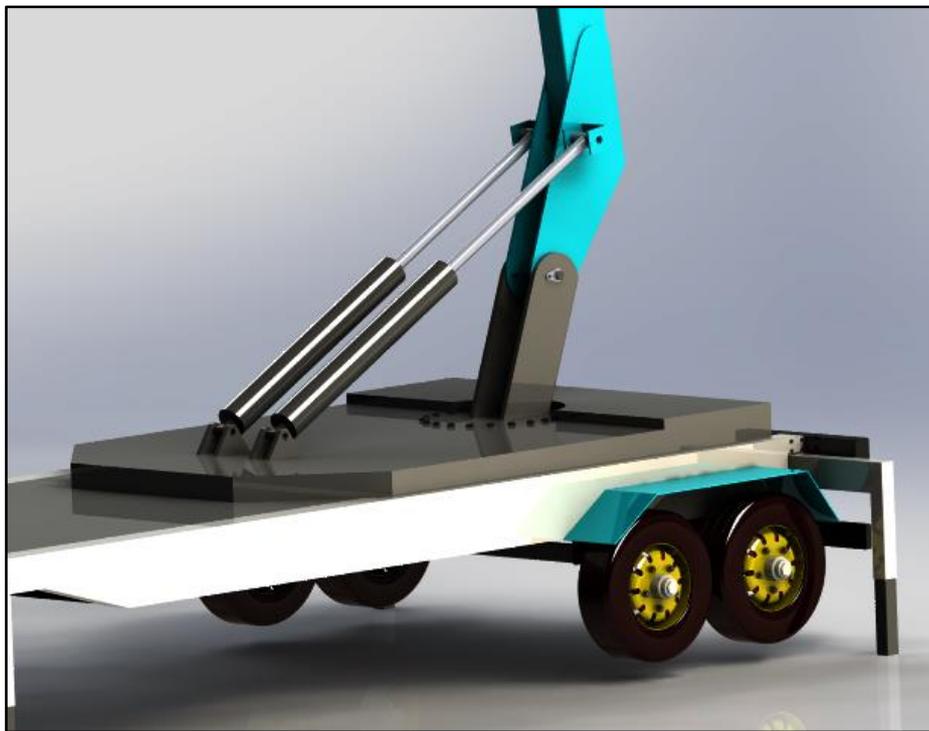


Figura 52: Detalle de cilindros elevadores de barra principal sobre base de giro.

El material utilizado para la construcción será

- Vástago: acero F114 rectificado y cromado
- Cuerpo: acero ST-52
- Cabeza y pistón: acero F114
- Juntas de vástago: junta de poliuretano maciza de doble labio
- Junta de pistón: DAS de 5 piezas
- Juntas de cierre: NBR 80 SHORE

Las partes se mecanizarán como se especifican en los planos mostrados en el capítulo 7.

Para esta aplicación y con el asesoramiento de la firma OLEOHIDRAULICA SCAUSO se seleccionará una central hidráulica de la compañía VERION la particularidad de esta bomba es que es apta para aplicaciones de grúas de requerimientos de media presión y es accionada con un motor eléctrico, el mismo puede ser de corriente alterna o continua, se seleccionara un motor de corriente alterna de 5KW según indicación del fabricante, lo cual verifica la potencia hidráulica calculada anteriormente.

Minicentrales hidráulicas 

Características:

- Caudal: 1 a 15 lpm
- Presión: 210 Bar (estándar) - 315 Bar (especial)
- Operación:
 - › Motor eléctrico de Continua: Hasta 5 minutos
 - › Motor eléctrico de Alterna: Hasta 30 minutos
 - › Para motores de corriente continua de uso continuo, consultar
- Potencias: 0,8 a 3,5 kW (continua) y hasta 5 kW (alterna)
- Tensión eléctrica: 12 Vdc - 24 Vdc - 110/220 Vac - 220/380 Vac

Las minicentrales son soluciones versátiles para aplicaciones industriales y móviles por igual.
Los conjuntos pueden ser modificados modularmente para obtener una gran variedad de soluciones: Motor eléctrico / filtro / tanque / válvulas / bomba / otros.



Figura 53: Características de la central hidráulica.

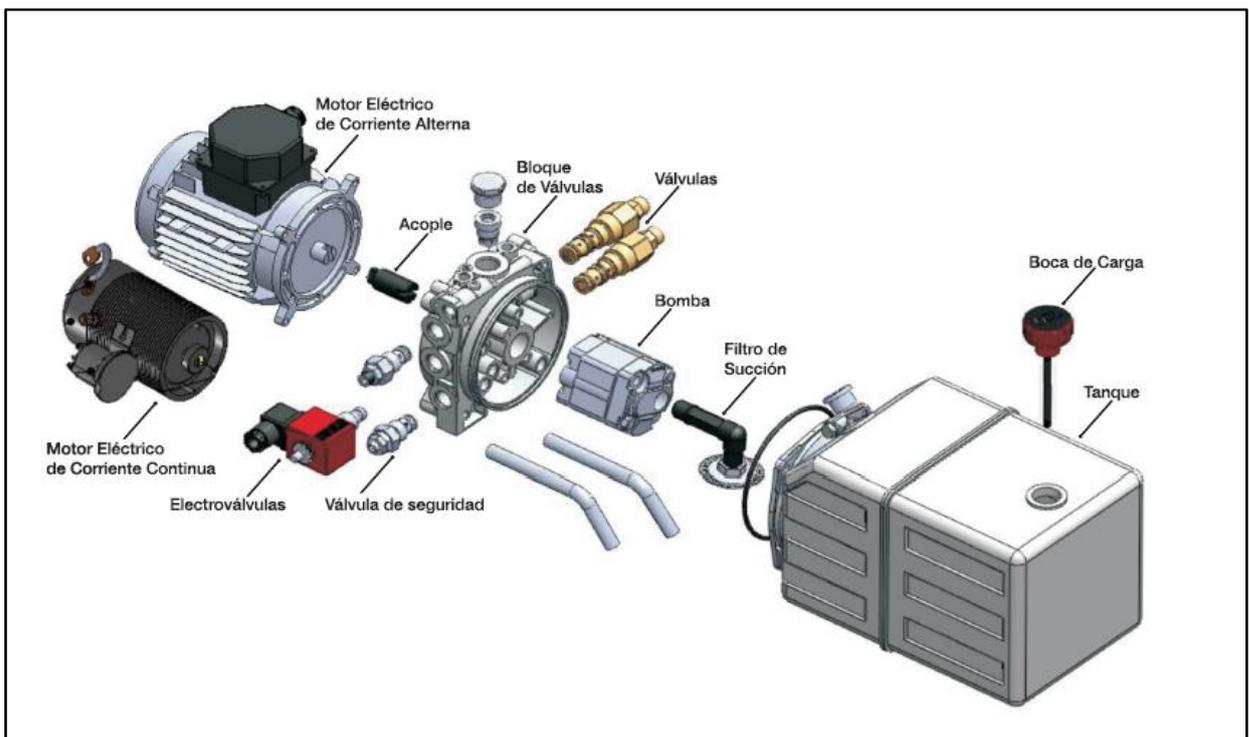
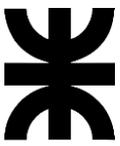


Figura 54: Vista explosionada de la central hidráulica.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Con respecto al accionamiento del motor eléctrico, el mismo se hará mediante un banco de baterías de la firma TROJAN BATTERY conocida por fabricar baterías de alta calidad, que se utilizan en diversas aplicaciones, Trojan Battery Company ofrece una línea de baterías específicas para equipos de plataformas aéreas, tales como grúas telescópicas, tijeras elevadoras y brazos articulados. Estas baterías están diseñadas para proporcionar una potencia confiable y un ciclo de vida prolongado, lo que es esencial para las aplicaciones de trabajo en alturas.

Hay que destacar que las baterías entregan corriente continua, es por esto que se debe utilizar un inversor, éste un dispositivo electrónico utilizado para convertir la corriente continua (DC) en corriente alterna (AC). Su función principal es proporcionar una fuente de energía en forma de corriente alterna a dispositivos que requieren este tipo de alimentación, en este caso el motor de la bomba hidráulica.

Los inversores son componentes esenciales en sistemas de energía donde es necesario convertir la corriente continua de baterías en la corriente alterna que se utiliza en la mayoría de las aplicaciones eléctricas.

El uso de baterías y un inversor en una grúa tiene varias ventajas:

- **Bajas emisiones:** Las grúas eléctricas alimentadas por baterías producen cero emisiones locales, lo que las hace más respetuosas con el medio ambiente que las grúas diésel.
- **Menor ruido:** Los motores eléctricos, especialmente los de corriente alterna, tienden a ser más silenciosos que los motores diésel, lo que puede ser beneficioso en entornos urbanos o en áreas sensibles al ruido.
- **Mayor eficiencia energética:** La eficiencia de las grúas eléctricas puede ser mayor que la de las grúas diésel, especialmente si la electricidad utilizada para cargar las baterías proviene de fuentes de energía renovable.

Sin embargo, también hay algunas desventajas:

- **Autonomía limitada:** Las baterías tienen una capacidad limitada, lo que puede restringir el tiempo de funcionamiento de la grúa antes de que sea necesario recargar las baterías.
- **Peso y tamaño de las baterías:** Las baterías pueden ser pesadas y ocupar espacio, lo que puede afectar la capacidad de carga y movilidad de la grúa.
- **Costo inicial:** Los sistemas de baterías y los inversores pueden tener un costo inicial más alto en comparación con las grúas diésel.
- **Requisitos de carga:** Debes asegurar de tener acceso a un sistema de carga adecuado para mantener las baterías recargadas, especialmente si se planea utilizar la grúa durante períodos prolongados.

Con respecto al esquema del circuito hidráulico será el siguiente:

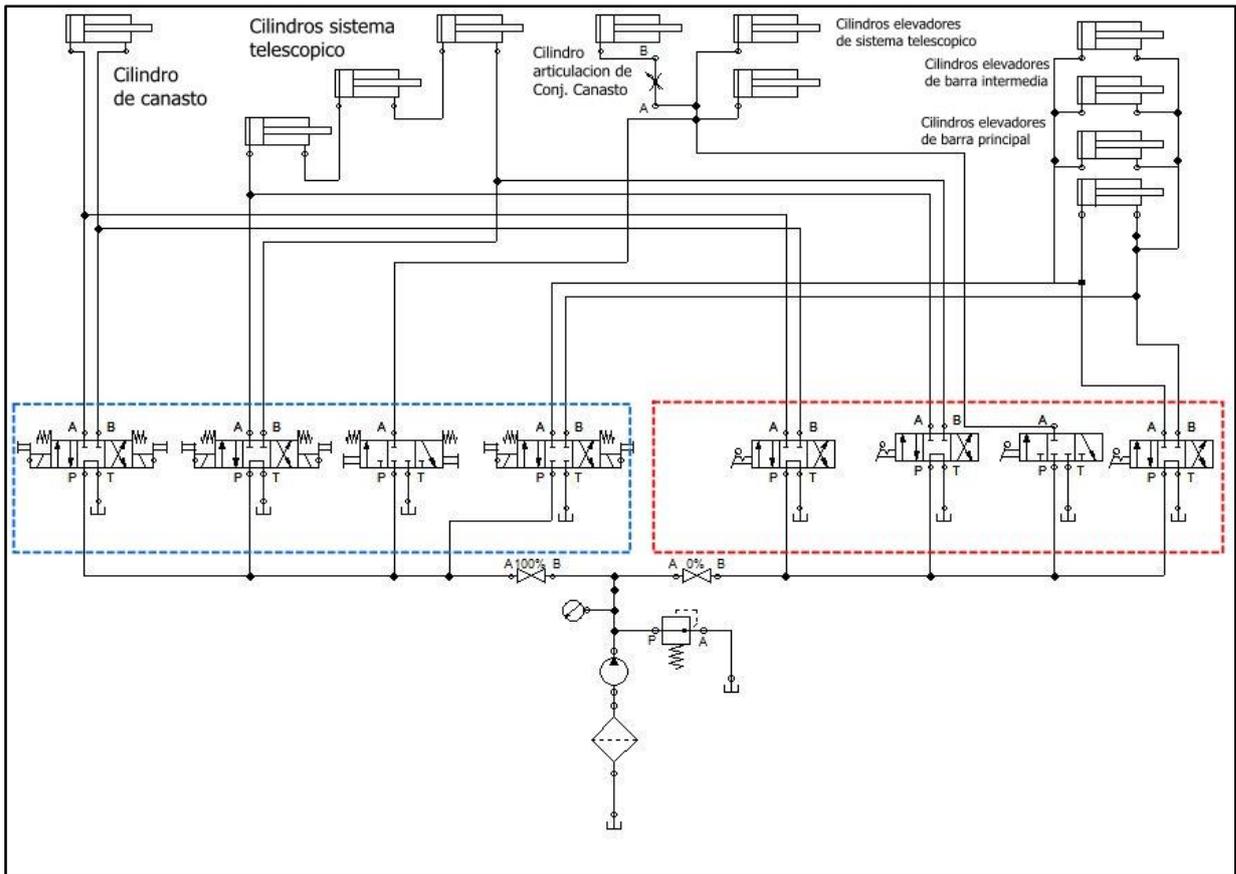
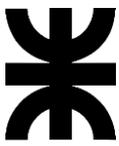


Figura 55: Esquema del circuito hidráulico.

Desde el tanque depósito pasando a través de un filtro, el fluido será impulsado por la bomba hidráulica, la cual a la salida tendrá una válvula reguladora de presión y un manómetro, de esta forma nos aseguramos de que la presión que llegará a las válvulas sea la correcta. Luego, se encuentra una derivación seguida de válvulas ON-OFF, esto es así debido a que es necesario dos circuitos, uno que se accione desde arriba de la cesta y otro por seguridad que debe poder accionarse desde tierra. El banco de electroválvulas encerrado en el rectángulo azul será el de control de cesta y el banco encerrado en rectángulo rojo el de seguridad que puede accionarse desde tierra para bajar la canasta en caso de un corte de energía, en la grúa se ubicarán en el espacio señalado en la figura 54.

Con respecto al cilindro de articulación del conjunto de canasto, este trabajará en conjunto y de forma simultánea con los cilindros elevadores del sistema telescópico, mediante una válvula reguladora de caudal, permitiendo que mientras los cilindros elevadores del sistema telescópico se abren, el cilindro de articulación se cierra haciendo que el conjunto canasto siempre se encuentre en posición horizontal, si este cilindro no estuviera el paralelogramo deformable no actuaría como tal y el canasto siempre mantendría la posición paralela al eje longitudinal del sistema telescópico.

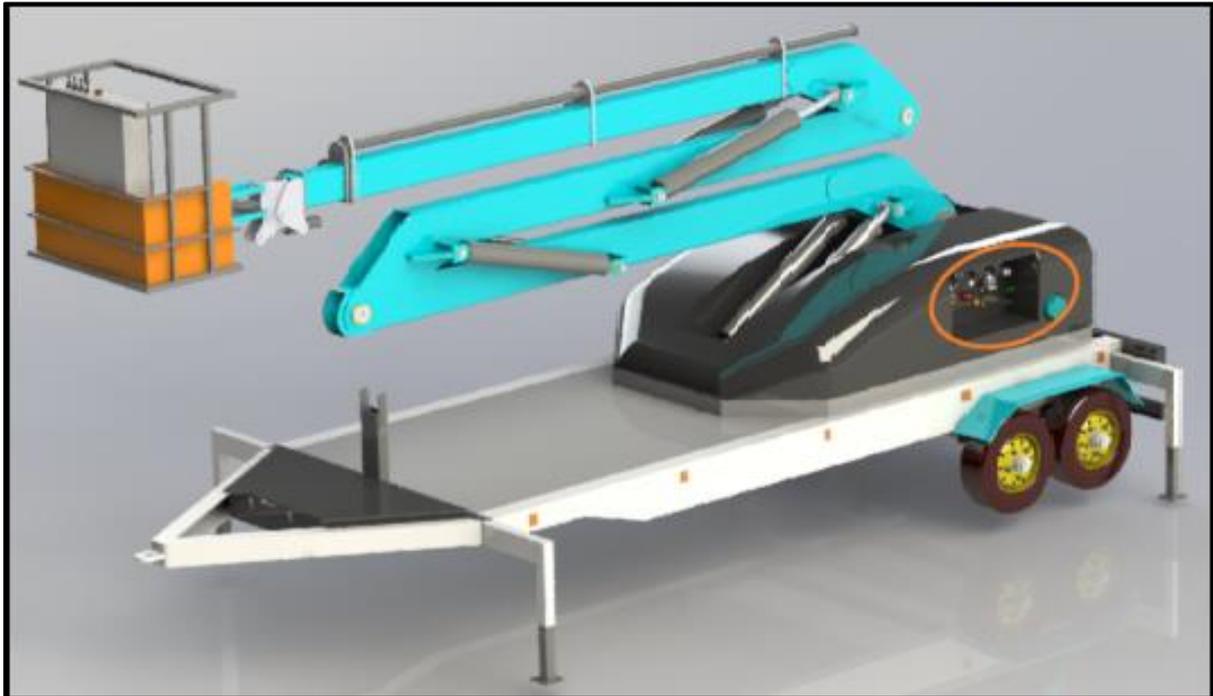
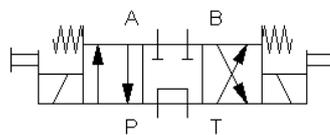


Figura 56: Posición del banco de válvulas manuales de seguridad.

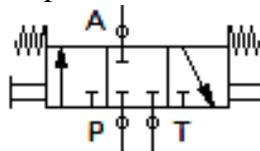
Con respecto a las válvulas se utilizarán las siguientes.

Para el control desde la canasta:

- Tres válvulas de cuatro vías con tres posiciones accionadas mediante solenoides para el control de los cilindros de doble efecto desde canasta.

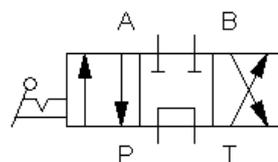


- Una válvula de tres vías con tres posiciones accionadas mediante solenoides para el control de los cilindros de simple efecto elevadores de barra principal, estos controlan el ángulo de inclinación de los sistemas telescópicos, por lo que es necesario que tenga un control independiente.



Con respecto al control de seguridad desde tierra:

- Tres válvulas de cuatro vías y tres posiciones con accionamiento manual para el control de los cilindros doble efecto.



- Una válvula de tres vías con tres posiciones para accionar los cilindros simple efectos elevadores del sistema telescópico.

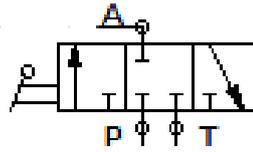
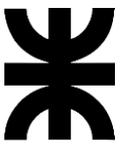


Figura 57: Válvulas de accionamiento manual.

Luego de la derivación hacia ambos ramales del circuito se encuentran dos válvulas de cierre que permite aislar el ramal del circuito comandado desde la cesta y permitir el accionamiento manual desde tierra.

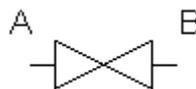


Figura 58: Válvula de cierre de circuito hidráulico.



3.7 CÁLCULO DE PERNOS DE UNION DE CILINDROS Y CHAPAS DE AGARRE DE LA PLUMA.

Con las fuerzas incrementadas utilizadas en el apartado anterior, se calcularán ahora los diámetros mínimos para los pernos de vinculación entre los cilindros y las chapas de agarre de las barras, cabe destacar que se calculará con el criterio de un corte doble, por lo que la fuerza será del 50%. Los pernos serán mecanizados en acero AISI 1045 laminado con $S_y = 5062 \frac{Kg}{cm^2}$ y un coeficiente de seguridad $N=3$.

3.7.1 PERNO DE CILINDROS TELESCÓPICOS

$$F_c = 636Kg$$

$$F_p = \frac{636kg}{2} = 318Kg$$

$$\frac{0.6 S_y}{N} = \frac{F}{A}$$

$$\frac{0.6 \times 5062 \frac{kg}{cm^2}}{3} = \frac{318kg}{A}$$

$$A = 0.31cm^2$$

$$A = 0.31cm^2 = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{0.31cm^2 \times 4}{\pi}}$$

$$d = 0.62cm = 6.2mm$$

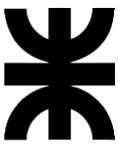
Los desgastes en los pernos son un fenómeno común y pueden ocurrir debido a una combinación de factores, como la fricción, la vibración, la corrosión y el uso repetido, debido a esto y a la criticidad de este componente por normativa se adoptará un perno de mayor diámetro, utilizaremos un perno de 25mm, con esto el valor de N será:

$$\frac{0.6 S_y}{N} = \frac{F}{A}$$

$$N = \frac{0.6 S_y \times \frac{\pi \times d^2}{4}}{F}$$

$$N = \frac{0.6 \times 5062 \frac{kg}{cm^2} \times \frac{\pi \times 2,5cm^2}{4}}{636kg}$$

$$N = 23,4$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

3.7.2 PERNOS DE CILINDRO ELEVADOR DE SISTEMA TELESCÓPICO.

El sistema telescópico se eleva gracias a estos dos cilindros vinculados a la barra intermedia, por lo que la carga en el perno será el 50% del total.

El perno será pasante por ambos lados del brazo y el soporte del cilindro estará embujado para evitar desgastes prematuros, a su vez estará fijado con tuerca soldada sobre uno de los lados y por el otro ajustado y fijado con una chaveta tipo R para evitar que en el caso de desajuste pueda deslizarse y caerse dejando así libre el perno (referencia figura 58).

$$F_{ct} = 10627 \text{ kg}$$

$$F_c = 10627 \text{ kg} * 0.5 = 5313.5 \text{ kg}$$

$$F = 1.25 \times 5313.5 \text{ kg} = 6641.8 \text{ kg}$$

$$\frac{0.6 S_y}{N} = \frac{F}{A}$$

$$\frac{0.6 \times 5062 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1.5} = \frac{6641.8 \text{ kg}}{A}$$

$$A = 3.28 \text{ cm}^2$$

$$A = 3.28 \text{ cm}^2 = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{3.28 \text{ cm}^2 \times 4}{\pi}}$$

$$d = 2.04 \text{ cm} = 20.4 \text{ mm}$$

Se utilizará un redondo laminado de 1'' como materia prima para la fabricación.

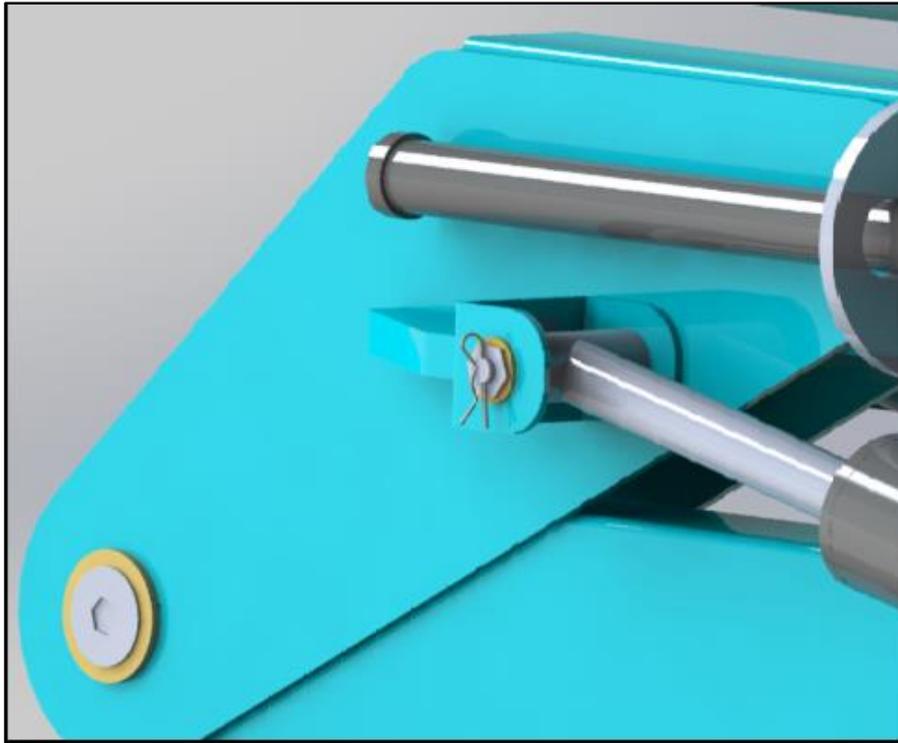
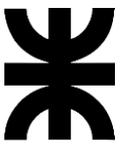


Figura 59: Detalle perno de cilindro elevador de sistema telescópico.

3.7.3 PERNOS DE CILINDRO ELEVADOR DE BARRA INTERMEDIA Y ELEVADOR DE BARRA PRINCIPAL.

Tomando la F_{max} entre los dos cilindros: 37090.7kg.

La disposición al igual que el caso anterior son dos cilindros, por lo que esta fuerza debe dividirse por dos.

$$F = 0.5 \times 37090.7kg = 18545.3kg$$

$$F = 1.25 \times 18545.3kg = 23181.68kg$$

$$F = \frac{23181.68kg}{2} = 11590.8kg$$

$$\frac{0.6 Sy}{N} = \frac{F}{A}$$

$$\frac{0.6 \times 5062 \frac{kg}{cm^2}}{1.5} = \frac{11590.84kg}{A}$$

$$A = 5.72cm^2$$

$$A = 5.72cm^2 = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{5.72cm^2 \times 4}{\pi}}$$

$$d = 2.7\text{cm} = 27\text{mm}$$

Se utilizará un redondo de 1 1/4'' como materia prima para producir los pernos y serán todos de la mismas dimensiones e igual disposición.

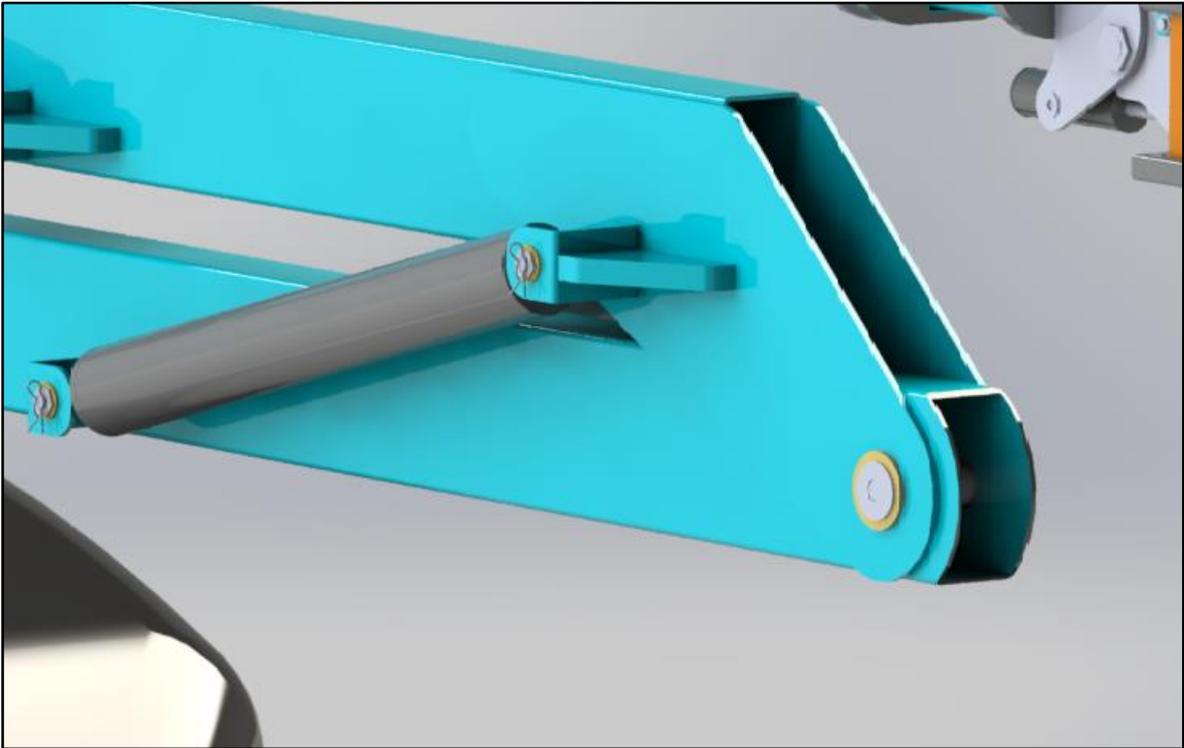


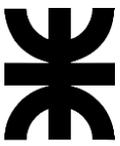
Figura 60: Detalle de pernos elevadores de barra intermedia.

3.8 CÁLCULO DE ESPESOR NECESARIO PARA CHAPA DE VINCULACIÓN.

El espesor de chapa es un factor crítico para considerar en el diseño de las placas de vinculación. El espesor adecuado va a garantizar la resistencia y durabilidad adecuadas de la pieza, mientras que un espesor insuficiente puede provocar deformaciones, fallas en la estructura y, en casos extremos, la rotura de la pieza, siendo esta crítica para la estabilidad del equipo.

La elección del espesor de chapa óptimo depende de varios factores, como la aplicación prevista de la pieza, la carga que debe soportar, la forma y el tamaño, y el tipo de material utilizado.

El espesor de chapa adecuado va a garantizar que la pieza tenga la rigidez y la resistencia necesarias para soportar cargas de trabajo y condiciones ambientales específicas. Por otro lado, un espesor excesivo de chapa puede aumentar los costos de fabricación, el peso de la pluma y el tiempo de producción.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Para calcular el espesor necesario de la chapa de vinculación se procederá a analizar la máxima fuerza entre los pernos, y luego determinar el espesor necesario de chapa STRENX MC700 para evitar el aplastamiento.

En relación con esa fuerza máxima se obtendrá de la ecuación de:

$$\frac{0.6Sy}{N} = \frac{F}{A} = \frac{Fmax}{\frac{\pi \times d}{2} \times t}$$

Siendo t el espesor de la chapa y $\frac{\pi \times d}{2}$ la mitad del perímetro del perno en contacto.

La fuerza máxima será de 36540Kg que es la correspondiente a la fuerza en el perno de vinculación de la barra principal / barra soporte.

Nuevamente al ser un corte doble la fuerza se verá reducida en un 50% e incrementada en un 25% por sobrecargas y con un factor de seguridad N=2 ya que es una pieza con una criticidad que lo considera.

$$Fmax = (36540Kg/2) \times 1.25 = 22837.5Kg$$

$$\frac{0.6Sy}{N} = \frac{F}{A} = \frac{Fmax}{\frac{\pi \times d}{2} \times t}$$

$$t = \frac{Fmax}{\frac{0.6Sy}{N}} \bigg/ \frac{\pi \times d}{2}$$

$$t = \left(\frac{22837.5Kg}{\frac{0.6 \times 7138 \frac{kg}{cm^2}}{3}} \right) \bigg/ \left(\frac{\pi \times 6.2cm}{2} \right)$$

$$t = 1.09cm$$

El espesor superior a este valor más cercano es de 13mm, quedando así un N de:

$$N = \frac{0.6Sy}{\frac{Fmax}{\frac{\pi \times d}{2} \times t}}$$

$$N = \frac{0.6 \times 7138 \frac{kg}{cm^2}}{\frac{22837.5Kg}{\frac{\pi \times 6.2cm}{2} \times 1.3cm}} = 2.37$$

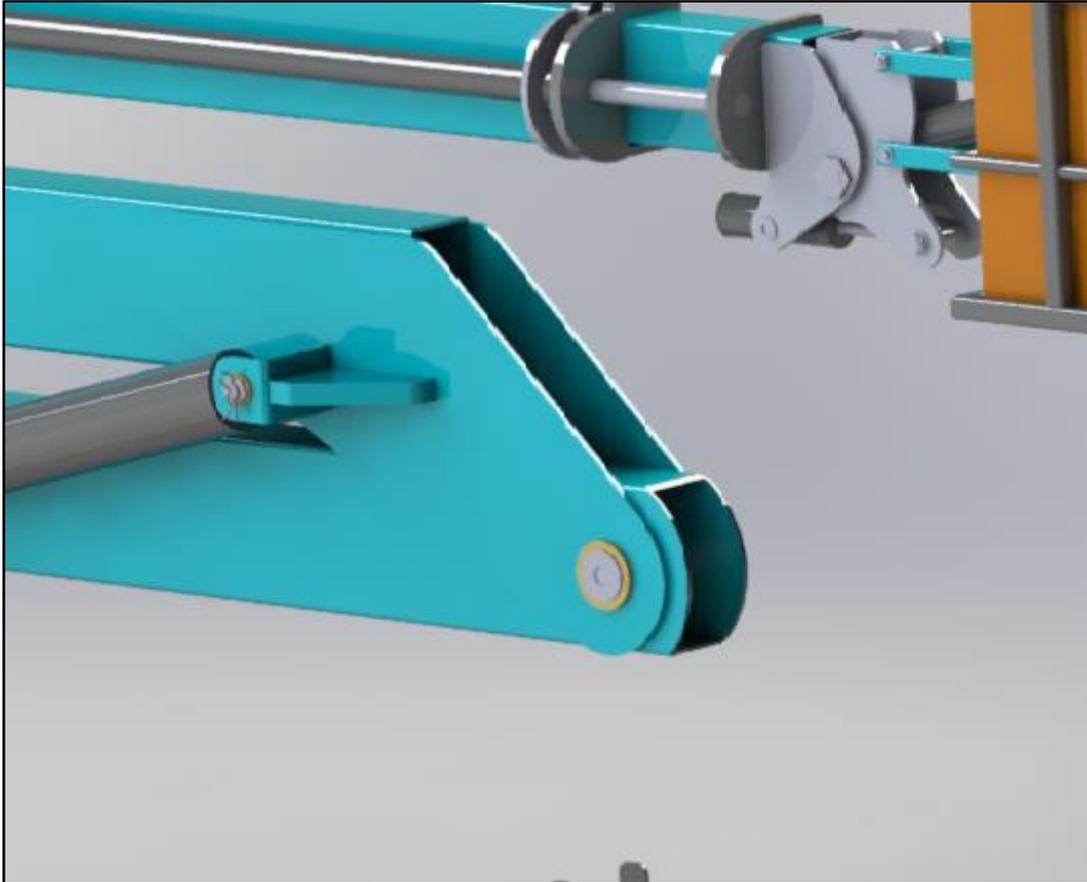


Figura 61: Referencia de placa de vinculación entre barras.

Procediendo con las mismas ecuaciones para los agarres de los cilindros hidráulicos, con una F_{max} de 37090.7kg.

Como se dispondrán dos cilindros paralelos la fuerza en cada soporte será del 50% de la fuerza total, nuevamente este valor dividido por dos debido al corte doble e incrementado en un 25% por sobrecarga ocasional.

$$F_t = (37090 \text{kg} / 4) \times 1.25 = 11590.62 \text{Kg}$$

$$t = \frac{F_{max}}{\frac{0.6S_y}{N}} \frac{\pi \times d}{2}$$

$$t = \frac{11590.62 \text{kg}}{\frac{0.6 \times 7138}{2}} \frac{\pi \times 3.8 \text{cm}}{2}$$

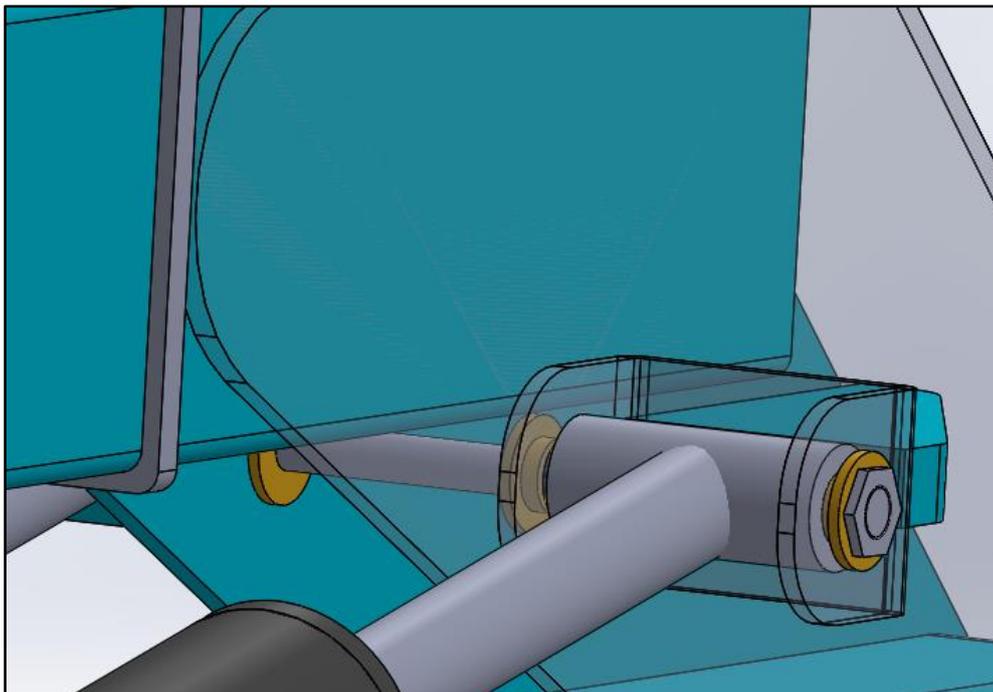
$$t = 0.90 \text{cm}$$

El espesor inmediato superior a este valor es: 10mm. Por lo tanto, será el espesor adoptado para los soportes de los cilindros.



Figura 62: Referencia de chapa soporte de cilindro hidráulico.

En cuanto al perno, debió diseñarse especialmente para el soporte del cilindro, ya que debe tener la geometría específica para poder fijar tanto al soporte como al vástago del cilindro, en este caso la disposición fue la siguiente: El perno es pasante, de un lado se encuentra una tuerca soldada una tuerca mientras que en el otro se ajusta mediante rosca una tuerca y se fija con chaveta tipo R.



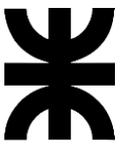


Figura 63: buje y perno roscado cilindro hidráulico

Luego de los cálculos y dimensionamientos del diseño realizamos el análisis mediante MEF. La simulación mediante el Método de Elementos Finitos es una técnica numérica utilizada para resolver problemas de ingeniería y física en los que se requiera analizar el comportamiento de un sistema complejo. Se basa en la desratización del dominio de análisis en pequeños elementos finitos, para los cuales se resuelve un sistema de ecuaciones que describe el comportamiento del material y las cargas aplicadas.

Analizaremos las barras del conjunto de la pluma las cuales son críticamente importantes para la estabilidad del sistema con las cargas calculadas anteriormente.

Comenzamos analizando el sistema telescópico, el cual se analizará solo la viga mayor, la cual se encuentra empotrada en la chapa de vínculo, de esta manera se optimizan recursos del equipo de pc, para ello se trasladó la carga con un momento en la punta de esa barra.

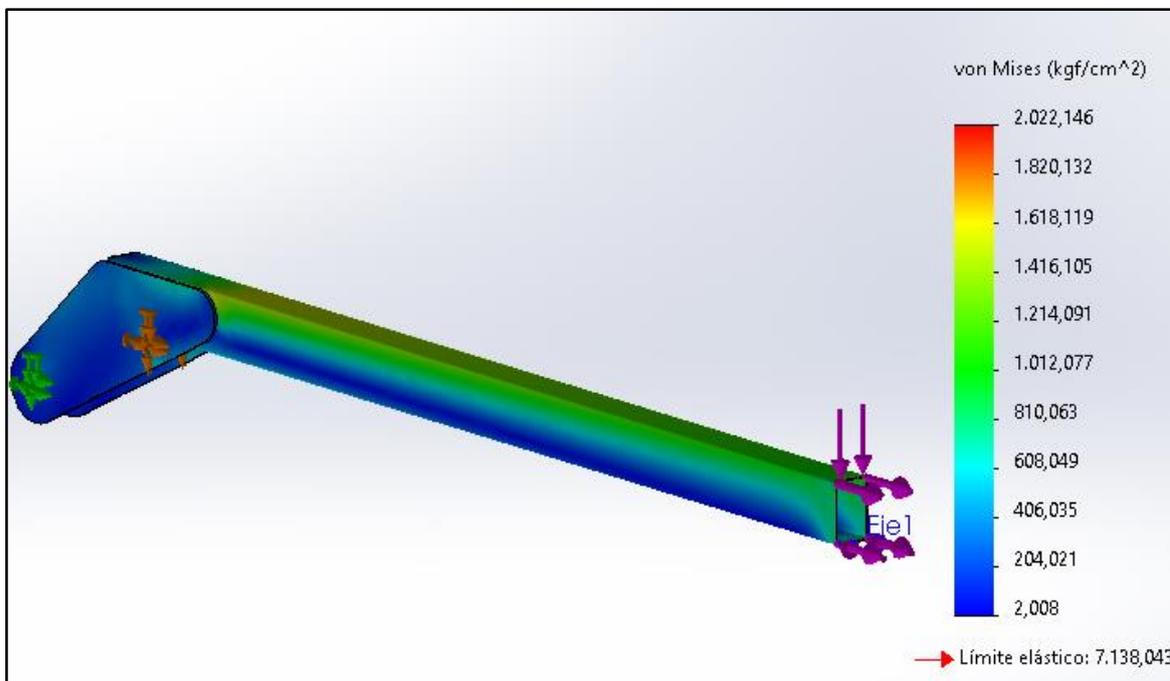


Figura 64: Distribución de tensiones en la barra mayor del sistema telescópico.

Vemos que se verifica la resistencia de la barra. Si analizamos los coeficientes de seguridad:

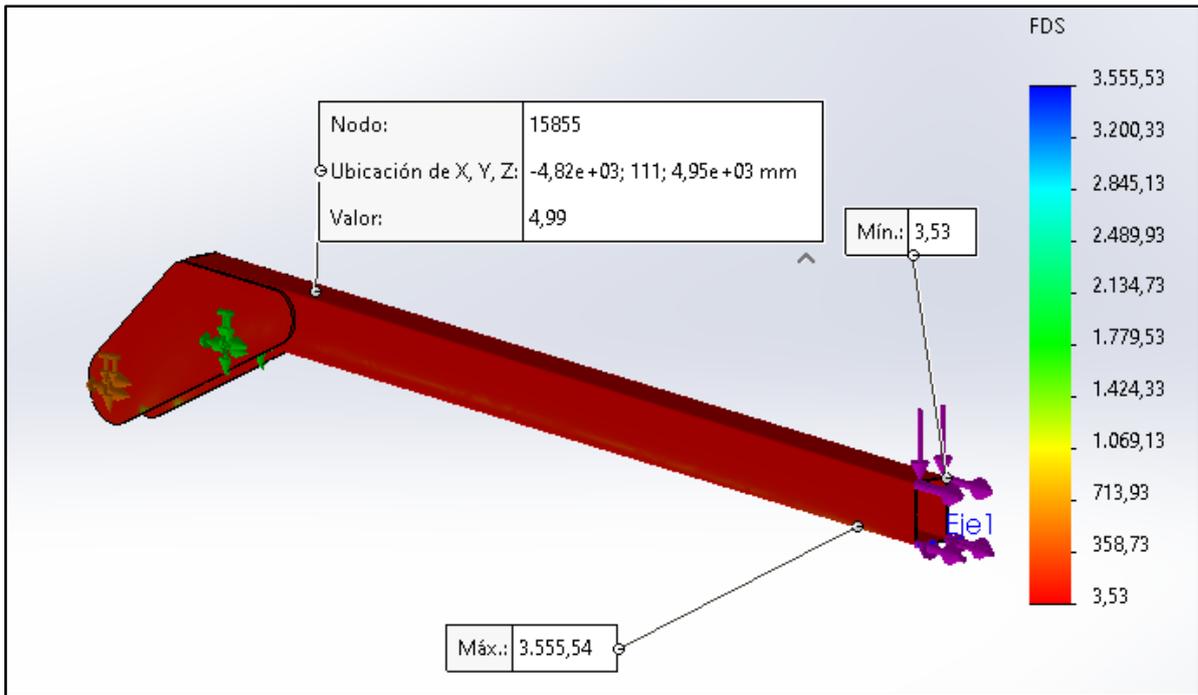
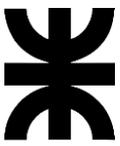


Figura 65: Coeficientes de seguridad en barra mayor de sistema telescópico.

Con un coeficiente mínimo de 3.5 y un coeficiente de 5 en la sección del empotramiento, muy similar a lo que se definió en el cálculo analítico.

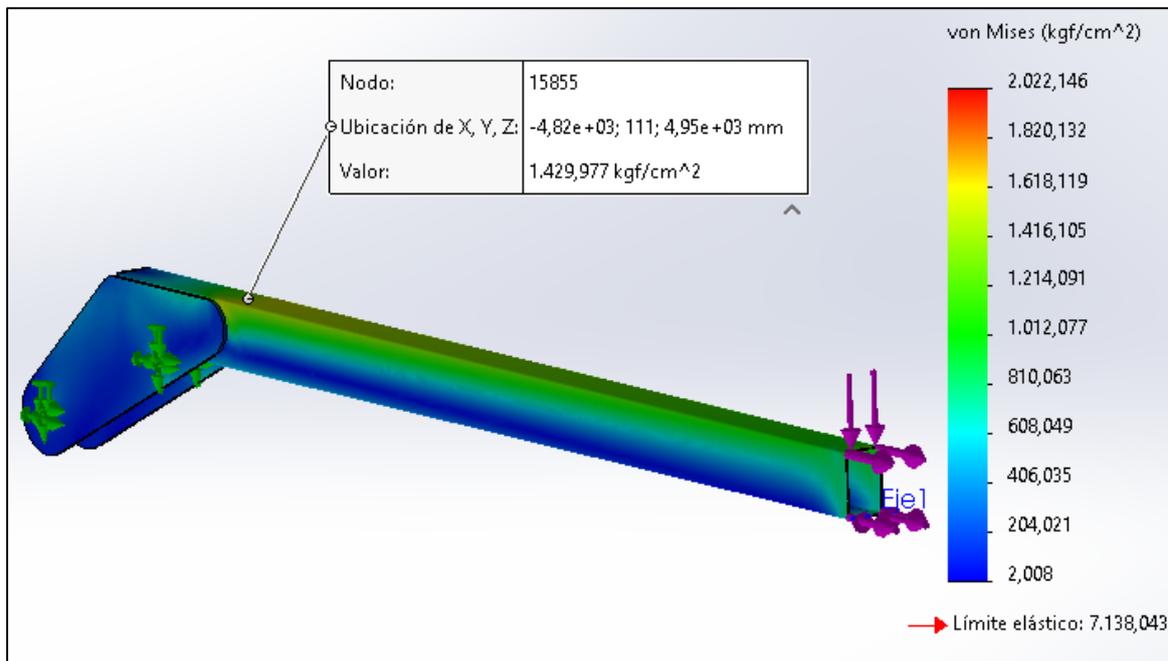


Figura 66: Tensión en el empotramiento de la barra mayor del sistema telescópico.

Mientras que las tensiones en ese punto y teniendo en cuenta los concentradores de tensión debido a radios de curvatura y empalmes es aproximadamente un 20% del valor de límite elástico.

Por último, analizando en los alojamientos de pernos:

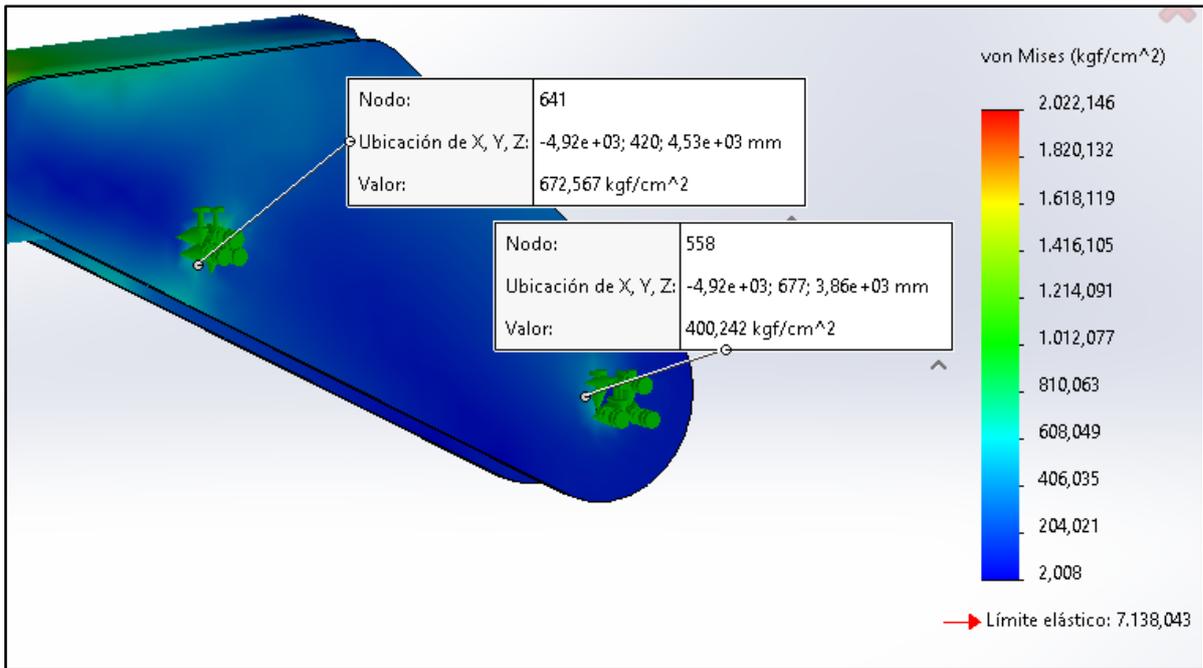
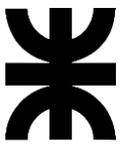


Figura 67: Tensiones en los alojamientos de pernos en chapa de vinculo.

También verifica la resistencia de los alojamientos.

El análisis para la barra intermedia:

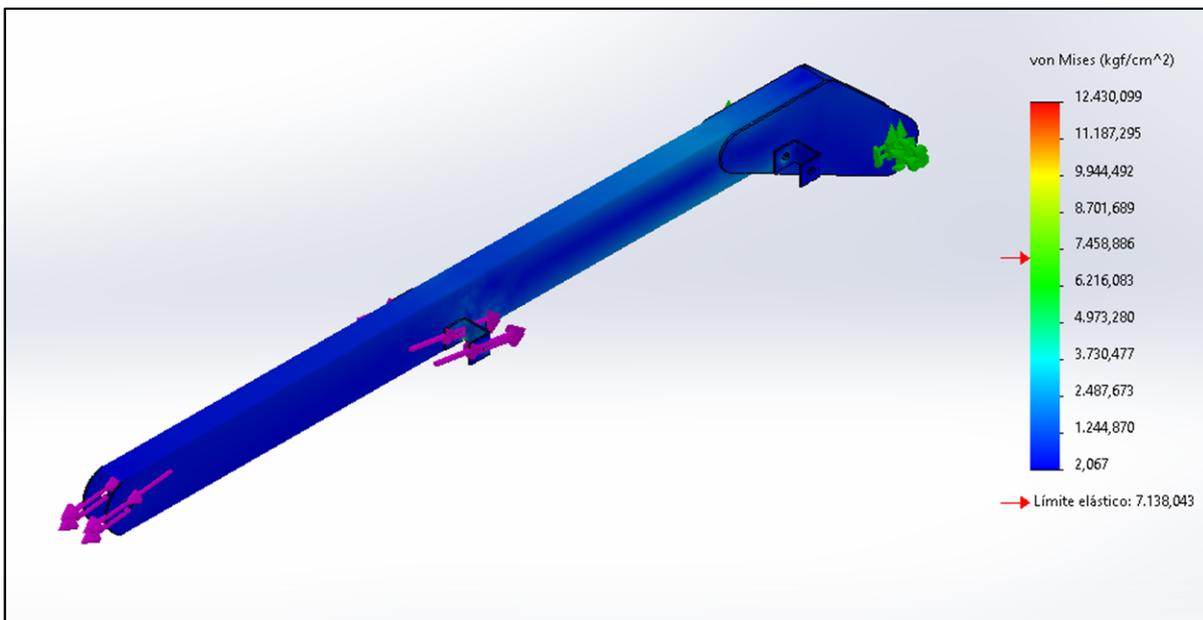


Figura 68: Simulación mediante MEF de CJ. Barra intermedia

Analizamos detalladamente en ciertos puntos:

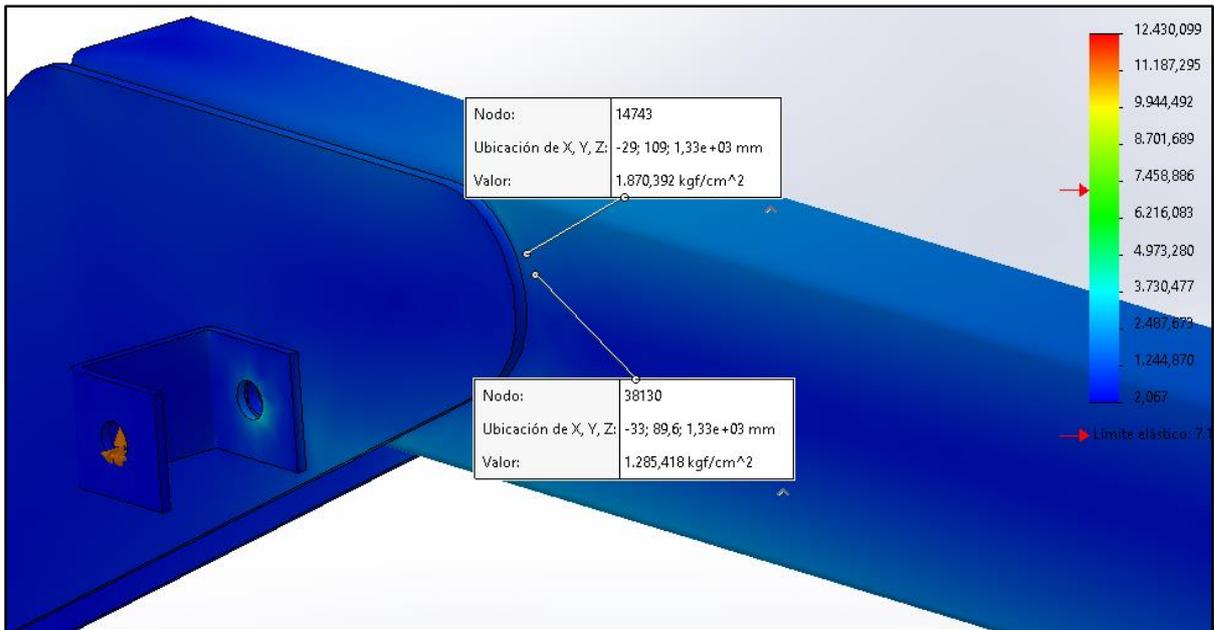
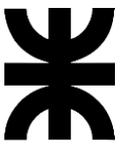


Figura 69: Tensiones en el empotramiento de barra intermedia.

Claramente las tensiones se incrementan en los puntos donde la viga se vincula en forma de empotramiento con las barras de vínculo donde están las restricciones (apoyos).

Con respecto a las chapas de agarres de los cilindros también tenemos concentración de tensiones debido a los radios del plegado y los agujeros, por lo que es válido hacerle algún tipo de nervio de refuerzo.

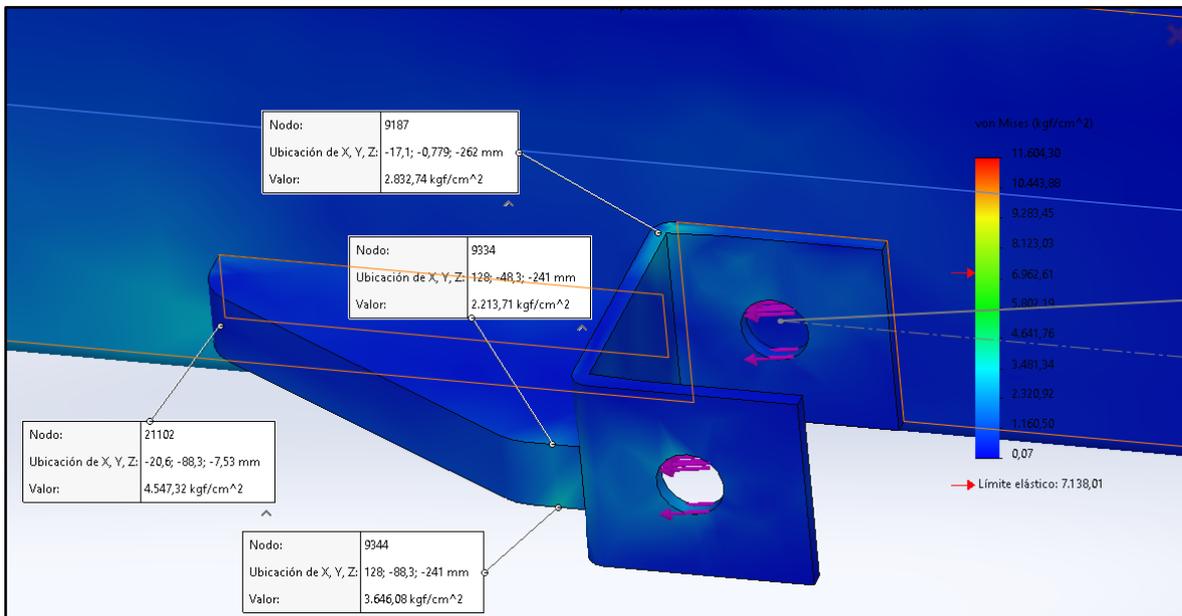


Figura 70: Tensiones en el nervio de refuerzo soporte cilindro hidráulico.

Por último, el alojamiento del perno de articulación, también se encuentra un incremento de tensiones, quedando siempre por debajo del límite elástico del material.

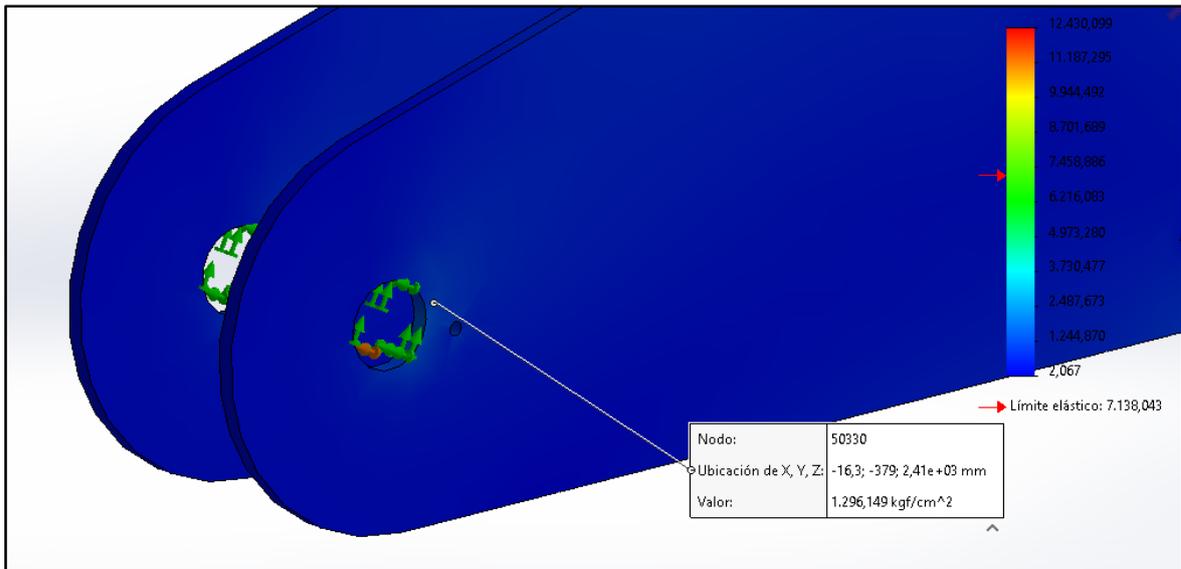


Figura 71: Tensiones en alojamiento del perno de giro.

Ahora repitiendo el análisis para la barra principal, en las cuales las tensiones se ven incrementadas.

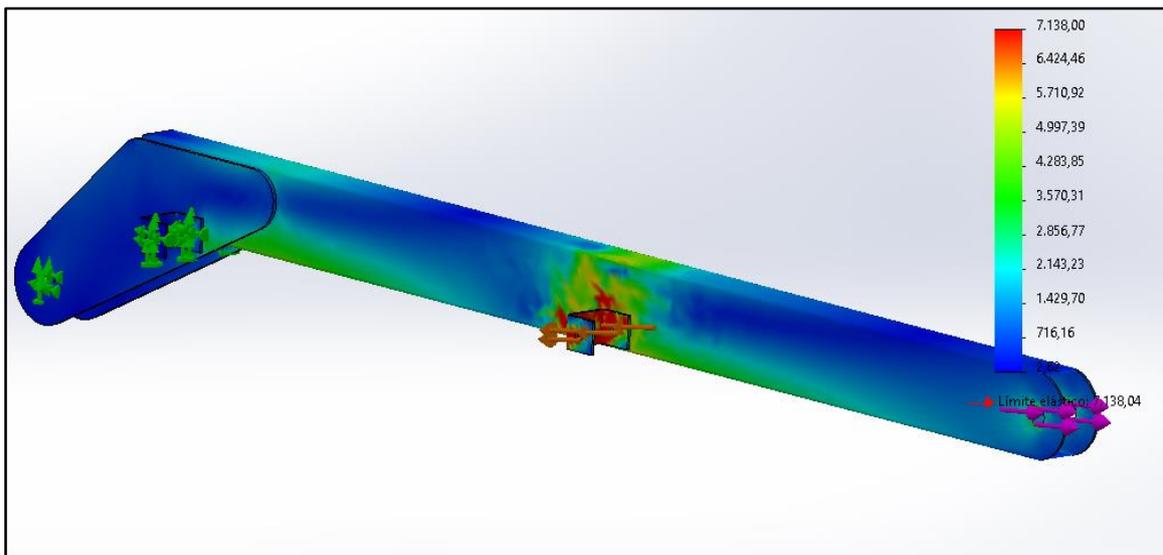


Figura 72: Simulación de esfuerzos en CJ. Barra principal.

En el conjunto los esfuerzos se encuentran por debajo del límite elástico.

Si analizamos nuevamente en las secciones cercanas al empotramiento y en las barras de vínculo como en el caso anterior:

Es claro el incremento de tensiones en esos puntos incluso debido a la concentración de tensiones debido al plegado de los perfiles.

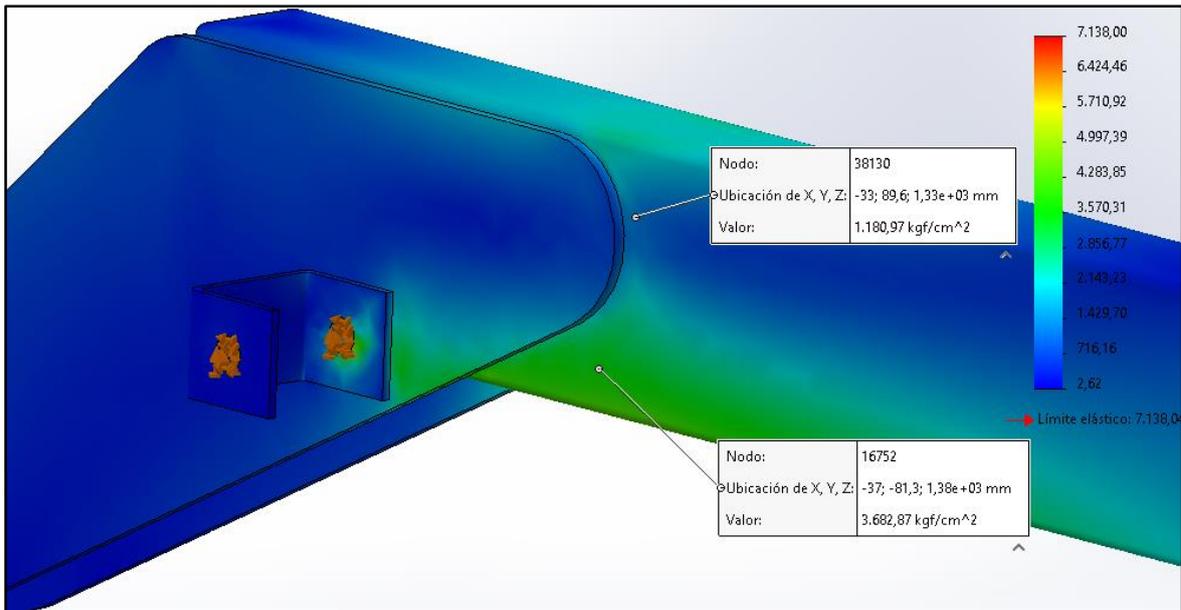
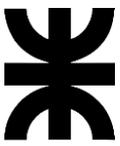


Figura 73: Tensiones en empotramiento y placas de vinculo.

Es para tener en cuenta que con el incremento debido a la concentración en estos puntos, las tensiones se encuentran casi un 50% por debajo del límite.

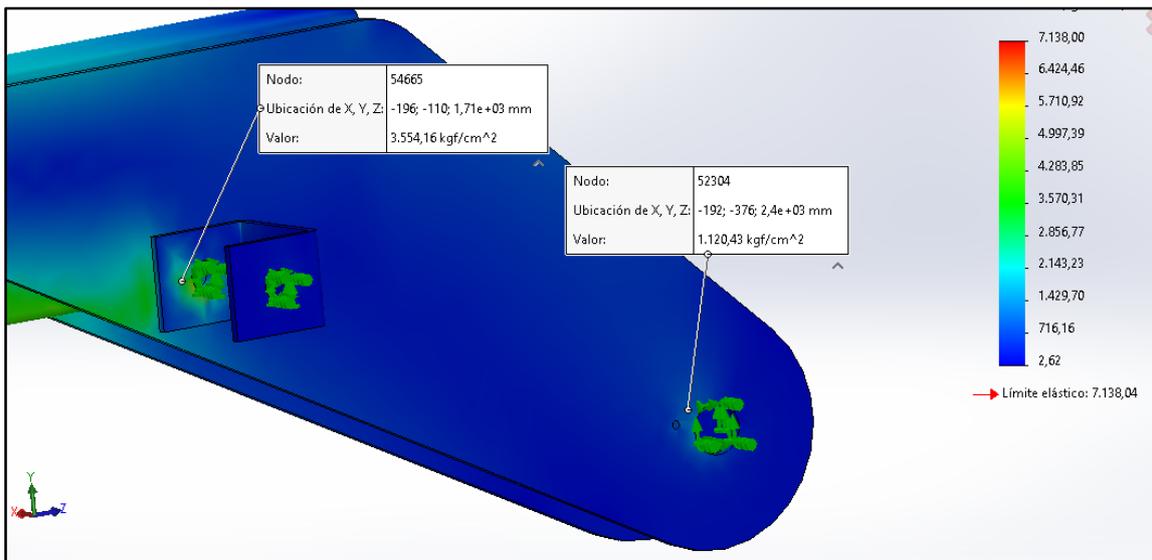


Figura 74: Tensiones en alojamiento de perno de giro.

En las cercanías de los alojamientos para el eje también se encuentra dentro de la zona elástica del material, por lo que verifica la resistencia de este.

Por ultimo analizamos la simulación para la columna de soporte:

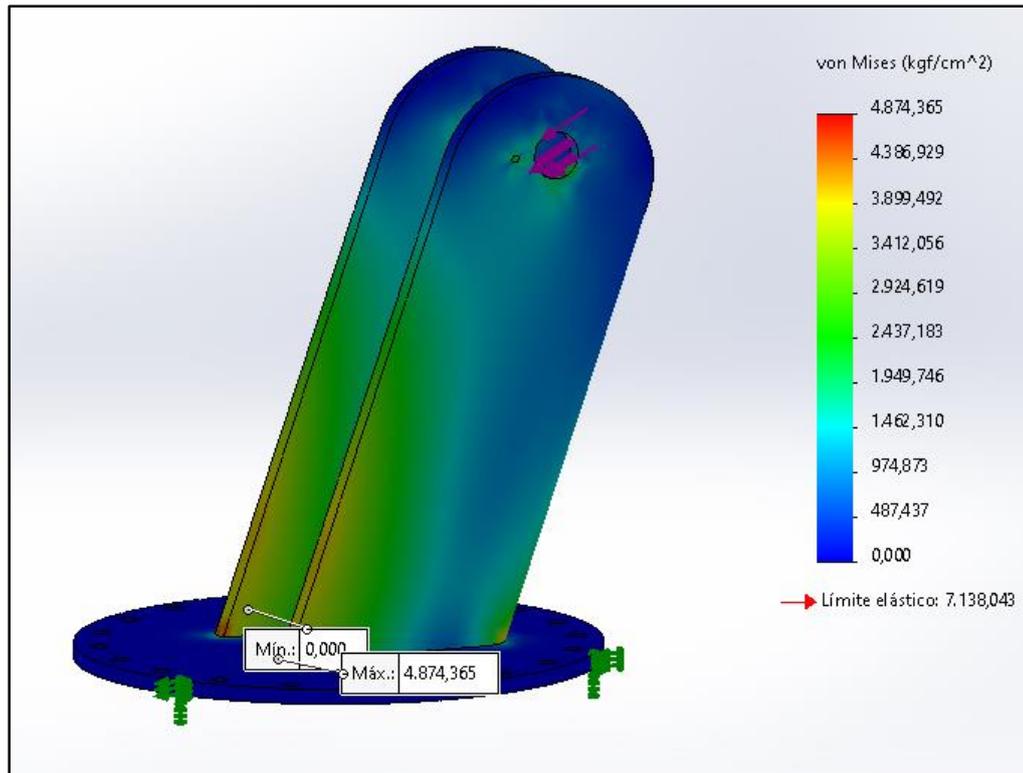
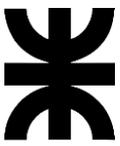


Figura 75: Simulación de columna de soporte.

La tensión máxima en el conjunto de columna de soporte y base de columna se encuentra dentro de la zona elástica del material, por lo que también verifica la resistencia, siendo el punto máximo en la zona de apoyo donde se vinculan ambas piezas.

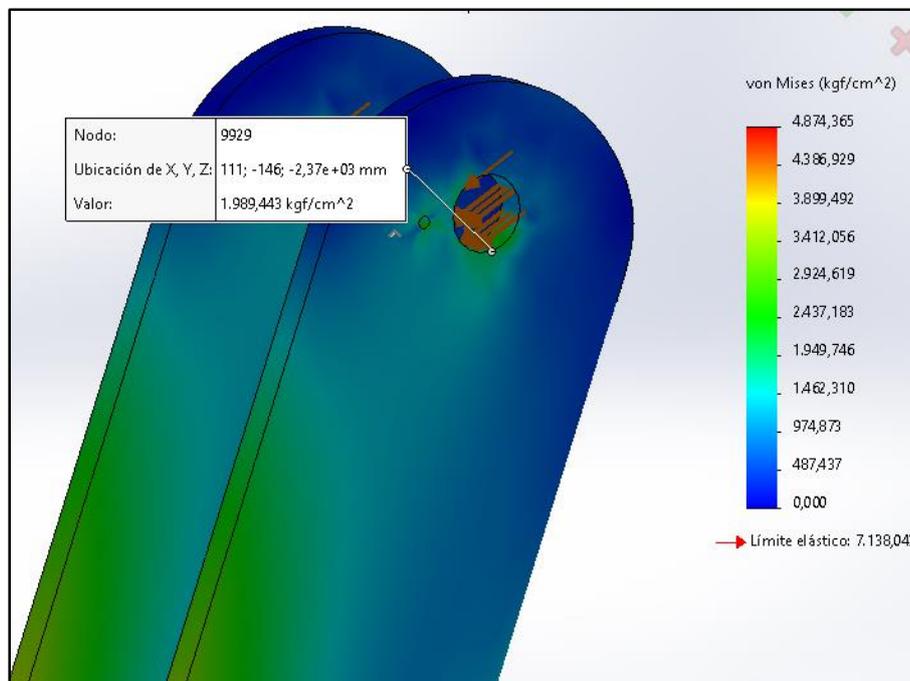


Figura 76: Detalle de tensiones en el alojamiento del perno de giro.

Con respecto al alojamiento del perno de giro también verifica el valor de tensión en ese punto.



3.9 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERNOS Y BARRAS DEL CANASTO.

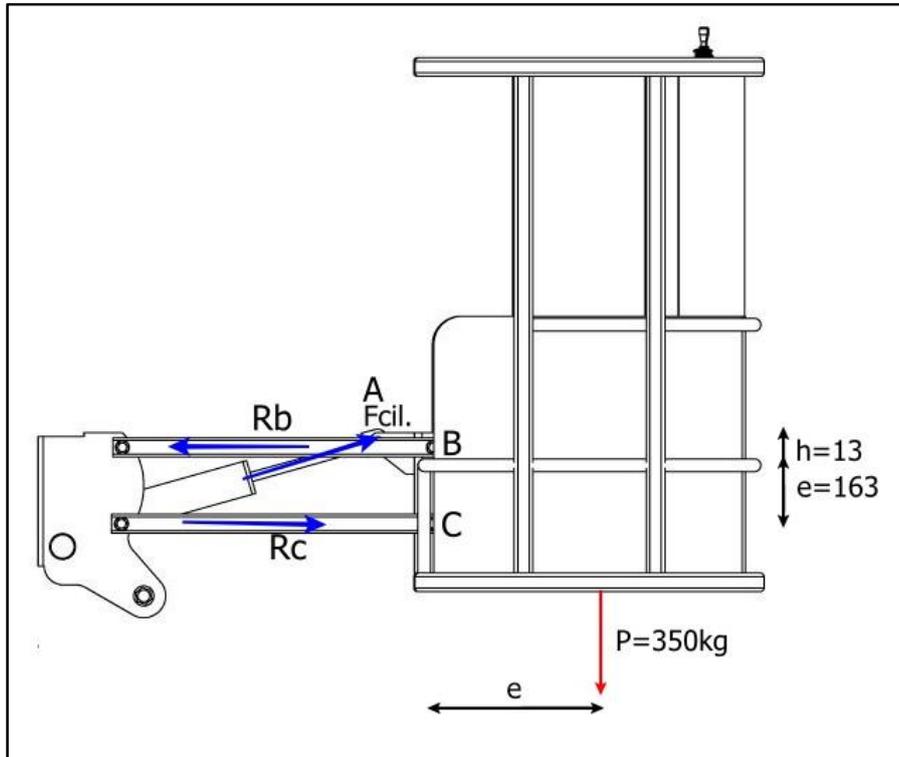


Figura 77: Esquema de fuerzas sobre canasto.

Planteando las tres ecuaciones de estática.

$$\sum F_x = -F_{cil} \times \cos 16^\circ - R_c + R_b = 0$$

$$\sum F_y = +F_{cil} \times \sen 16^\circ - P = 0$$

$$\sum M_E = P \times d + R_B \times e - R_C \times (e + h) = 0$$

De la ecuación de fuerzas verticales:

$$F_{cil} = \frac{P}{\sen 16^\circ} = \frac{350kg}{\sen 16^\circ} = 1270Kg$$

De la ecuación de fuerzas horizontales y momentos:

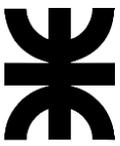
$$-R_c + R_b = 1270Kg \times \cos 16^\circ = 1220Kg$$

$$-R_c + R_b = 1120Kg$$

$$R_b \times 0.013cm - R_c \times 0.176cm = -350Kg \times 0.330cm = 115.5Kgcm$$

Con esto llegamos a:

$$R_c = 806Kg$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$R_b = 2026Kg$$

$$F_{cil} = 1270Kg$$

3.9.1 DIMENSIONAMIENTO DE PERNOS DE AGARRE DE BARRAS Y CANASTO.

El mayor valor de las fuerzas que actúan en las barras es de 2026Kg, se utilizará este valor para el dimensionamiento de todos los pernos y la criticidad del elemento amerita un alto coeficiente de seguridad, tomaremos un N=5, para los pernos el corte es doble, por lo que la fuerza será el 50% del total.

$$\frac{0.5S_y}{N} = \frac{2026Kg/2}{A}$$

Siendo el $S_y = 5062 \frac{Kg}{cm^2}$ despejamos A

$$\frac{0.5 \times 5062 \frac{Kg}{cm^2}}{5} = \frac{2026Kg/2}{A}$$

$$A = \frac{2026Kg/2}{0.5 \times 5062 \frac{Kg}{cm^2}} \times 5$$

$$A = 2cm^2$$

Y despejando D de la ecuación de área de un círculo.

$$A = 2cm^2 = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$d = 1.6cm$$

Este será el diámetro mínimo necesario para el perno pasante que sostendrá la canasta.

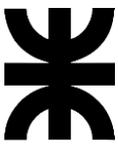
Se optará por un perno de $\frac{3}{4}''$ (19mm)

3.9.2 DIMENSIONAMIENTO DE BARRAS DEL PARALELOGRAMO DEL CANASTO.

Con respecto a las barras, las fuerzas están en dirección axial, por lo que se dimensionaran bajo un esfuerzo de tracción y con la fuerza máxima calculada, 2026kg, teniendo en cuenta que se fijaran dos barras en el lado superior y dos del lado inferior, la fuerza se reducirá en un 50%.

$$\frac{S_y}{4} = \frac{2026Kg/2}{A}$$

Siendo un S_y de 2147kg.



$$\frac{2147\text{kg}}{4} = \frac{2026\text{Kg}/2}{A}$$
$$A = \frac{2026\text{Kg}/2}{\frac{2147\text{kg}/\text{cm}^2}{4}}$$
$$A = \frac{2026\text{Kg}/2}{\frac{2147\text{kg}/\text{cm}^2}{4}} = 1,8\text{cm}^2$$

Y teniendo en cuenta un pre-dimensionamiento de la barra con dimensiones exteriores de H=40mm B=20mm. Será necesario el siguiente espesor:

$$A = (B \times H) - (b \times h)$$

Y siendo:

$$b = B - 2 \times e$$

$$h = H - 2 \times e$$

Reemplazando estas ecuaciones en la ecuación de A.

$$A = (B \times H) - ((B - 2 \times e) \times (H - 2 \times e))$$

Reemplazando los valores y despejando e de la ecuación de A, el espesor mínimo necesario será de 1,5mm.

Por disponibilidad se tomará un perfil de 40mm x 20mm normalizado con espesor 1,6mm con las dimensiones especificadas en los planos.

Cabe destacar que las barras B estarán sometidas a tracción, por lo que no será necesaria la verificación a pandeo, no así con la barra C que está sometida a compresión.

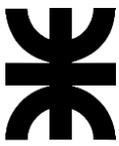
3.9.3 VERIFICACION DEL PANDEO DE BARRAS C SOMETIDAS A COMPRESIÓN DEL PARALELOGRAMO DEL CANASTO.

Teniendo en cuenta que la carga de trabajo será: $P_s = \frac{806\text{Kg}}{2} = 403\text{Kg}$.

De la tabla de perfiles determinamos los datos:

- $A = 1,75\text{cm}^2$
- $I_{min} = 1,15\text{cm}^4$
- $l = 67\text{cm}$
- $S_y = 2147\text{Kg}/\text{cm}^2$
- $r_{min} = 0,81\text{cm}$

$$\lambda = \frac{l}{c} = 83$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Es menor a 120, por lo que el criterio de Euler no se aplica, por esto se calculara mediante la tabla de coeficientes de pandeo para un acero F24.

Ingresando en la tabla con el valor de λ :

$$\omega = 1,74$$

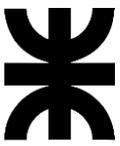
$$P_{adm} = \frac{S_y}{\omega} \times A$$

$$P_{adm} = \frac{2147Kg/cm^2}{1,83} \times 1,75cm^2 = 2053kg$$

Podemos asegurar que no va a fallar ya que la carga de trabajo es menor que la carga admisible de pandeo de la barra.

Coeficientes de pandeo ω para el Acero F-24											
I	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	I
20	1,20	1,20	1,21	1,21	1,22	1,22	1,23	1,23	1,24	1,24	20
30	1,25	1,25	1,26	1,27	1,27	1,28	1,28	1,29	1,30	1,30	30
40	1,31	1,32	1,33	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,38	1,38	40
50	1,39	1,40	1,41	1,42	1,43	1,44	1,45	1,46	1,47	1,48	50
60	1,50	1,51	1,52	1,53	1,54	1,56	1,57	1,58	1,60	1,61	60
70	1,62	1,64	1,65	1,67	1,68	1,70	1,71	1,73	1,74	1,76	70
80	1,78	1,80	1,81	1,83	1,85	1,87	1,89	1,90	1,92	1,94	80
90	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	2,11	2,13	2,16	90
100	2,18	2,20	2,23	2,25	2,27	2,30	2,32	2,35	2,37	2,40	100
110	2,43	2,45	2,48	2,51	2,53	2,56	2,60	2,64	2,69	2,73	110
120	2,78	2,83	2,87	2,92	2,97	3,02	3,06	3,11	3,16	3,21	120
130	3,26	3,31	3,36	3,41	3,47	3,52	3,57	3,62	3,68	3,73	130
140	3,78	3,84	3,89	3,95	4,00	4,06	4,11	4,17	4,23	4,28	140
150	4,34	4,40	4,46	4,52	4,58	4,64	4,70	4,76	4,82	4,88	150
160	4,94	5,00	5,06	5,13	5,19	5,25	5,32	5,38	5,45	5,51	160
170	5,58	5,64	5,71	5,78	5,84	5,91	5,98	6,05	6,11	6,18	170
180	6,25	6,32	6,39	6,46	6,53	6,61	6,68	6,75	6,82	6,89	180
190	6,97	7,04	7,11	7,19	7,26	7,34	7,41	7,49	7,57	7,64	190
200	7,72	7,80	7,87	7,95	8,03	8,11	8,19	8,27	8,35	8,43	200
210	8,51	8,59	8,67	8,76	8,84	8,92	9,00	9,09	9,17	9,26	210
220	9,34	9,43	9,51	9,60	9,68	9,77	9,86	9,94	10,03	10,12	220
230	10,21	10,30	10,39	10,48	10,57	10,66	10,75	10,84	10,93	11,02	230
240	11,12	11,21	11,30	11,40	11,49	11,58	11,68	11,77	11,87	11,97	240
250	12,06										250

Figura 78: Tabla de coeficientes de pandeo para el acero F24.



3.9.4 SELECCION DEL CILINDRO HIDRAULICO ELEVADOR DE CANASTA.

Para el cilindro hidráulico la selección se hará con una presión de 200 Kg/cm^2 y un coeficiente de seguridad $N=3$.

$$\frac{P}{N} = \frac{200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{3} = \frac{F}{A}$$

Reemplazando F por la fuerza necesaria del cilindro y despejando A de la ecuación anterior:

$$\frac{200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{3} = \frac{1270 \text{kg}}{A}$$

$$A = 19.05 \text{cm}^2$$

Y despejando D de la ecuación de área de un círculo:

$$D = 4,9 \text{cm} \approx 2''$$

Seleccionando un cilindro hidráulico del catálogo de cilindros PALAO:

DESCRIPCION	CODIGO	A	B	C	CARRERA	D	F	E
2½"x200x31,75	12502000	63,5	76,2	31,75	200	323	147	515
3"x200x31,75	13002000	76,2	88,9	31,75	200	323	147	515
3½"x200x38,1	13502000	88,9	101,6	38,1	200	333	137	515
4"x200x44,45	14002000	101,6	114,3	44,45	200	333	137	515

Tabla 2: Tabla de cilindros PALAO.

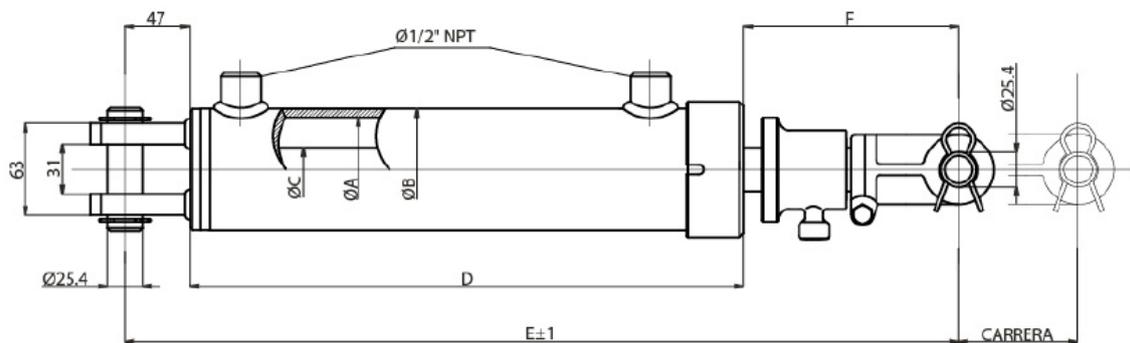
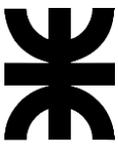


Figura 79: Dimensiones de cilindro hidráulico PALAO.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

El inmediato superior a este valor es el cilindro estándar código 12502000, con diámetro interno 6,35cm, lo cual supera por un 30% el valor calculado lo que nos asegura la capacidad del mismo para la fuerza aplicada.

Con respecto a la articulación del paralelogramo deformable, la cual es necesaria para que el conjunto del canasto permanezca siempre derecho el diagrama de cuerpo libre es el siguiente:

Y el cálculo de fuerzas actuantes será:

$$\sum F_y = -1270 \times \text{sen}16^\circ + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = 350 \text{ kg}$$

$$\sum F_x = -2020\text{kg} + 806\text{kg} + 4097\text{kg} - R_B = 0$$

$$R_B = 1271\text{kg}$$

$$\sum M_B = 1270\text{kg} \times \cos16^\circ \times 15\text{cm} + 1270 \text{sen}16^\circ \times 13\text{cm} + 806\text{kg} \times 15.4\text{cm} - 2020\text{kg} \times 32\text{cm} - R_{Ax} \times 8.5\text{cm} - 350\text{kg} \times 15.6\text{cm} = 0$$

$$R_{Ax} = -4097\text{kg}$$

Por lo que:

$$R_A = 4112\text{kg}$$

Para el cilindro hidráulico que sostendrá el conjunto canasto:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = \frac{1271\text{kg}}{A}$$

Despejando A:

$$A = 6,35\text{cm}^2$$

Despejando el diámetro de ese valor de área:

$$d = 2,9\text{cm}$$

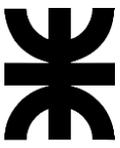
Optamos por un cilindro estandarizado comercial de diámetro interior 1 ½'' y con las dimensiones que se detallaran en la sección de planos.

Para el perno articulación:

$$0.5 \times S_y = \frac{F/2}{A}$$

$$0.5 \times 5062 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = \frac{4112\text{kg}/2}{A}$$

$$A_{\min} = 4,06\text{cm}^2$$

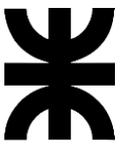


UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Despejando d de la ecuación de área de un círculo:

$$d_{min} = 2,3cm$$

El perno será de 1'' (2,54cm) por disponibilidad de material.



CAPITULO 4 “ANÁLISIS DE ESTABILIDAD DEL SISTEMA”.

El análisis de estabilidad es el proceso de evaluación y determinación de la capacidad de la estructura o sistema para y permanecer en equilibrio bajo una condición de carga y factores ambientales, como la carga del viento, la lluvia, la nieve, los terremotos, entre otros.

En este análisis de estabilidad, se considerarán factores como la geometría y las dimensiones de la estructura. Se utilizará un modelo matemático y el análisis de la geometría para determinar cómo la estructura responderá bajo las cargas en la condición de desplegada y con el brazo telescópico extendido de forma horizontal, esta posición es crítica ya que el centro de masas de todo el sistema se desplaza debido al brazo telescópico y el peso de las barras del mismo.

El objetivo principal del análisis de estabilidad es garantizar que una estructura o sistema pueda resistir las cargas sin colapsar en un vuelco. Esto es particularmente importante ya que me permitirá calcular y dimensionar el contrapeso necesario para que esto no ocurra.

En resumen, el análisis de estabilidad es un proceso esencial para garantizar que la estructura sea segura y capaz de resistir la carga solicitada sin afectar su integridad y estabilidad.

El propósito de los contrapesos es contrarrestar los momentos generados por el desbalanceo del peso y la carga de la grúa. De esta forma, se evita que la estructura se vuelque por el peso que carga. Es decir, se trata de una forma de añadir estabilidad a la estructura total de la grúa.

La intención de agregarle peso en la parte opuesta de la pluma es el desplazamiento del centro de masas del sistema hacia el centro de gravedad del mismo, obligando a que al girar la torreta el centro de masas quede siempre dentro de la superficie rectangular limitada por las patas de apoyo de la grúa otorgando esto estabilidad al mismo.

Para ello se comenzará calculando la posición del CG del sistema sin el contrapeso.

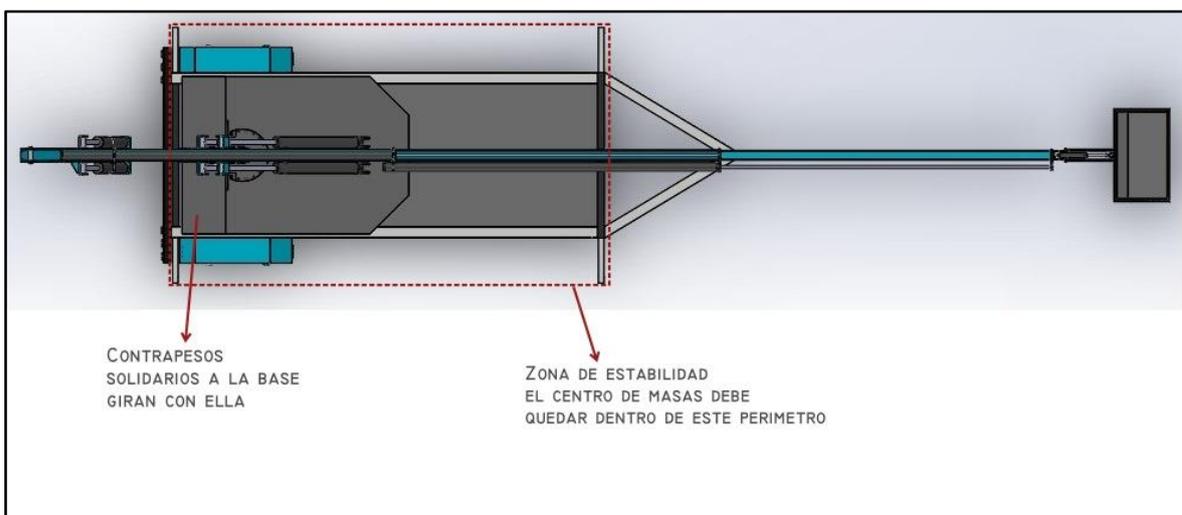


Figura 80: Zona de estabilidad y contrapesos

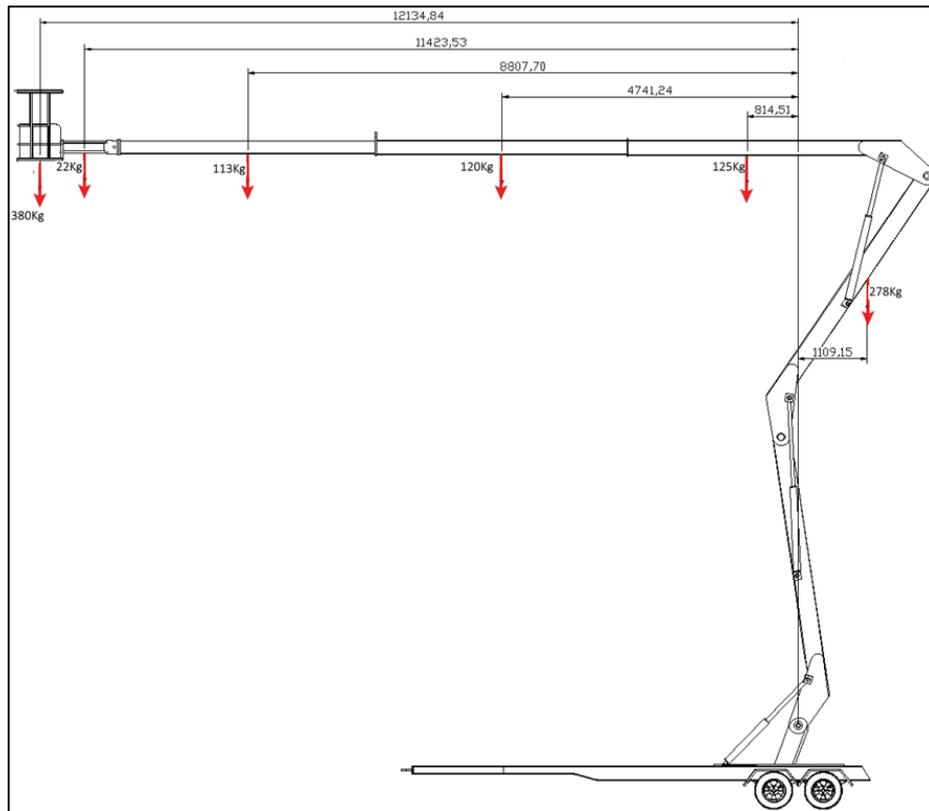
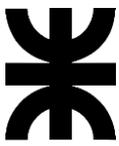


Figura 81: Pesos de barras de sistema pluma.

Calculando el momento estático del sistema con respecto al eje imaginario de giro:

$$380kg \times 12135mm + 22kg \times 11423.5mm + 113kg \times 8808mm + 120kg \times 4741.2mm + 125kg \times 814.5mm - 278kg \times 1110mm + 278kg \times 100mm - 70kg \times 0mm = (380kg + 22kg + 113kg + 120kg + 125kg + 278kg + 278kg + 70kg) \times x$$

$$x = 4507mm$$

Como vemos, el centro de masa se encuentra desplazado más de 4.5m del eje de rotación del sistema. Esto genera inestabilidad en la grúa e ineficiencia en los movimientos, además el recorrido en las patas de apoyo del chasis deberá ser lo suficientemente largo para que el CM quede encerrado dentro de los límites de las cuatro patas, por lo que, al desplazar el CM hacia atrás, se podrán acortar las mismas.

Si analizamos el giro de la grúa sin el contrapeso necesitaríamos que las patas de estabilidad se extendieran lo suficiente como para que el círculo verde quede dentro del rectángulo limitada por las mismas para que la grúa se encuentre estable. En este caso las patas deberían quedar separadas más de un metro de la superficie del chasis. Lo que buscamos es que las patas deban extenderse lo menos posible y para ello pondremos como límite que no deba extenderse más de 50cm con esta extensión la zona quedaría delimitada por el rectángulo rojo. Según la imagen 72 vemos que a lo largo me verifica, es decir el centro de masas queda dentro de esta zona, pero el giro de la grúa está muy limitado, no podremos hacer girar la grúa más de 42° lo que hace que no cumpla la condición inicial de que la torreta pueda girar a 180°.

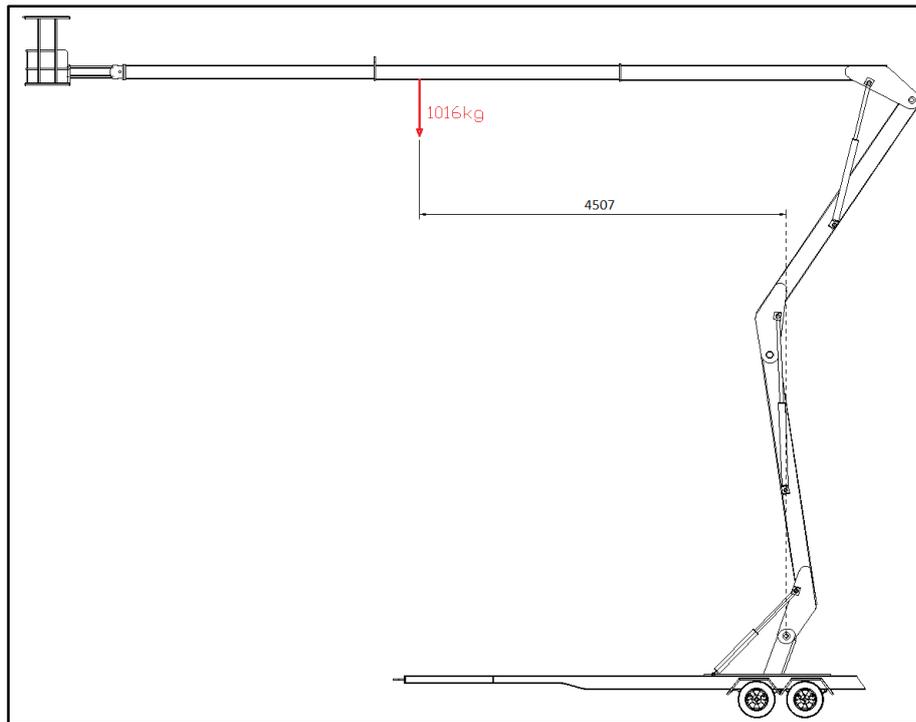


Figura 82: Peso resultante en el CM del sistema.

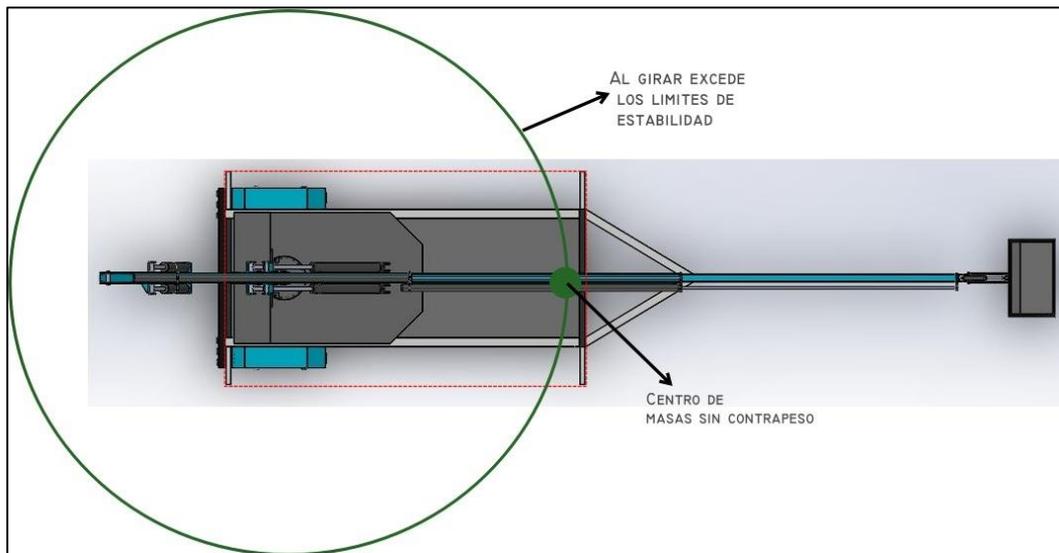


Figura 83: Giro del centro de masas sin contrapeso.

Ahora realizamos nuevamente el análisis, pero estableciendo un contrapeso de 2500kg a una distancia de 500mm hacia atrás del centro de rotación (ver figura 73):

$$380kg \times 12135mm + 22kg \times 11423.5mm + 113kg \times 8808mm + 120kg \times 4741.2mm + 125kg \times 814.5mm - 278kg \times 1110mm - 2500kg \times 500mm + 270kg \times 100mm - 70kg \times 0mm = (380kg + 22kg + 113kg + 120kg + 125kg + 278kg + 2500kg + 278 + 70) \times x$$

$$x = 1286mm$$

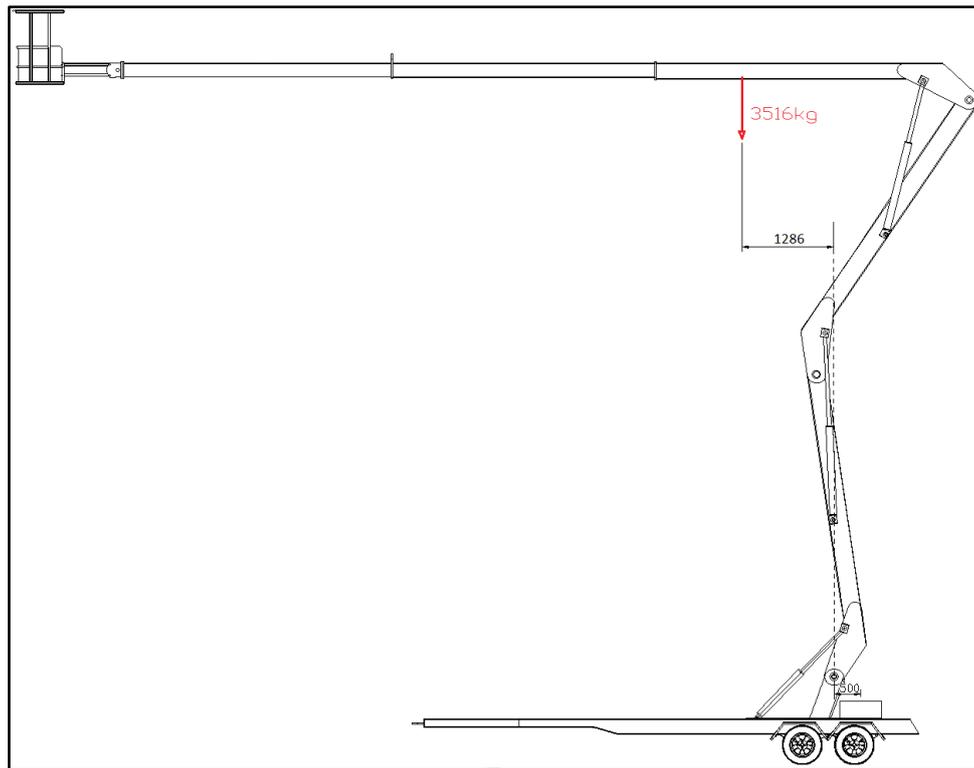
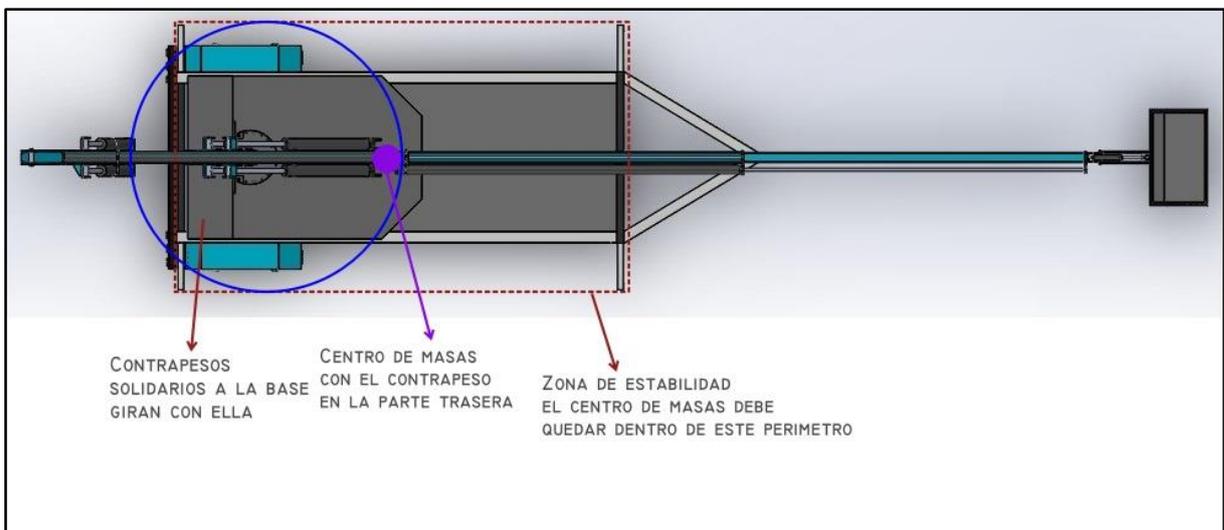
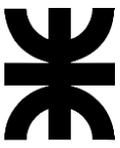


Figura 84: Fuerza resultante con contrapeso en el CM.

Con el contrapeso de 2500kg la carga se desplazó 3.22mts hacia el centro de rotación, lo cual me permite que estableciendo un ancho de chasis de 2.40mts las patas de apoyo deben estirarse no más de 0.40mts del chasis, de todas maneras, las mismas se desplegarán 50cm.

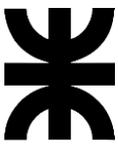


Con este contrapeso el centro de masas se desplaza haciendo que el radio de giro (circulo azul de figura 74) sea más chico, haciendo que éste quede dentro de la superficie del rectángulo rojo limitado por las patas y permitiendo el giro de más de 180° como se planteó en las condiciones iniciales del proyecto.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Cabe destacar que no se tuvo en cuenta el momento generado por la tercera barra ya que el centro de esta se encuentra con muy poca excentricidad respecto del centro de rotación por lo tanto el momento que genera es irrelevante comparado a las demás barras.



CAPITULO 5 “SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE GIRO”

Un rodamiento de giro es un tipo de rodamiento que se utiliza en la construcción de grúas y otros equipos de elevación. Este rodamiento permite que la grúa gire alrededor de su eje central de manera suave y eficiente, soportando cargas pesadas en todas las direcciones.

El rodamiento de giro consta de un anillo exterior y un anillo interior, cada uno de los cuales tiene una pista de rodadura. Entre los dos anillos se colocan los elementos rodantes, como bolas o rodillos, que permiten la rotación del mismo.

Estos rodamientos suelen estar diseñados para soportar cargas pesadas y resistir el desgaste y la corrosión en ambientes industriales difíciles. Los rodamientos de giro se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, desde grúas hasta equipos de perforación y minería.

Es importante elegir el rodamiento de giro adecuado para el equipo de elevación para garantizar su funcionamiento seguro y eficiente. Factores como el tamaño de la grúa, la capacidad de carga y las condiciones ambientales pueden influir en la elección del rodamiento de giro adecuado para el equipo.

Para el giro de la pluma se utilizará una corona de giro ROTHE ERDE, la misma es accionada por un motor hidráulico que se seleccionará más adelante.

Según el procedimiento brindado en el catálogo del fabricante:

Carga máxima de servicio incrementada en un 25%

$$Fa = 1.25Q + A + O$$

Siendo:

- Q=Peso de la carga: 380kg
- A=Peso de la pluma: 125kg+120kg+113kg=358kg
- O=Peso de la columna de giro= 278kg+278kg+2500kg=3056kg

Entonces:

$$Fa = 1.25 \times 380kg + 358kg + 3056kg = 3889kg = 38.11KN$$

5.1 CÁLCULO DEL MOMENTO DE VUELCO.

$$Mk = 1.25Q \times l + A \times a$$

Siendo

l = La distancia de Q al centro de rotación: 12.133m

a = La distancia del centro de masas del sistema. al centro de rotación: 1.40m

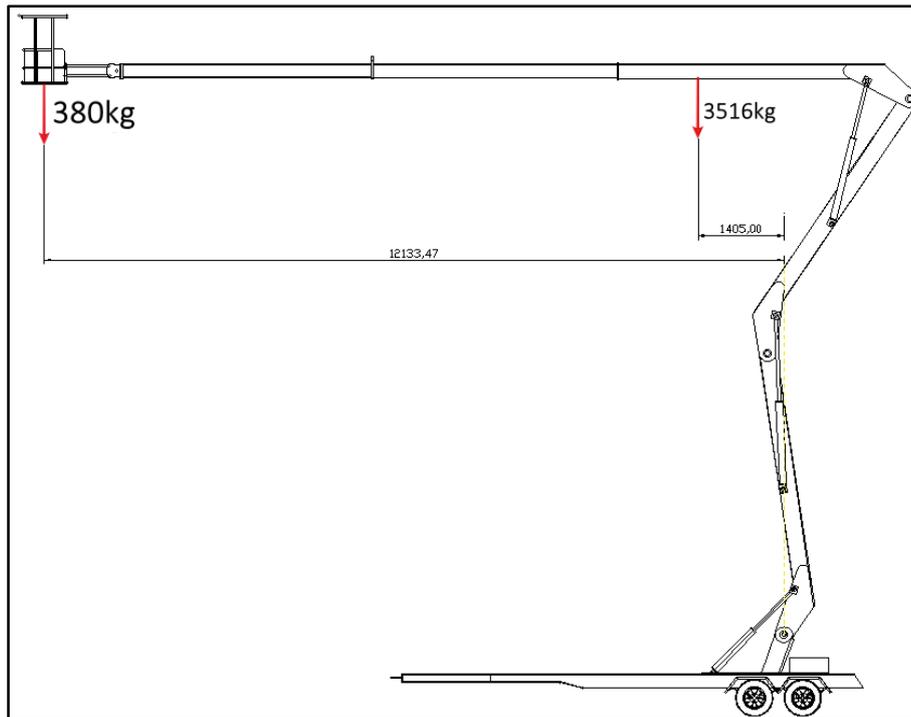
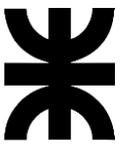


Figura 85: Esquema de carga para el cálculo de momento de vuelco.

$$Mk = 1.25 \times 380kg \times 12.33m + 3516kg \times 1.40m = 10780kgm = 105.64KNm$$

5.2 CÁRGA MAXIMA DE SERVICIO.

$$Fa = Q + A + O$$

$$Fa = 380kg + 358kg + 3056kg = 3794kg = 37.18KN$$

$$Mk = Q \times l + A \times a$$

$$Mk = 380kg \times 12.35m + 3515kg \times 1.40m = 9614kgm = 94.21KNm$$

5.3 FACTORES DE CARGA A UTILIZAR.

- Factor de seguridad estático.

$$f_{static} = 1.25$$

- Factor de vida útil.

$$fL = 1.15$$

5.4 CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA DEL RODAMIENTO.

- Capacidad de carga axial requerida.

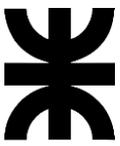
$$F'a = Fa \times f_{static}$$

$$F'a = 37.18kN \times 1.25 = 46.47kN$$

- Capacidad para el momento.

$$M'k = Mk \times f_{static}$$

$$94.21kNm \times 1.25 = 117.76kNm$$



5.5 VIDA DE SERVICIO.

Se utiliza para determinar la vida en servicio de 45.000 giros bajo la carga máxima.

$$F'a = Fa \times fL$$

$$38.11Kn \times 1.15 = 43.82kN$$

$$M'K = Mk \times fL$$

$$94.21kNm \times 1.15 = 108.34kNm$$

5.6 NÚMERO DE TORNILLOS Y CALIDAD.

El número y calidad de tornillos son determinados por el fabricante según la carga máxima sin factor.

$$Fa = 38.11kN$$

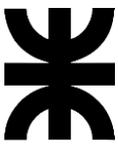
$$Mk = 94.21kNm$$

5.7 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE GIRO.



Grafico 1: Selección de rodamiento de giro.

según Fa y Mk , la curva corresponde a la curva 2, de todas maneras, por cuestiones de seguridad y teniendo en cuenta luego la verificación de tornillos se optará por la curva 3 la cual designa un rodamiento 062.20.0644.575.01.1403 con las características mencionadas en la tabla.



Drawing No.	Weight	Outer diameter (D.D.)*	Inner diameter (I.D.)†	Overall height	External bore circle diameter	Internal bore circle diameter	Number of bore holes per bore circle	Bore hole diameter	Bore hole	Diámetro	Diámetro*	Ring height	Ring height	Distance at bottom Outer ring inner ring	Distance at top Outer ring inner ring	Gear P.C.D.-	Module	Number of teeth	Adendum modification October 1976	Addendum reduction	Tooth width	Permissible tangential forces, normal	Permissible tangential forces, maximum	Bearing clearances ①		
D _L (mm)	(kg)	D _a (mm)	D _i (mm)	H (mm)	L _e (mm)	L _i (mm)	n	B (mm)	M (mm)	t (mm)	O (mm)	U (mm)	H ₁ (mm)	H ₂ (mm)	H _a (mm)	H _b (mm)	d (mm)	m (mm)	z	x	k	m	b (mm)	(kN)	(kN)	axial and radial (mm)
062.20.0414.575.01.1403	31	484,5 -0,10	326,5	56	460	375	24	13,5	12	20	415,5	411 -0,10	45,5	45,5	10,5	10,5	335	5	67	-	-0,75	45,5	13,54	27,08	≥ 0 to 0,03	①
062.20.0544.575.01.1403	42	614,5 -0,11	445,2	56	590	505	32	13,5	12	20	545,5	541 -0,11	45,5	45,5	10,5	10,5	456	6	76	-	-0,6	45,5	16,00	32,00	≥ 0 to 0,03	②
062.20.0644.575.01.1403	50	714,5 -0,13	547,2	56	690	605	36	13,5	12	20	645,5	641 -0,13	45,5	45,5	10,5	10,5	558	6	93	-	-0,6	45,5	15,62	31,24	≥ 0 to 0,04	③
062.20.0744.575.01.1403	58	814,5 -0,14	649,2	56	790	705	40	13,5	12	20	745,5	741 -0,13	45,5	45,5	10,5	10,5	660	6	110	-	-0,6	45,5	15,32	30,64	≥ 0 to 0,04	④
062.20.0844.575.01.1403	69	914,5 -0,14	737,6	56	890	805	40	13,5	12	20	845,5	841 -0,14	45,5	45,5	10,5	10,5	752	8	94	-	-0,8	45,5	20,80	41,60	≥ 0 to 0,05	⑤
062.20.0944.575.01.1403	76	1014,5 -0,17	841,6	56	990	905	44	13,5	12	20	945,5	941 -0,14	45,5	45,5	10,5	10,5	856	8	107	-	-0,8	45,5	20,49	40,98	≥ 0 to 0,05	⑥
062.20.1094.575.01.1403	91	1164,5 -0,17	985,6	56	1140	1055	48	13,5	12	20	1095,5	1091 -0,17	45,5	45,5	10,5	10,5	1000	8	125	-	-0,8	45,5	20,16	40,32	≥ 0 to 0,06	⑦

* Tolerances are valid for H₇, H₈, H₉
Gear normalized

Tabla 3: características del rodamiento de giro.

En ésta gráfica las abscisas son la carga axial mientras que las ordenadas el momento de vuelco, las líneas rojas representan los valores calculados. Las líneas violetas representan los valores de cálculo del apartado número de tornillos y calidad, los cuales deben estar por debajo de la línea de trazos, lo cual cumple la solicitud, por lo tanto nos aseguramos la resistencia de los mismos.

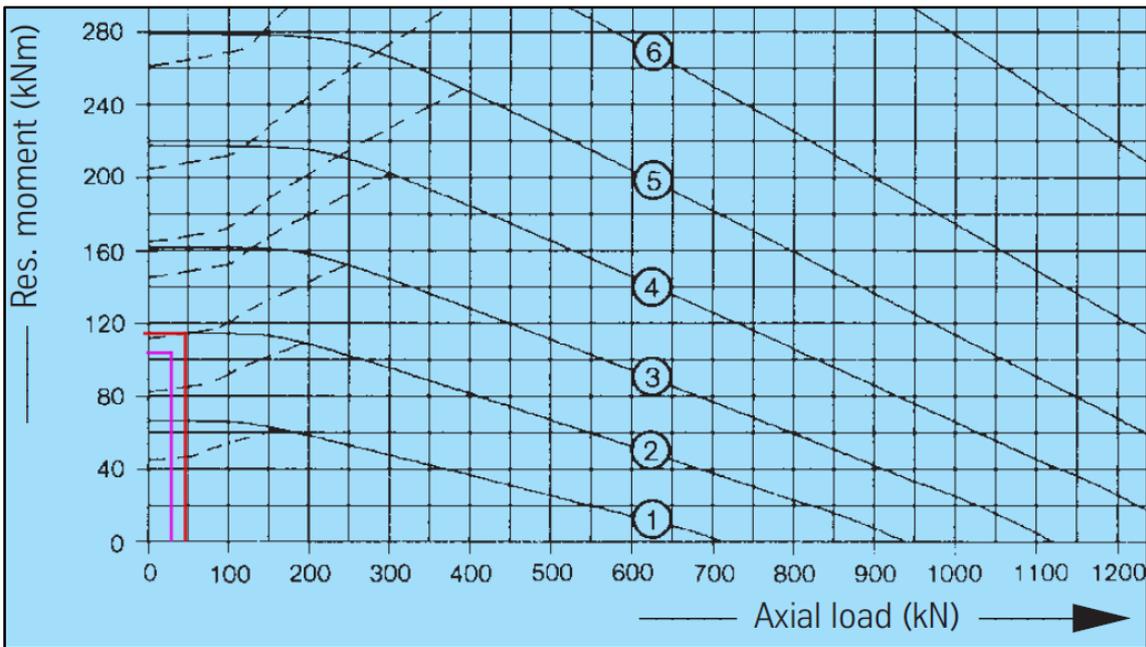
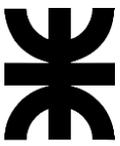


Gráfico 2: Verificación de numero de tornillos.

Ahora se analizará el rodamiento desde el punto de vista de la vida en servicio.

Para ello se utilizará la gráfica del catálogo y los datos de referencia calculados anteriormente. El rodamiento es correcto si el punto de intersección queda por debajo de la curva límite del rodamiento en donde se visualizan las curvas de vida útil. En este caso las líneas en rojo representan los valores de referencia y se observa como el punto de intersección se sitúa por debajo de la curva de vida de servicio N° 2, por tanto, el rodamiento elegido cumple la condición.



La vida útil del rodamiento se puede hallar utilizando la gráfica anterior. Se traza una línea recta (línea color naranja en el gráfico) desde el origen de coordenadas del diagrama hasta el punto correspondiente al caso concreto de carga, y después se prolonga esta recta hasta la curva del rodamiento. Los valores de las coordenadas del nuevo punto encontrado sobre la curva 2 (líneas en amarillo) son los valores F_{k0} y M_{k0} .

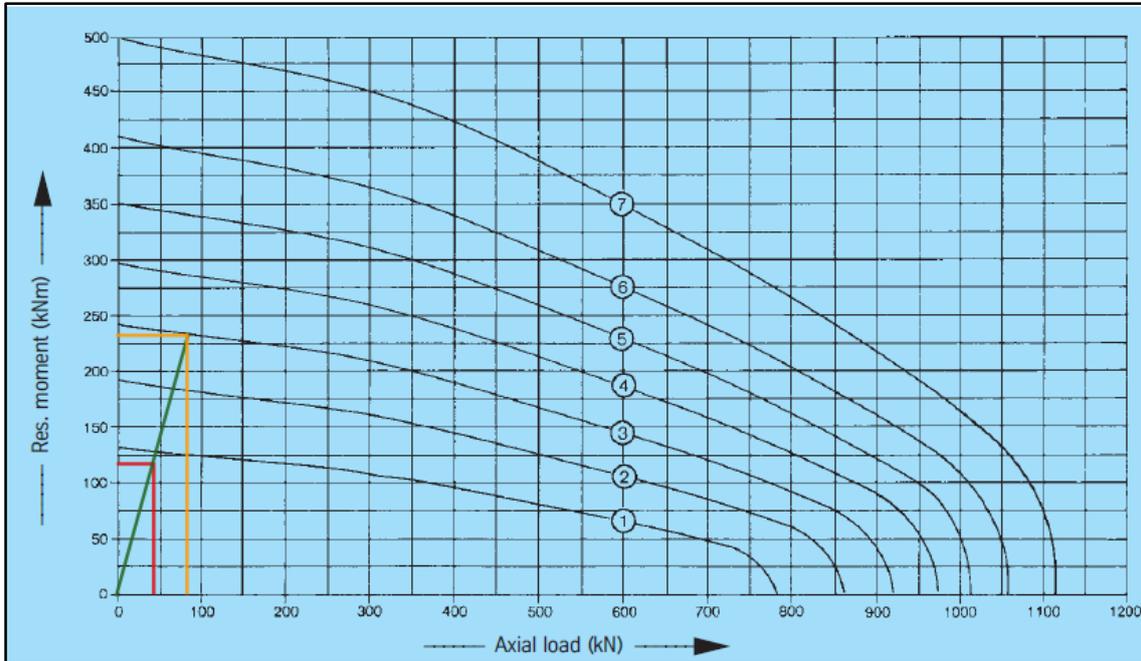


Gráfico 3: Calculo de vida útil.

Luego con esta relación de valores se calcula el factor de vida útil:

$$f_L = \frac{M_{K0}}{M_k} = \frac{230kNm}{94.21kNm} = 2.4$$

$$f_L = \frac{F_{K0}}{F_k} = \frac{97kN}{46.47kN} = 2.4$$

La vida útil entonces será:

$$G = (f_L)^p \times 30.000$$

$$G = (2.4)^3 \times 30.000 = 414720rev$$

Las dimensiones características del rodamiento son:

Drawing No.	Weight	Outer diameter (O.D.) ¹⁾	Inner diameter (I.D.) ²⁾	Overall height	External bore circle diameter	Internal bore circle diameter	Number of bolt holes per hole circle	Bolt hole diameter	Bolt hole	Diámetro	Diámetro*	Ring height	Ring height	Distance at bottom Outer ring/inner ring	Distance at top Outer ring/inner ring	Gear P.C.D.-	Module	Number of teeth	Addendum modification sign per DIN 3960 October 1976	Addendum reduction	Tooth width	Permissible tangential forces, normal	Permissible tangential forces, maximum	Bearing clearances (1)
D ₂ [mm]	[kg]	D ₂ [mm]	D ₁ [mm]	H [mm]	L ₂ [mm]	L ₁ [mm]	n	B [mm]	M [mm]	t [mm]	O [mm]	U [mm]	H ₁ [mm]	H ₂ [mm]	H ₃ [mm]	H ₄ [mm]	d	m	z	x	k	m	b	axial and radial [mm]
062.20.0414.575.01.1403	31	484,5 -0,10	326,5	56	460	375	24	13,5	12	20	415,5	411 -0,10	45,5	45,5	10,5	10,5	335	5	67	-0,75	45,5	13,54	27,08	≥ 0 to 0,03
062.20.0544.575.01.1403	42	614,5 -0,11	445,2	56	590	505	32	13,5	12	20	545,5	541 -0,11	45,5	45,5	10,5	10,5	456	6	76	-0,6	45,5	16,00	32,00	≥ 0 to 0,03
062.20.0644.575.01.1403	50	714,5 -0,13	547,2	56	690	605	36	13,5	12	20	645,5	641 -0,13	45,5	45,5	10,5	10,5	558	6	93	-0,6	45,5	15,62	31,24	≥ 0 to 0,04

Tabla 4: Características geométricas del rodamiento.

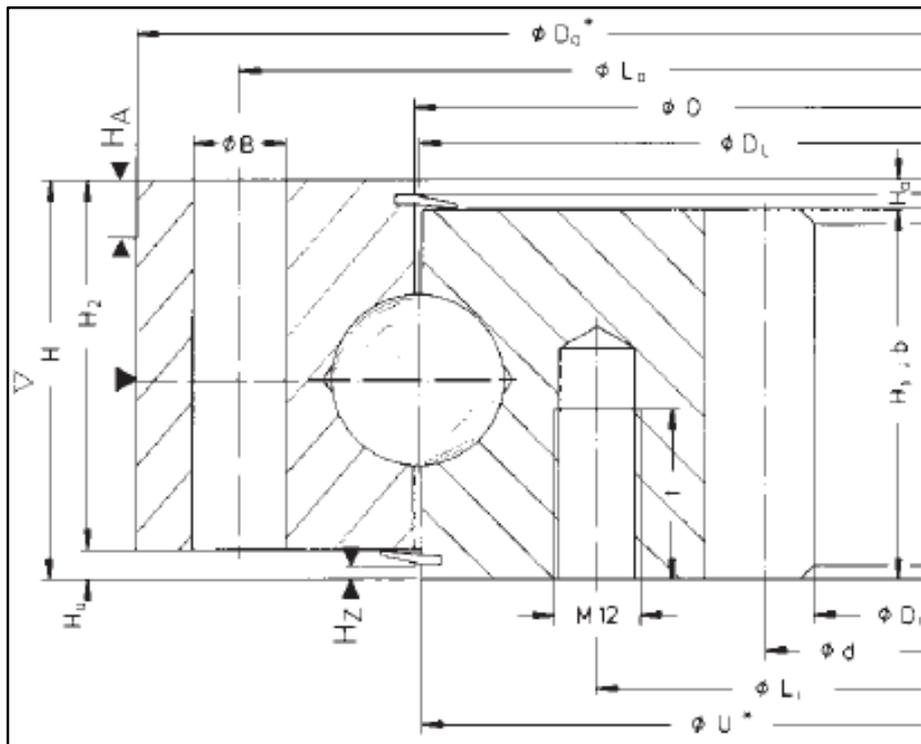


Figura 86: Dimensiones del rodamiento de giro.

5.7.1 SELECCIÓN DE TORNILLOS DE FIJACIÓN DE GIRO.

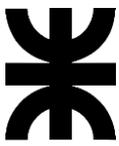
Debido a que la unión de tornillos ejerce una influencia considerable sobre la vida útil del rodamiento de giro, es necesario que los tornillos de fijación estén suficientemente dimensionados y cuidadosamente pretensados. Se han de cumplir una serie de requisitos para poder utilizar los tornillos.

Según el fabricante, estos tienen que estar distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladros. El rodamiento y las estructuras de apoyo tienen que ser de acero. El apoyo tiene que realizarse sobre superficies rectificadas o revestidas con resina solidificada. La longitud de apriete de los tornillos tiene que ser como mínimo de 5 veces el diámetro del tornillo.

Esto es debido a que en el caso de longitudes de apriete pequeñas se han detectado efectos perjudiciales sobre la distribución de la carga. Por último, deberán quedar libres, como mínimo, seis hilos de rosca.

El par de apriete con llave dinamométrica se obtiene de la siguiente tabla del catálogo, partiendo de un coeficiente de rozamiento promedio de $\mu_g \approx \mu_k = 0,14$.

Para bulones M12 en calidad 10.9 que es provisto por el fabricante el par de apriete correspondiente es de 117Nm.



Preloads and Tightening Torques for metric Bolts (Friction Coefficient $\mu = 0.14$)								
Strength Class of the Bolt according to DIN/ISO 898			6.8		10.9		12.9	
Sliding threshold $R_{p0.2}$ [MPa]			640 for $\leq M 16$ 660 for $> M 16$		940		1100	
Bolt Size according to DIN 13	Stressed Cross-Section	Thread Cross-Section	Preload	Tightening Torque	Preload	Tightening Torque	Preload	Tightening Torque
	A_S [mm ²]	A_{d3} [mm ²]	F_M [N]	M_U [Nm]	F_M [N]	M_U [Nm]	F_M [N]	M_U [Nm]
M 5	14.2	12.7	6400	5.5	9300	8.0	10900	9.3
M 6	20.1	17.9	9000	9.3	13200	13.9	15400	16.2
M 8	36.6	32.8	16500	22.5	24200	33	28500	38
M 10	58	52.3	26000	45	38500	67	45000	78
M 12	84.3	76.2	38500	78	56000	117	66000	135
M 14	115	105	53000	126	77000	184	90000	216
M 16	157	144	72000	193	106000	279	124000	333
M 18	193	175	91000	270	129000	387	151000	459
M 20	245	225	117000	387	166000	558	194000	648
M 22	303	282	146000	522	208000	747	243000	873
M 24	353	324	168000	666	239000	954	280000	1116
M 27	459	427	221000	990	315000	1395	370000	1665
M 30	561	519	270000	1350	385000	1890	450000	2250
M 33	694	647	335000		480000		560000	
M 36	817	759	395000		560000		660000	
M 39	976	913	475000		670000		790000	
M 42	1120	1045	542000		772000		904000	
M 45	1300	1224	635000		905000		1059000	
M 48	1470	1377	714000	See note	1018000	See note	1191000	See note
M 52	1760	1652	857000	See note	1221000	See note	1429000	See note
M 56	2030	1905	989000		1408000		1648000	
M 60	2360	2227	1156000		1647000		1927000	

Tabla 5: Pretensado de bulones.

5.7.2 MOTOREDUCTOR DE GIRO.

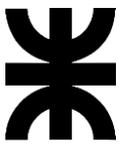
Un motorreductor de giro es un dispositivo que se utiliza para controlar y reducir la velocidad de rotación de un motor.

El motorreductor de giro se compone de dos partes principales: el motor eléctrico y el reductor de velocidad. El motor eléctrico proporciona la potencia necesaria para hacer girar el eje, mientras que el reductor de velocidad reduce la velocidad de rotación del eje.

El reductor de velocidad contiene una serie de engranajes que se utilizan para reducir la velocidad de rotación del eje del motor. Cada engranaje en el reductor de velocidad está diseñado para tener un número diferente de dientes, lo que significa que cada uno gira a una velocidad diferente. Al pasar la potencia del motor a través de los engranajes, se reduce la velocidad de rotación del eje.

Los motorreductores de giro se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, incluyendo maquinaria industrial, vehículos eléctricos y robótica además de equipos de elevación y transporte, como ascensores y grúas.

además de la relación de velocidades del motorreductor, también tendremos la relación de velocidades por el engranaje del rodamiento de giro, por lo que se tendrá en cuenta en el cálculo.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Momento torsor sobre la corona

El par resistente que actúa sobre el motor reductor de giro está constituido por el par resistente más desfavorable originado por las inercias y rozamientos para iniciar el movimiento de rotación en el rodamiento de giro.

El par de rozamiento se calcula a partir de la siguiente ecuación obtenida en el catálogo del fabricante.

$$Mr = \frac{\mu}{2}(4.4 \times M_K + Fa \times DL)$$

Para rodamientos de la serie 600 se toma como valor de $\mu = 0.006$.

$$Mr = \frac{0.006}{2}(4.4 \times 108340Nm + 43820N \times 0.575)$$

$$Mr = 1505Nm$$

Elección del reductor

La selección del reductor viene determinada por las siguientes características:

- Relación de reducción elevada
- Tamaño del reductor que debe ser compacto y pequeño.
- Momento de salida elevado.

El esquema cinemático será: el giro del motor impulsará el reductor, ahí se dará la primera transformación, luego el reductor mediante un engranaje moverá la corona de giro donde se dará la segunda reducción de velocidad.

Los reductores sinfín coaxiales y epicicloides permiten grandes relaciones de reducción a costa de grandes tamaños, es por esto que se ha optado por un reductor epicicloides, los cuales mantienen diseños más compactos.

Comenzando desde el giro de la grúa y terminando con la selección del motor reductor será: Teniendo en cuenta que una velocidad de salida acorde para evitar mareos y malestares en la canasta es de 1 revolución por minuto y considerando una velocidad de entrada a la corona de giro (es decir a la salida del motoreductor) es de 200rpm.

$$i = \frac{200rpm}{1rpm} = 200$$

Los engranajes por utilizar son de dientes rectos por lo que se recomienda que la relación entre la corona y el piñón de giro sea entre 1 y 10.

Estableciendo que el número de dientes de la corona es de:

$$Z_c = 93 \text{ dientes}$$

Se opta por un piñón de diez dientes según el catálogo del fabricante.

La relación de reducción entre el piñón y la corona es:

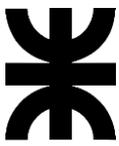
$$i = \frac{Z_c}{Z_p} = \frac{93}{10} = 9.3$$

La relación de transmisión total del reductor se aproxima a:

$$i = \frac{i_p}{i_c} = \frac{200}{9.3} = 21.50 \sim 22$$

El par necesario a la salida del reductor será

$$Mr = \frac{M_3}{i \times n} = \frac{1505Nm}{9.3 \times (0.98)} = 165.13Nm$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

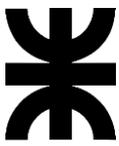
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Con este dato ingresamos en el catálogo de BONFIGLIOLI REDUCTORES y determinamos el reductor adecuado según el par de salida M2.

1.1 kW										
n ₂ min-1	M ₂ Nm	S	i	R _{n2} N						
					IE2	IE3		IE2	IE3	
12.1	794	1.9	118.0	20000	A503_118.0 S3 ME3SA4	A503_118.0 S3 MX3SA4	322	A503_118.0 P90 BE90S4	A503_118.0 P90 BX90S4	323
12.3	780	1.1	115.9	15000	A413_115.9 S3 ME3SA4	A413_115.9 S3 MX3SA4	318	A413_115.9 P90 BE90S4	A413_115.9 P90 BX90S4	319
13.1	737	2.0	109.4	20000	A503_109.4 S3 ME3SA4	A503_109.4 S3 MX3SA4	322	A503_109.4 P90 BE90S4	A503_109.4 P90 BX90S4	323
14.1	683	2.9	101.4	30000	A553_101.4 S3 ME3SA4	A553_101.4 S3 MX3SA4	326	A553_101.4 P90 BE90S4	A553_101.4 P90 BX90S4	327
14.4	670	2.2	99.5	20000	A503_99.5 S3 ME3SA4	A503_99.5 S3 MX3SA4	322	A503_99.5 P90 BE90S4	A503_99.5 P90 BX90S4	323
15.4	625	1.3	92.8	15000	A413_92.8 S3 ME3SA4	A413_92.8 S3 MX3SA4	318	A413_92.8 P90 BE90S4	A413_92.8 P90 BX90S4	319
16.0	603	2.5	89.5	20000	A503_89.5 S3 ME3SA4	A503_89.5 S3 MX3SA4	322	A503_89.5 P90 BE90S4	A503_89.5 P90 BX90S4	323
17.3	574	1.0	82.5	12000	A352_82.5 S3 ME3SA4	A352_82.5 S3 MX3SA4	314	A352_82.5 P90 BE90S4	A352_82.5 P90 BX90S4	315
17.6	548	2.7	81.5	20000	A503_81.5 S3 ME3SA4	A503_81.5 S3 MX3SA4	322	A503_81.5 P90 BE90S4	A503_81.5 P90 BX90S4	323
18.0	551	1.5	79.2	15000	A412_79.2 S3 ME3SA4	A412_79.2 S3 MX3SA4	318	A412_79.2 P90 BE90S4	A412_79.2 P90 BX90S4	319
19.3	517	1.2	74.3	12000	A352_74.3 S3 ME3SA4	A352_74.3 S3 MX3SA4	314	A352_74.3 P90 BE90S4	A352_74.3 P90 BX90S4	315
20.1	496	1.7	71.3	15000	A412_71.3 S3 ME3SA4	A412_71.3 S3 MX3SA4	318	A412_71.3 P90 BE90S4	A412_71.3 P90 BX90S4	319
20.4	473	3.2	70.2	20000	A503_70.2 S3 ME3SA4	A503_70.2 S3 MX3SA4	322	A503_70.2 P90 BE90S4	A503_70.2 P90 BX90S4	323
21.7	458	1.3	65.8	12000	A352_65.8 S3 ME3SA4	A352_65.8 S3 MX3SA4	314	A352_65.8 P90 BE90S4	A352_65.8 P90 BX90S4	315
22.3	446	1.9	64.2	15000	A412_64.2 S3 ME3SA4	A412_64.2 S3 MX3SA4	318	A412_64.2 P90 BE90S4	A412_64.2 P90 BX90S4	319
22.4	430	3.5	63.9	20000	A503_63.9 S3 ME3SA4	A503_63.9 S3 MX3SA4	322	A503_63.9 P90 BE90S4	A503_63.9 P90 BX90S4	323
23.7	420	1.4	60.4	12000	A352_60.4 S3 ME3SA4	A352_60.4 S3 MX3SA4	314	A352_60.4 P90 BE90S4	A352_60.4 P90 BX90S4	315
24.1	413	1.0	59.4	7420	A302_59.4 S3 ME3SA4	A302_59.4 S3 MX3SA4	310	A302_59.4 P90 BE90S4	A302_59.4 P90 BX90S4	311
24.3	409	2.1	58.8	15000	A412_58.8 S3 ME3SA4	A412_58.8 S3 MX3SA4	318	A412_58.8 P90 BE90S4	A412_58.8 P90 BX90S4	319
26.3	378	1.6	54.3	12000	A352_54.3 S3 ME3SA4	A352_54.3 S3 MX3SA4	314	A352_54.3 P90 BE90S4	A352_54.3 P90 BX90S4	315
26.9	370	2.3	53.1	15000	A412_53.1 S3 ME3SA4	A412_53.1 S3 MX3SA4	318	A412_53.1 P90 BE90S4	A412_53.1 P90 BX90S4	319
27.1	366	1.1	52.7	7310	A302_52.7 S3 ME3SA4	A302_52.7 S3 MX3SA4	310	A302_52.7 P90 BE90S4	A302_52.7 P90 BX90S4	311
29.1	341	1.8	49.1	11800	A352_49.1 S3 ME3SA4	A352_49.1 S3 MX3SA4	314	A352_49.1 P90 BE90S4	A352_49.1 P90 BX90S4	315
29.6	336	1.2	48.3	7220	A302_48.3 S3 ME3SA4	A302_48.3 S3 MX3SA4	310	A302_48.3 P90 BE90S4	A302_48.3 P90 BX90S4	311
29.6	336	2.5	48.3	15000	A412_48.3 S3 ME3SA4	A412_48.3 S3 MX3SA4	318	A412_48.3 P90 BE90S4	A412_48.3 P90 BX90S4	319
31	319	1.9	45.8	11700	A352_45.8 S3 ME3SA4	A352_45.8 S3 MX3SA4	314	A352_45.8 P90 BE90S4	A352_45.8 P90 BX90S4	315
32	313	2.6	45.1	15000	A412_45.1 S3 ME3SA4	A412_45.1 S3 MX3SA4	318	A412_45.1 P90 BE90S4	A412_45.1 P90 BX90S4	319
33	302	1.4	43.4	7100	A302_43.4 S3 ME3SA4	A302_43.4 S3 MX3SA4	310	A302_43.4 P90 BE90S4	A302_43.4 P90 BX90S4	311
34	291	2.1	41.8	11400	A352_41.8 S3 ME3SA4	A352_41.8 S3 MX3SA4	314	A352_41.8 P90 BE90S4	A352_41.8 P90 BX90S4	315
36	276	0.9	39.6	4500	A202_39.6 S3 ME3SA4	A202_39.6 S3 MX3SA4	306	A202_39.6 P90 BE90S4	A202_39.6 P90 BX90S4	307
36	273	1.5	39.3	6970	A302_39.3 S3 ME3SA4	A302_39.3 S3 MX3SA4	310	A302_39.3 P90 BE90S4	A302_39.3 P90 BX90S4	311
39	255	1.6	36.6	6880	A302_36.6 S3 ME3SA4	A302_36.6 S3 MX3SA4	310	A302_36.6 P90 BE90S4	A302_36.6 P90 BX90S4	311
39	255	2.4	36.6	11100	A352_36.6 S3 ME3SA4	A352_36.6 S3 MX3SA4	314	A352_36.6 P90 BE90S4	A352_36.6 P90 BX90S4	315
40	250	3.1	35.9	14300	A412_35.9 S3 ME3SA4	A412_35.9 S3 MX3SA4	318	A412_35.9 P90 BE90S4	A412_35.9 P90 BX90S4	319
40	246	1.0	35.4	4380	A202_35.4 S3 ME3SA4	A202_35.4 S3 MX3SA4	306	A202_35.4 P90 BE90S4	A202_35.4 P90 BX90S4	307
43	233	1.8	33.4	6760	A302_33.4 S3 ME3SA4	A302_33.4 S3 MX3SA4	310	A302_33.4 P90 BE90S4	A302_33.4 P90 BX90S4	311
43	231	2.6	33.2	10800	A352_33.2 S3 ME3SA4	A352_33.2 S3 MX3SA4	314	A352_33.2 P90 BE90S4	A352_33.2 P90 BX90S4	315
46	218	1.1	31.3	4320	A202_31.3 S3 ME3SA4	A202_31.3 S3 MX3SA4	306	A202_31.3 P90 BE90S4	A202_31.3 P90 BX90S4	307
49	204	2.0	29.3	6580	A302_29.3 S3 ME3SA4	A302_29.3 S3 MX3SA4	310	A302_29.3 P90 BE90S4	A302_29.3 P90 BX90S4	311
49	203	1.2	29.2	4290	A202_29.2 S3 ME3SA4	A202_29.2 S3 MX3SA4	306	A202_29.2 P90 BE90S4	A202_29.2 P90 BX90S4	307
50	198	3.0	28.4	10400	A352_28.4 S3 ME3SA4	A352_28.4 S3 MX3SA4	314	A352_28.4 P90 BE90S4	A352_28.4 P90 BX90S4	315
54	185	2.2	26.5	6440	A302_26.5 S3 ME3SA4	A302_26.5 S3 MX3SA4	310	A302_26.5 P90 BE90S4	A302_26.5 P90 BX90S4	311
54	184	1.4	26.5	4230	A202_26.5 S3 ME3SA4	A202_26.5 S3 MX3SA4	306	A202_26.5 P90 BE90S4	A202_26.5 P90 BX90S4	307
56	179	3.4	25.7	10100	A352_25.7 S3 ME3SA4	A352_25.7 S3 MX3SA4	314	A352_25.7 P90 BE90S4	A352_25.7 P90 BX90S4	315
60	165	0.9	23.8	3640	A102_23.8 S3 ME3SA4	A102_23.8 S3 MX3SA4	302	A102_23.8 P90 BE90S4	A102_23.8 P90 BX90S4	303
62	161	1.6	23.1	4140	A202_23.1 S3 ME3SA4	A202_23.1 S3 MX3SA4	306	A202_23.1 P90 BE90S4	A202_23.1 P90 BX90S4	307
63	158	2.6	22.8	6220	A302_22.8 S3 ME3SA4	A302_22.8 S3 MX3SA4	310	A302_22.8 P90 BE90S4	A302_22.8 P90 BX90S4	311
67	149	1.0	21.4	4280	A102_21.4 S3 ME3SA4	A102_21.4 S3 MX3SA4	302	A102_21.4 P90 BE90S4	A102_21.4 P90 BX90S4	303

Tabla 6: Motorreductores según M2.

Se selecciona un motor reductor de 1,1kw.



5.8 VERIFICACIÓN DE LA RESISTENCIA DE LA COLUMNA SOPORTE A LA INERCIA DEL GIRO DE LA TORRETA.

La inercia en el giro de una grúa puede generar tensiones significativas en la estructura y componentes de la grúa. Esta se refiere a la tendencia de un objeto a mantener su estado de movimiento, ya sea en reposo o en movimiento uniforme, a menos que una fuerza externa actúe sobre él. En el caso de una grúa que gira, la inercia entra en juego debido a la masa de la grúa y las cargas que está levantando.

Cuando una grúa comienza a girar o detenerse, la inercia de su masa y de las cargas suspendidas puede causar tensiones en varios puntos de la estructura.

Durante el giro, la inercia puede ejercer fuerzas laterales significativas y en general la parte más solicitada de la grúa es en la columna. Esto puede llevar a flexiones o deformaciones temporales en la estructura, especialmente si el giro se realiza con rapidez.

Otros puntos donde la inercia puede ser un factor a tener en cuenta son:

- Sistema de giro.
- Cables, cadenas.
- Componentes móviles.

Para minimizar las tensiones causadas por la inercia en el giro de una grúa, es importante llevar a cabo operaciones de giro suaves y controladas. Además, el diseño y la construcción de la grúa deben considerar cuidadosamente las fuerzas inerciales esperadas durante el giro y garantizar que los materiales y componentes utilizados sean lo suficientemente resistentes para soportar esas tensiones.

Para este proyecto verificaré mediante solidworks la columna o torre de giro, que es componente con mayor sollicitacion debido a esfuerzos inerciales.

Con respecto al giro de la pluma gracias al accionamiento del motor, se verifica la torsión del perfil principal con el valor del par que actúa sobre la corona reductora de giro, ya que esta torsión va a ser la máxima transmitida en la columna.

Para el análisis consideraré el alojamiento del perno de articulación como la fijación y el valor del torque y reacciones en la base de la placa de manera tal de simular la resistencia de la pluma al torque aplicado por el motoreductor del equipo.

El valor del par sobre la corona es de 1505Nm, con este valor y el de las reacciones aplicadas para el caso de la grúa desplegada, este caso es el más desfavorable para el giro y con estas condiciones se verificará.

El resultado de la simulación es la siguiente:

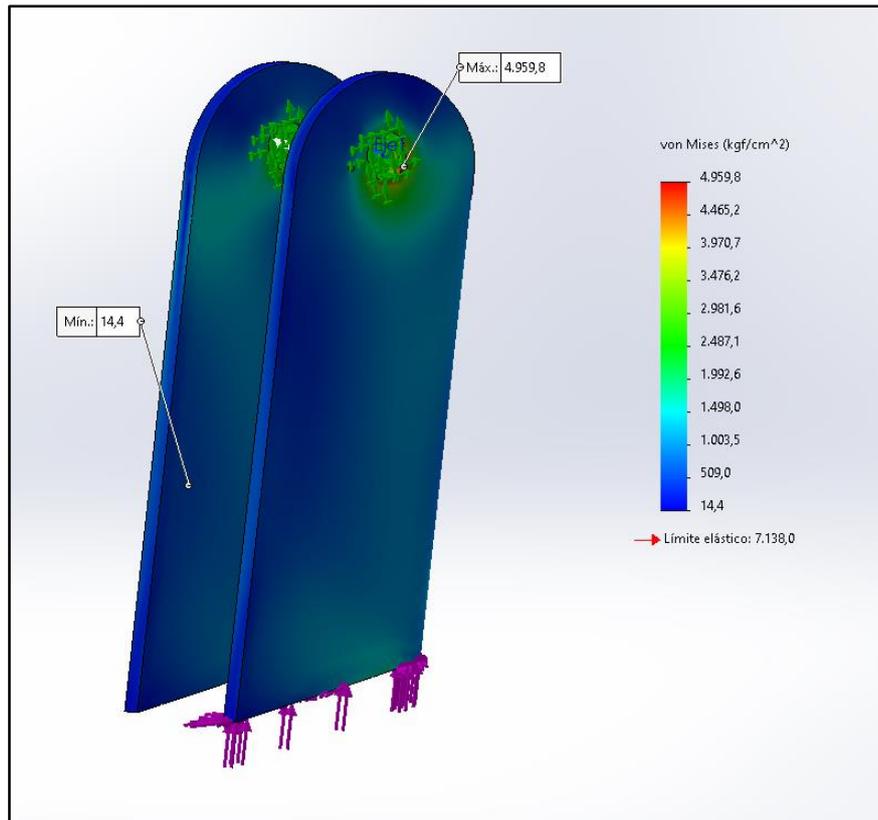
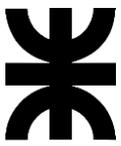


Figura 87: Tensiones en la columna de soporte.

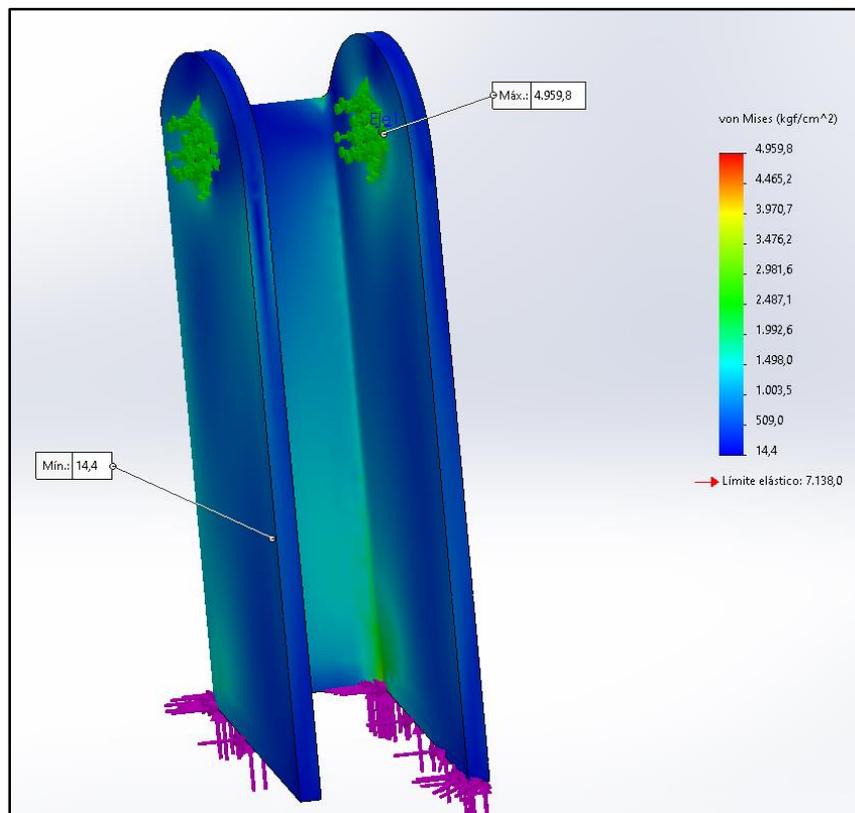
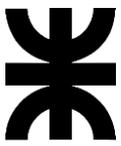


Figura 88: Distribución de tensiones en la columna de soporte.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

El perfil verifica bajo estas condiciones y la tensión máxima es de $4960 \frac{kg}{cm^2}$ teniendo en cuenta que la tensión máxima del material puede ser de $7138 \frac{kg}{cm^2}$. De todas maneras se pondrán escuadras de refuerzos en los laterales para disminuir deformaciones en la columna.

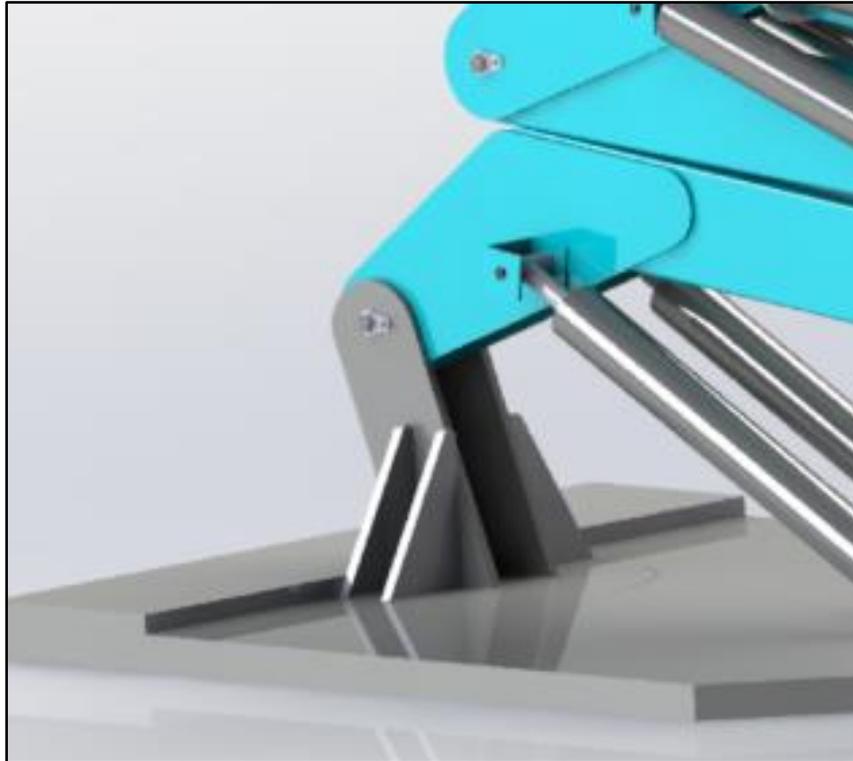


Figura 89: Escuadras de refuerzo en columna de soporte.

Estas escuadras minimizarán las tensiones en el perfil contrarrestando las deformaciones por torsión al frenar o acelerar el giro de la pluma.



CAPÍTULO 6 “CÁLCULO DEL CHASIS REMOLCABLE”

Un chasis remolcable es un tipo de estructura diseñada para ser remolcada por un vehículo tractor. El chasis está diseñado para soportar una carga y debe estar equipado con el equipamiento pertinente de seguridad, componentes necesarios para remolcar una carga.

Se utilizan comúnmente en la industria del transporte para transportar cargas pesadas o voluminosas, como maquinaria industrial, vehículos, casas móviles, contenedores, equipos agrícolas, entre otros. También se utilizan en aplicaciones militares y de emergencia, como para transportar suministros y equipo a zonas afectadas por desastres naturales.

Los chasis pueden estar hechos de diferentes materiales, como acero, aluminio o materiales compuestos. La elección del material depende del tipo de carga que se va a transportar y de las condiciones a las que se enfrentará el chasis remolcable. Los chasis remolcable también pueden tener diferentes configuraciones, como plataformas planas, remolques cerrados o remolques de plataforma baja.

El chasis que sostiene el conjunto de la pluma está constituido por dos vigas largueros y vigas transversales, las que sostienen el cajón de soporte y da estructura al chasis. A su vez sobre éste se vincula el sistema de estabilidad, las patas de apoyo y los cilindros hidráulicos correspondientes.

Vamos a considerar la pluma integralmente como una chapa y calcularemos la fuerza y momento que esta ejerce sobre los transversales del chasis, con esta hipótesis de carga y mediante el programa WINBEAM provisto por Windows calcularemos y simularemos los esfuerzos característicos bajo las tres condiciones propuestas en el capítulo 3.

El criterio de cálculo será el siguiente: Cuando la grúa se encuentra plegada, el apoyo del chasis serán las ruedas y el enganche, por lo tanto, el primer cálculo se hará bajo esta condición. Para el caso de la grúa desplegada de forma horizontal y vertical la grúa apoyará sobre las patas de soporte, por lo que se especificarán las posiciones de las patas y se calculará bajo esa condición de vínculo.

6.1 CONDICIÓN DE GRÚA PLEGADA

Comenzamos entonces con el caso 1, grúa plegada. La misma apoyará sobre una base, permitiendo el reposo de los cilindros hidráulicos.

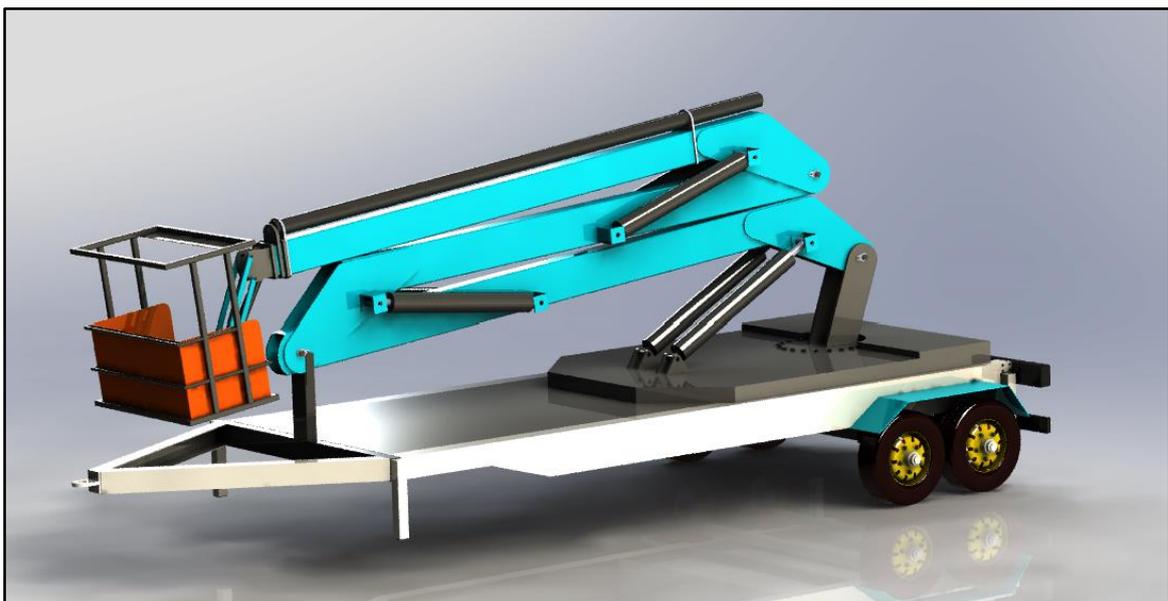


Figura 90:pluma sobre chasis en posición de plegado.



Figura 91:Columna de apoyo de barra principal.

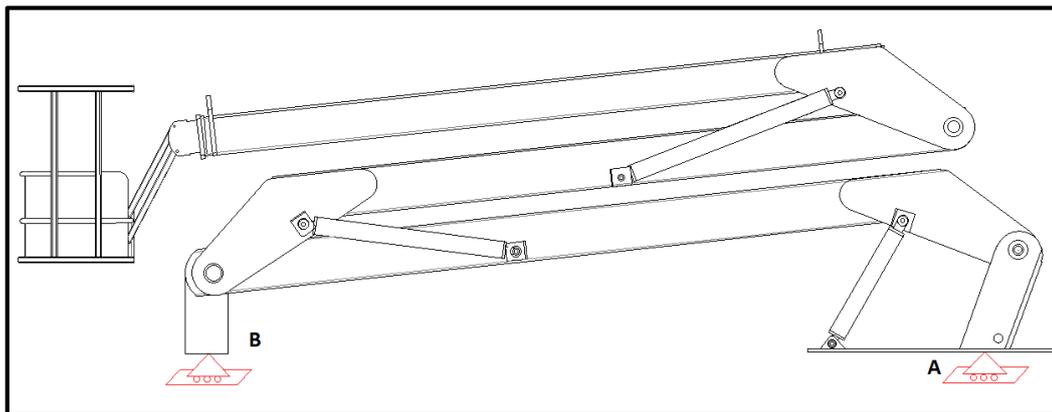
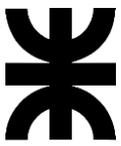


Figura 92:Esquema de grúa plegada.

Calculando las reacciones en los apoyos

$$\sum M_A = 380kg \times 602.3cm + 22kg \times 550.6cm + 358kg \times 326cm + 278kg \times 234cm + 278kg \times 300cm - R_b \times 519cm = 0$$



$R_B = 830.77kg$ (Columna de apoyo)

$$\sum F_y = -380kg - 22kg - 358kg - 278kg + R_A + 830.77kg$$

$R_A = 485.22kg$ (Columna de soporte)

Para la columna de apoyo la dimensionaremos analíticamente de la siguiente forma:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{F}{A}$$

El ancho del perfil quedara definido por el perfil de la barra principal ya que este debe apoyar sobre el mismo es decir 176mm mientras que estableceré una profundidad de 85mm, que es el ancho del perfil inferior sobre el que este apoyará y un espesor de 3mm, esto me da un área de: $32,3cm^2$

El material será chapa F24 con un valor de limite elástico de: $2400kg/cm^2$

Entonces:

$$\frac{2400kg/cm^2}{N} = \frac{831kg}{32,2cm^2}$$

Despejando N:

$$N = 93,2$$

Procederé a verificar las tensiones mediante MEF antes de continuar con el cálculo.

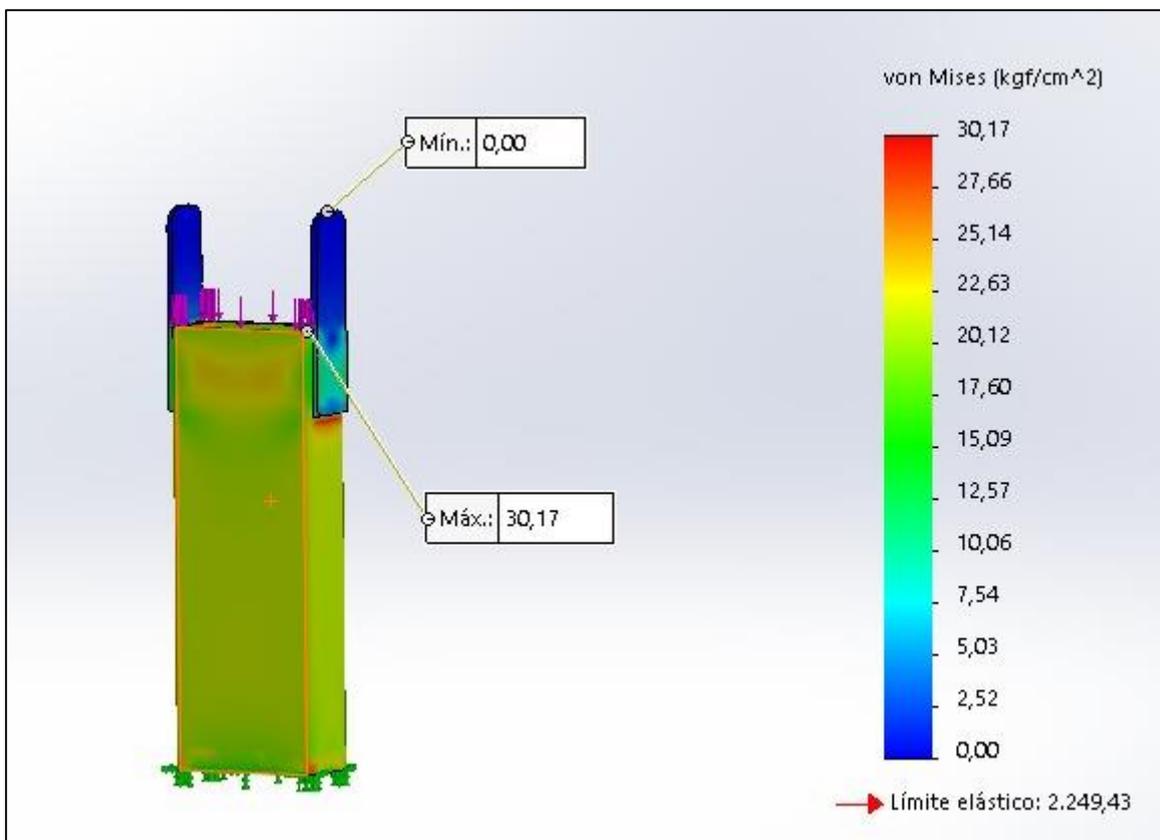
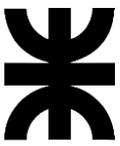


Figura 93:Verificación de columna de apoyo.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Vemos que verifica la simulación de la pieza sometida a compresión con la carga calculada anteriormente.

El valor de N es muy alto pero las dimensiones del perfil quedan definidas por la barra principal y el perfil sobre el que apoya por lo tanto para disminuir el N se debería estudiar algún otro tipo de diseño que no amerita en esta etapa del proyecto.

Teniendo en cuenta que la carga RA será la aplicada sobre la columna de soporte, debemos incrementarla debido al contrapeso y el peso propio de la columna de soporte, al estar aplicadas fuera del centro de masas del sistema, esto generará un momento, el cual será el que se aplica sobre los travesaños del chasis al igual que el momento.

$$\sum M_c = M - 485.22kg \times 21.1cm - 2500kg \times 50cm - 70kg \times 10cm = 0$$

$$M = 135938Kgcm$$

$$\sum F = R - 485.22kg - 2500kg - 70kg = 0$$

$$R = 3055.22kg$$

Considerando que la carga apoyará sobre tres largueros:

$$R_l = \frac{3055.22kg}{3} = 1018.33kg$$

$$M_l = \frac{135938kgcm}{3} = 45313kgcm$$

Y a su vez la carga estará uniformemente distribuida en el travesaño.

$$q_l = \frac{1018.33kg}{220cm} = 4.62kg/cm$$

Los valores de reacciones y momento resultante debido a que el travesaño está biempotrado será:

$$RA = RB = \frac{q_l \times l}{2} = \frac{4.62kg/cm \times 220cm}{2} = 510kg$$

$$Mf_{max} = Mf(A) = Mf(B) = \frac{Q \times l^2}{12} = \frac{4.62kgcm \times (220cm)^2}{12} = 18634kgcm$$



Este momento producirá una torsión en el larguero la cual no se tendrá en cuenta, mientras que el momento $M_l = 45313 \text{ kgcm}$ será el que produce una flexión en el larguero y se tendrá en cuenta para el cálculo del dimensionamiento.

Verificando este cálculo mediante WINBEAM:

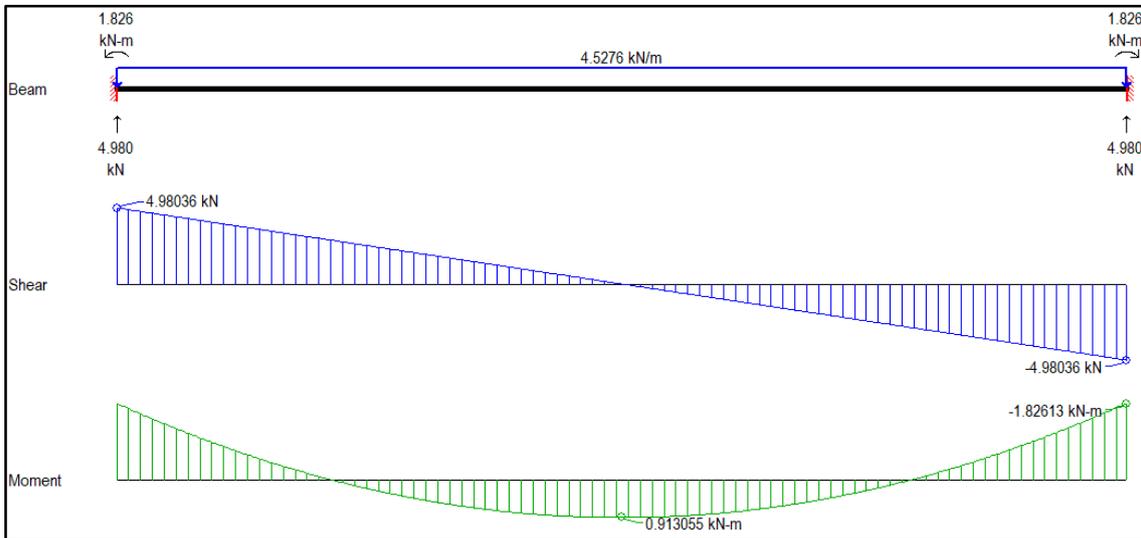


Figura 94: Diagrama de corte y momento flector en los travesaños del chasis.

Estos valores están expresados en KN y KN-M, pasando estos resultados a Kg y Kg-cm:

- $R=4.98\text{KN} = 508.1\text{kg}$
- $M=-1.826\text{kN-m} = 18632.65\text{Kg-m}$

Verificamos que el cálculo realizado anteriormente es correcto.

Con las reacciones calculadas anteriormente procederé a calcular los esfuerzos en el larguero del chasis.

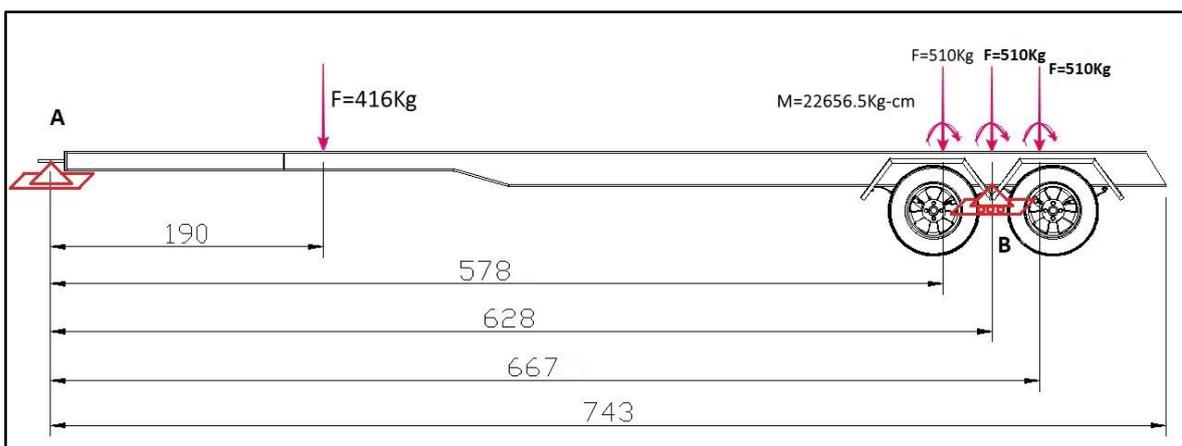
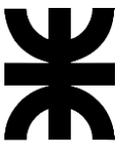


Figura 95: Esquema de carga sobre chasis.

$$\sum M_A = -416\text{kg} \times 190\text{cm} - 510\text{kg} \times (578\text{cm} + 628\text{cm} + 667\text{cm}) - 22656.5\text{cm} \times 3 + R_B \times 628.5\text{cm} = 0$$



$$R_B = 1755kg$$

$$\sum F = R_A + 1755kg - 416kg - 510kg \times 3 = 0$$

$$R_A = 191kg$$

Analizando mediante WINBEAM

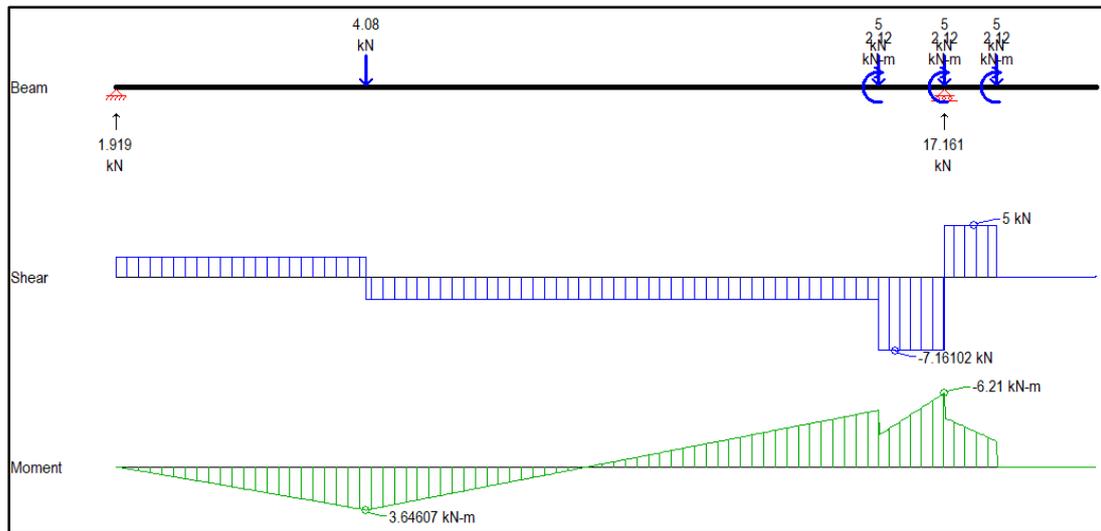


Figura 96: Diagrama de corte y momento flector de larguero del chasis.

Vemos que las reacciones fueron calculadas de manera correcta y el diagrama de corte y momento flector son los mostrados en la imagen anterior.

Convirtiendo estos valores a unidades del SI

$$M_{f_{max}} = 6.21kNm = 63324,37Kgcm$$

$$Q_{max} = 7.16kN = 730.12kg$$

Los valores de reacciones calculados nos permitirán calcular más adelante el eje y neumáticos necesarios ya que este caso es el único que se sustenta con las ruedas del chasis.

6.2 CONDICIÓN DE GRÚA DESPLEGADA HORIZONTAL

Continuamos repitiendo el procedimiento con el caso de la barra desplegada de forma horizontal.

Comenzamos calculando las reacciones y momento resultante en el punto de empotramiento.

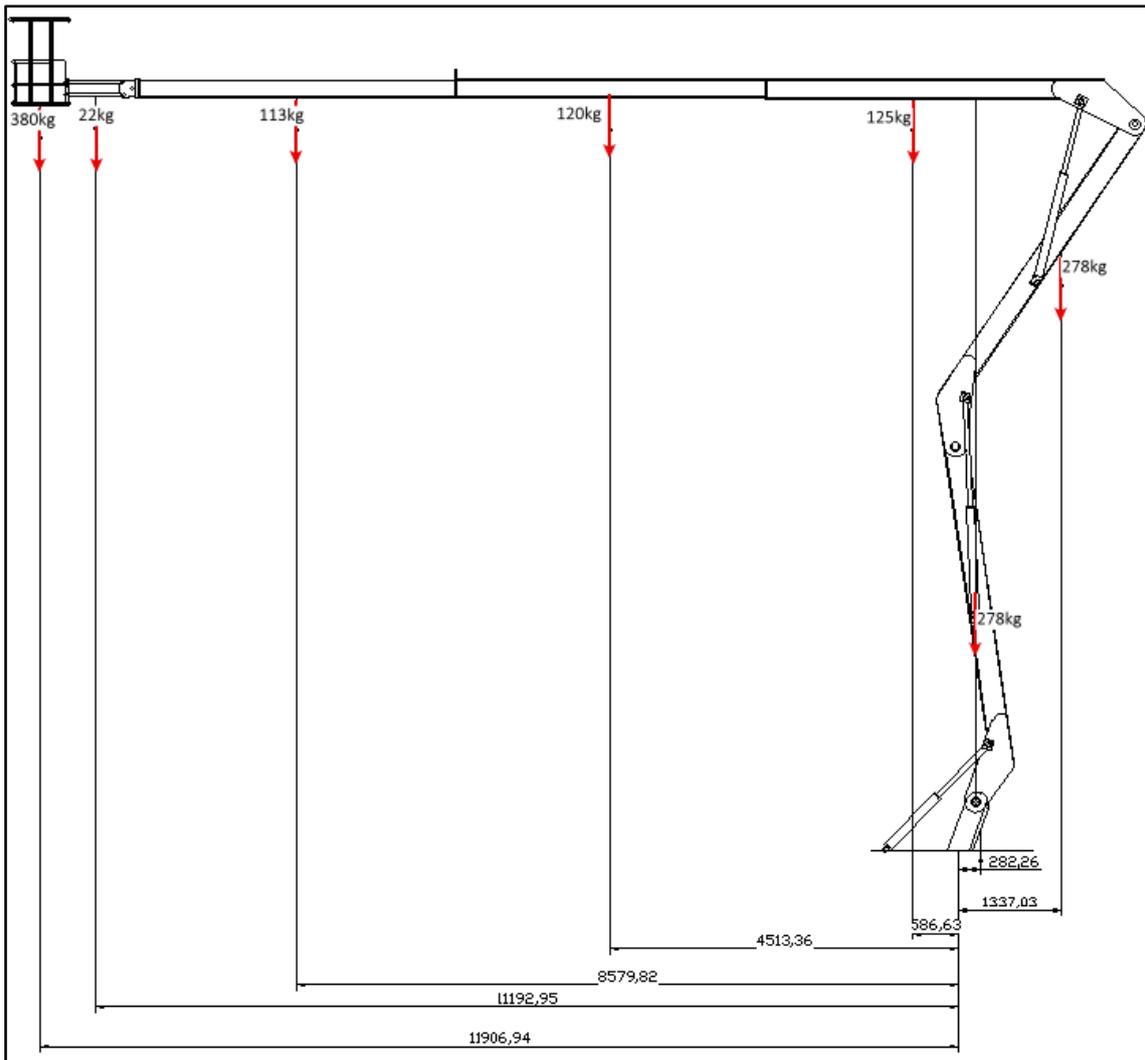
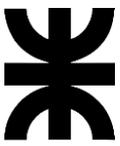


Figura 97: Esquema de carga grúa desplegada.

$$\sum M_A = M + 380kg \times 1190.7cm + 22kg \times 1119.3cm + 113kg \times 858cm + 120kg \times 450.3cm + 125kg \times 58.7cm - 278kg \times 13.37cm + 278kg \times 13.4 - 70kg \times 28.3cm - 2500kg \times 50cm = 0$$

$$M = -508402.84kgcm$$

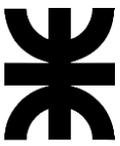
$$\sum F_y = -380kg - 22kg - 113kg - 120kg - 125kg - 278kg - 278kg - 2500kg - 70kg + R_b$$

$$R_b = 3886kg$$

Nuevamente teniendo en cuenta de que la carga apoyará uniformemente sobre tres travesaños de 2.2 metros de largo:

$$\text{Fuerza sobre cada travesaño: } F_{trav} = \frac{3886kg}{3} = 1295kg$$

$$\text{Carga distribuida sobre cada travesaño: } q_{trav} = \frac{1295kg}{220} = 5.9kg/cm$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Momento sobre cada travesaño: $M_{trav} = \frac{-508402kgcm}{3} = -169467.61kgcm$

Con estos valores procedemos a calcular reacciones en los travesaños:

$$RA = RB = \frac{q_l \times l}{2} = \frac{5.9kg/cm \times 220cm}{2} = 649kg$$

$$M_{f_{max}} = M_f(A) = M_f(B) = \frac{Q \times l^2}{12} = \frac{5.9kgcm \times (220cm)^2}{12} = 23796.6kgcm$$

Nuevamente este momento producirá una torsión en el larguero, mientras que el momento $M_l = 169467.61kgcm$ será el que produce una flexión en el larguero y se tendrá en cuenta para el cálculo del dimensionamiento.

Los valores de reacción anterior son los mismos ya que la reacción vertical es la misma que el caso anterior, incrementandose la torsión del perfil, por lo tanto los diagramas característicos serán iguales.

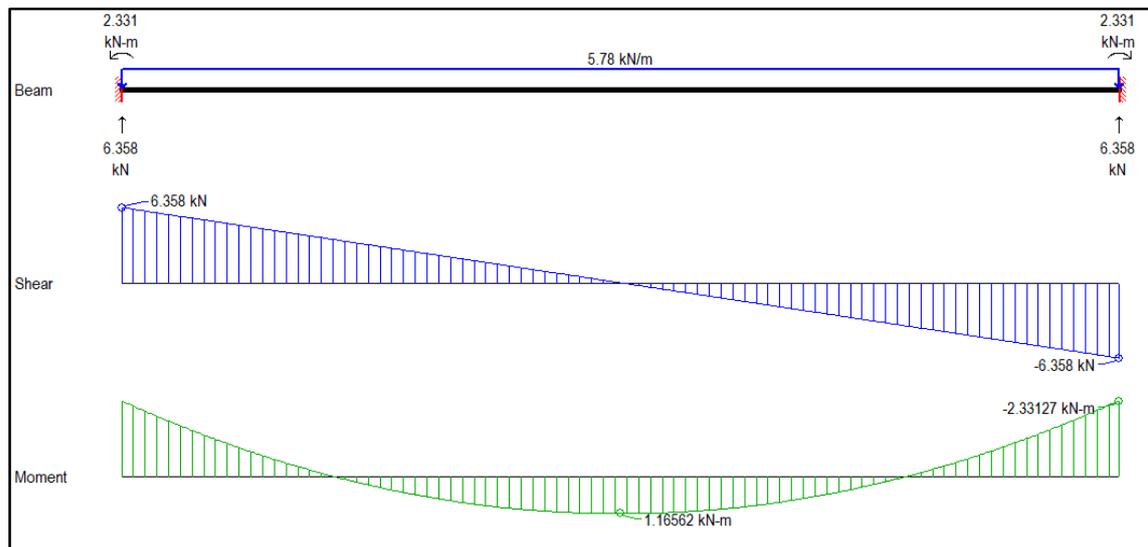


Figura 98: Diagrama de corte y momento flector para el travesaño en caso desplegado horizontal.

Estos valores están expresados en KN y KN-M, pasando estos resultados a Kg y Kg-cm:

- $R=6.35KN = 648.77kg$
- $M=-2.3312kN-m = 23759Kg-cm$
- $Q_{max}=6.358kg = 648.77Kg-cm$

Con estos valores de reacciones y el momento que produce flexión en los largueros calculamos las reacciones y comprobamos a través de WINBEAM y determinamos los valores de esfuerzos característicos.

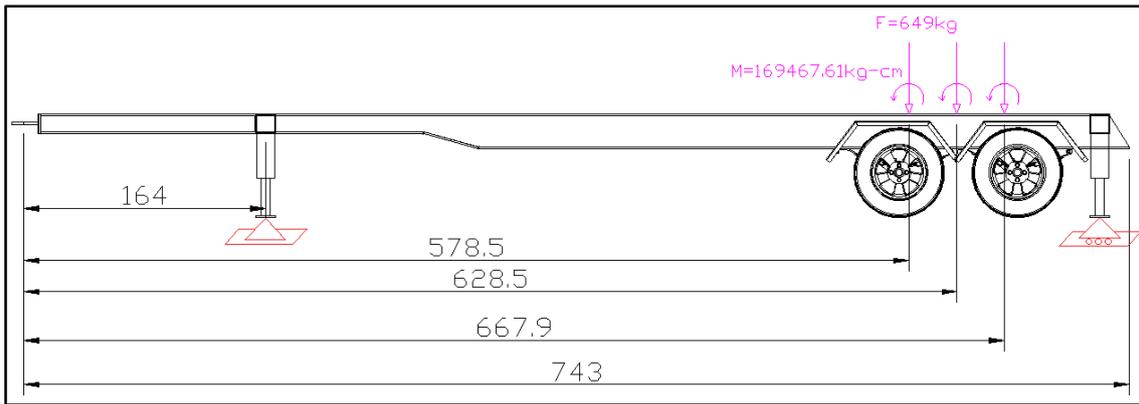
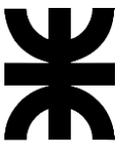


Figura 99: Esquema de cargas en larguero de chasis.

$$\sum M_B = -R_A \times (743\text{cm} - 164\text{cm}) + 649\text{kg} \times (743\text{cm} - 578.5\text{cm}) + 649\text{kg} \times (743 - 628.5) + 649\text{kg} \times (743 - 667.9) + 169467.61\text{kgcm} \times 3 = 0$$

$$R_A = 1275\text{kg}$$

$$\sum F = R_b + 649\text{kg} \times 3 = 0$$

$$R_A = 672.01\text{kg}$$

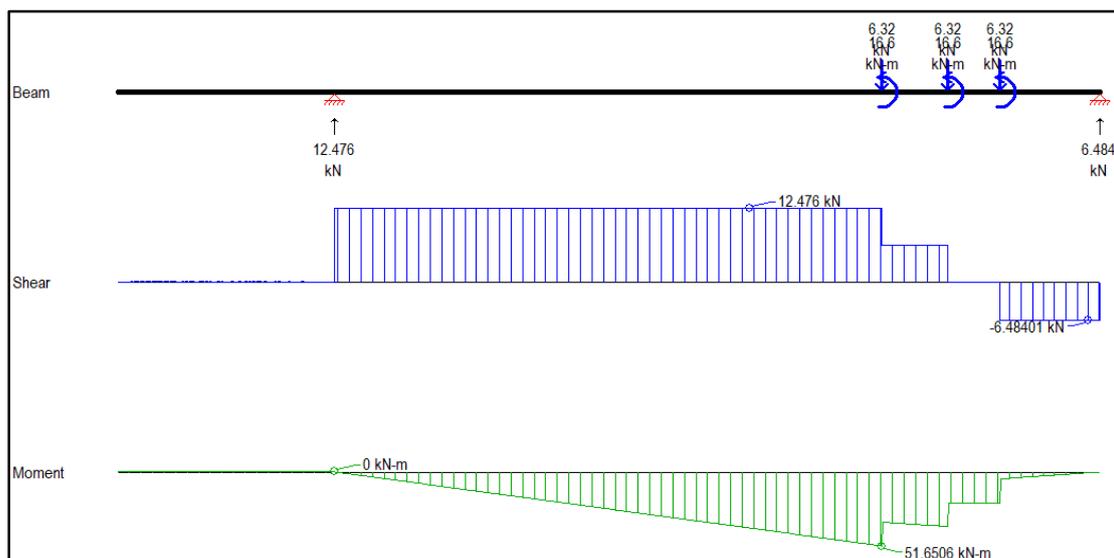


Figura 100: Diagramas de corte y momento flector en el larguero.

Verificando que los resultados coincidan con el cálculo realizado:

$$R_A = 12.47\text{kN} = 1272\text{kg}$$

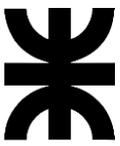
$$R_B = 6.84\text{kN} = 697.95\text{kg}$$

Vemos que los resultados coinciden con lo calculado anteriormente.

El valor máximo de momento flector será:

$$M_{fmax} = 51.65\text{kNm} = 526990\text{kgcm}$$

$$Q_{max} = 12.47\text{kN} = 1272.45\text{kg}$$



6.3 CONDICIÓN DE GRÚA DESPLEGADA VERTICAL

Por último, continuamos con el tercer caso, la pluma desplegada de manera vertical.

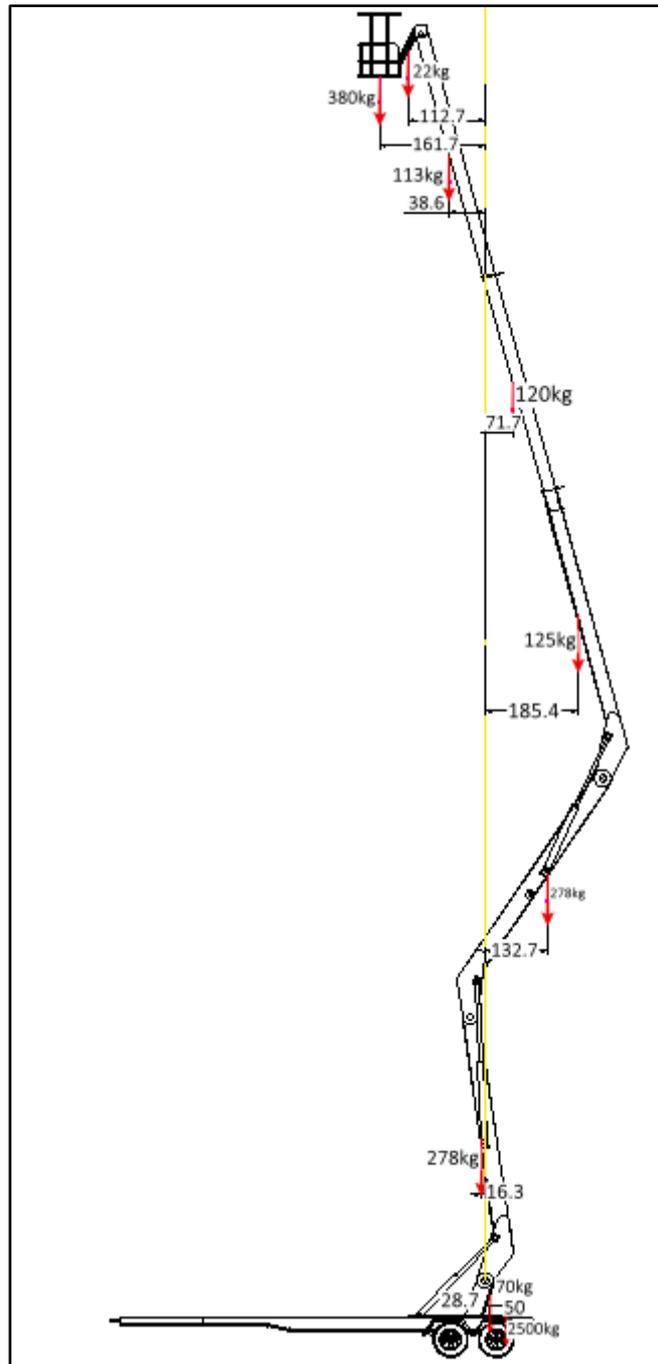
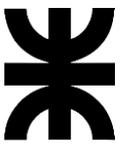


Figura 101: Esquema de cargas en grúa desplegada vertical.

$$\sum M_A = -M + 380kg \times 161.7cm + 22kg \times 112.9cm + 113kg \times 38.6cm - 120kg \times 71.7cm - 125kg \times 185.4cm - 278kg \times 132.7cm - 278kg \times 16.3 - 70kg \times 28.7cm - 2500kg \times 50cm = 0$$

$$M = 131918.4kgcm$$

$$\sum F_y = -380kg - 22kg - 113kg - 120kg - 125kg - 278kg - 278kg - 2500kg - 70kg + R_b$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$R_b = 3886kg$$

Nuevamente teniendo en cuenta de que la carga apoyará uniformemente sobre tres travesaños de 2.20mts de largo:

$$\text{Fuerza sobre cada travesaño: } F_{trav} = \frac{3886kg}{3} = 1295kg$$

$$\text{Carga distribuida sobre cada travesaño: } q_{trav} = \frac{1295kg}{220} = 5.9kg/cm$$

$$\text{Momento sobre cada travesaño: } M_{trav} = \frac{131918.4kgcm}{3} = 43972.8kgcm$$

Con estos valores procedemos a calcular reacciones en los travesaños:

$$RA = RB = \frac{q_l \times l}{2} = \frac{5.9kg/cm \times 220cm}{2} = 649kg$$

$$Mf_{max} = Mf(A) = Mf(B) = \frac{Q \times l^2}{12} = \frac{5.9kgcm \times (220cm)^2}{12} = 23796.6kgcm$$

Nuevamente Este momento producirá una torsión en el larguero, mientras que el momento $M_l = 131918.4kgcm$ será el que produce una flexión en el larguero y se tendrá en cuenta para el cálculo del dimensionamiento.

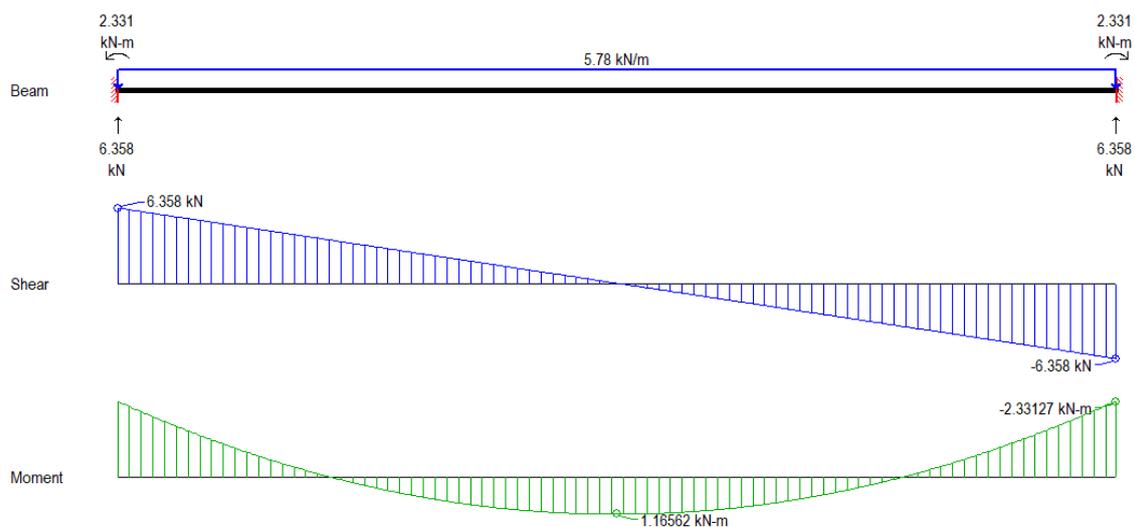


Figura 102: Diagrama de corte y momento flector en travesaño de chasis grúa desplegada vertical.

Estos valores están expresados en KN y KN-M, pasando estos resultados a Kg y Kg-cm:

- $R=6.35KN = 648.77kg$
- $M=-2.3312kN-m = 23759Kg-cm$

Vemos que verifica el cálculo y procedemos al análisis del larguero.

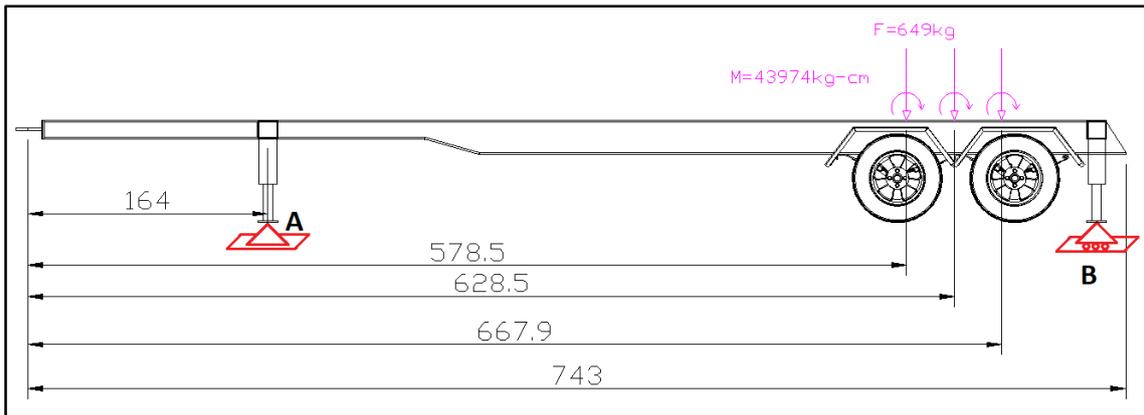
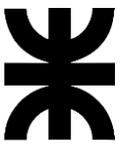


Figura 103: Esquema de cargas en larguero.

$$\sum M_B = -R_A \times (743\text{cm} - 164\text{cm}) + 649\text{kg} \times (743\text{cm} - 578.5\text{cm}) + 649\text{kg} \times (743 - 628.5) + 649\text{kg} \times (743 - 667.9) - 43974\text{kgcm} \times 3 = 0$$

$$R_A = 169\text{kg}$$

$$\sum F = R_b + 649\text{kg} \times 3 = 0$$

$$R_b = 1778\text{kg}$$

Verificando con WINBEAM:

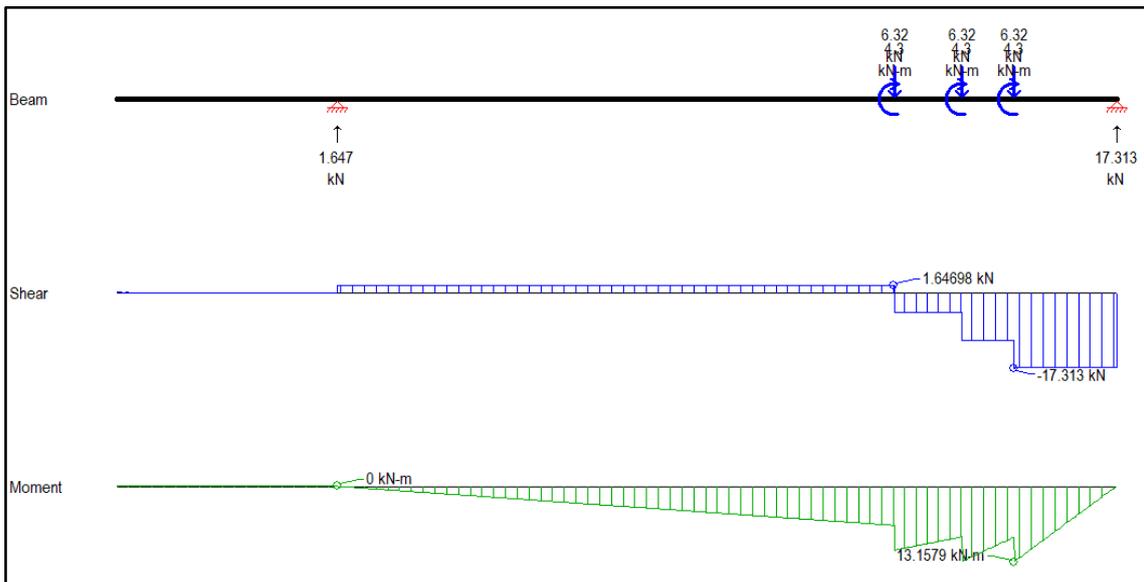
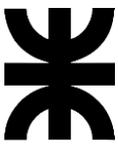


Figura 104: Diagrama de corte y momento flector en larguero de chasis con grúa desplegada vertical.

El valor del momento flector máximo para el tercer y último caso es de:

$$M_{f_{max}} = 13.157\text{kNm} = 134255.10\text{kgcm}$$

$$Q_{max} = 17.31\text{kN} = 1766\text{kg}$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Resumiendo, los valores de reacciones y esfuerzos en cada caso:

		Caso 1 "Plegado"	Caso 2 "Desplegado horizontal"	Caso 3 "Desplegado vertical"
Travesaño	Corte Q	508,1 Kg	648,77 Kg	648,77 Kg
	Mom. Flector	18634 Kg-cm	23796 Kg-cm	23796 Kg-cm
Larguero	Corte Q	730,71 Kg	5270 Kg	1766 Kg
	Mom. Flector	63324 Kg-cm	526990 Kg-cm	134256,10 Kg-cm

Tabla 7: Resumen de reacciones y momentos flectores en chasis según caso.

Con estos valores de reacciones procedemos a dimensionar los perfiles para el chasis.

Para los travesaños:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M_{fmax}}{W}$$

Considerando un valor de coeficiente de seguridad $N=3$ y el perfil será conformado al igual que la pluma con material Strenx MC 700 para disminuir la sección y aprovechar el espacio de altura a los largueros.

$$\frac{7138kg/cm^2}{3} = \frac{23796kgcm}{W_{nec}}$$

$$W_{nec} = \frac{23796kgcm}{\frac{7138kg/cm^2}{3}}$$

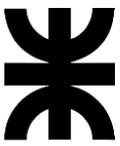
$$W_{nec} = 10cm^3$$



Conformaremos un perfil tipo U de chapa plegada de dimensiones: Altura: 80mm y ancho de ala 45mm con espesor de 6mm, con un $W = 26.5cm^3$ con ello obtenemos un $N=7.95$.

Verificando el corte con este perfil:

$$0.5S_s = \frac{Q_{max}}{A}$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$0.5 \times S_s = \frac{648.77kg}{11cm^2}$$

$$S_s = 117.95Kg/cm^2$$

Vemos que verifica al corte.

Con los valores de reacciones anteriores procedemos al cálculo analítico de los esfuerzos en los largueros del chasis.

Si bien el chasis se encuentra hiperestáticamente vinculado debido al doble eje, para facilidad del cálculo se tomará el sistema de manera isostática como un apoyo simple entre ambos.

Comenzamos calculando las reacciones en el larguero:

$$\sum F_x = RA_x - 191.4kg = 0$$

$$RA_x = 191.4kg$$

$$\sum F_y = RA_y + RB - 995kg \times 3 = 0$$

$$RA_y = 6070.7kg$$

$$\sum M_A = -995kg \times (578.5cm + 628.2cm + 678.4cm) + RB \times 628.2cm - 3 \times 20921kgcm = 0$$

$$RB = \frac{-1938437.5}{628.2} = -3085.7kg$$

Determinando los valores de esfuerzos en las secciones.

Entre A y B $0cm < x < 578cm$

$$M_f = 6070.7kg \times x$$

$$Q = 6070kg$$

$$N = 574kg$$

X=0 $M_f=0$

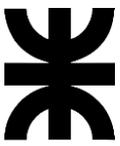
X=578.5cm $M_f=57271kgcm$

Entre B y C $578cm < x < 628cm$

$$M_f = 99kg \times x - 80.3kg \times (x - 578.5cm) - 20745kgcm$$

$$Q = 99kg - 80.3kg = 18.7kg$$

$$N = 574kg - 191.3kg = 382.7kg$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$X=578\text{cm} \quad Mf=36527\text{kgcm}$$

$$X=628\text{cm} \quad Mf=37455\text{kgcm}$$

$$\text{Entre C y D} \quad 628\text{cm} < x < 676\text{cm}$$

$$Mf = 99\text{kg} \times x - 80.3\text{kg} \times (x - 578.5\text{cm}) - 20745\text{kg} \times 2 - (80.3\text{kg} - 142\text{kg}) \times (x - 628.2\text{cm})$$

$$Q = 99\text{kg} - 80.3\text{kg} \times 2 + 142\text{kg} = 80.4\text{kg}$$

$$N = 574\text{kg} - 191.3\text{kg} \times 2 = 164.4\text{kg}$$

$$X=628\text{cm} \quad Mf=-12989\text{kgcm}$$

$$X=676.4\text{cm} \quad Mf=20746\text{kgcm}$$

Con el valor máximo de momento flector procedemos a dimensionar los largueros del chasis, a diferencia del material utilizado anteriormente este será un perfil C conformado de chapa negra F24, el criterio de selección de este material es debido a que para este conjunto del diseño las dimensiones de los perfiles no son una limitante, por lo que se puede optar por agrandar los perfiles incrementando el peso del chasis obteniendo ahorros en el costo del material.

Para una chapa F24

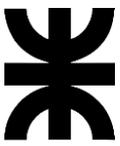
$$S_y = 2447\text{kg/cm}^2$$

$$M_{max} = 1092787\text{kgcm}$$

Y para un N=3

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M_{max}}{W_{nec}}$$
$$W_{nec} = \frac{57271\text{kgcm}}{\frac{2447\text{kg/cm}^2}{3}} = 70.21\text{cm}^3$$

El perfil será un U de 300mm de altura x 100mm de ala con un W de 275cm^3 conformado en chapa de $\frac{1}{4}$ "', el sobredimensionamiento del mismo se debe a cuestiones de diseño y plegado.



6.4 CÁLCULO DEL EJE DEL CHASIS

Con los valores de reacciones calculados en la primera hipótesis de carga (grúa plegada y chasis apoyado sobre las ruedas) se procede a calcular los esfuerzos en el eje, para luego seleccionar un sistema de eje, punta de eje y frenos con los valores de reacciones calculados, por último, se seleccionará la cubierta desde el catálogo Firestone.



Figura 105: Diseño eje de chasis.

Con los valores de reacciones calculados anteriormente, se incrementará 1000kg debido al peso propio del chasis, con este valor incrementado se calculará el perfil para el eje.

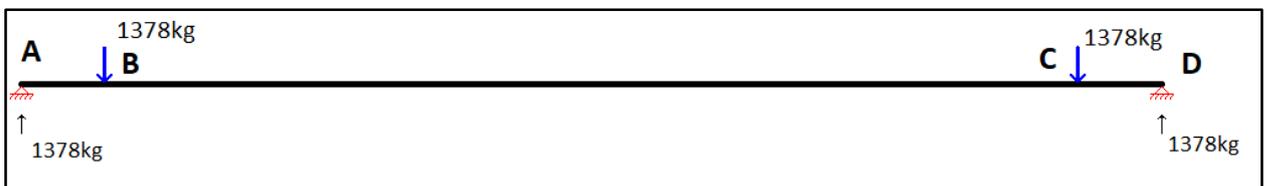


Figura 106: Cargas sobre eje del chasis.

$$\sum M_A = 1378kg \times 18cm + 1378kg \times 229cm - R_D \times 247cm$$

$$R_D = 1378kg$$

$$\sum F_Y = 1378kg + 1378kg - 1378kg - R_A$$

$$R_A = 1378kg$$

Calculando esfuerzos en las secciones:

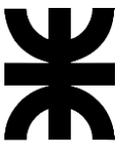
Desde A a B $0cm < x < 18cm$

$$M = 1378kg \times x$$

$$Q = -1378kg$$

$$x = 0 \therefore M = 0$$

$$x = 18cm \therefore M = 24804kgcm$$



Desde B a C $18\text{cm} < x < 229\text{cm}$

$$M = 1378\text{kg} \times x - 1378\text{kg} \times (x - 180\text{cm})$$

$$Q = -1378\text{kg} + 1378 = 0$$

$$x = 18\text{cm} \therefore M = 24804\text{kgcm}$$

$$x = 229\text{cm} \therefore M = 24804\text{kgcm}$$

Desde C a D $229\text{cm} < x < 247\text{cm}$

$$M = 1378\text{kg} \times x - 1378\text{kg} \times (x - 180\text{cm}) - 1378 \times (x - 229\text{cm})$$

$$Q = -1378\text{kg} + 1378 - 1378\text{cm} = 0$$

$$x = 229\text{cm} \therefore M = 24804\text{kgcm}$$

$$x = 247\text{cm} \therefore M = 0\text{kgcm}$$

Verificando con DSN WINBEAM

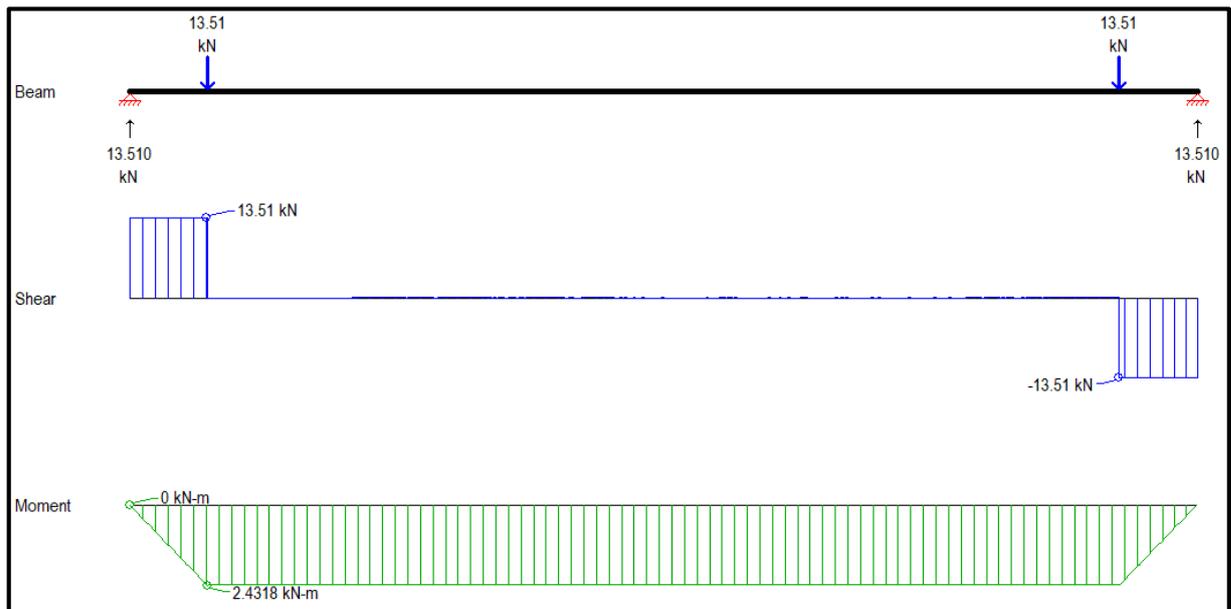


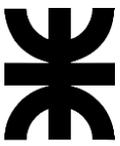
Figura 107: Diagrama de corte y momento flector en eje de chasis.

Con el valor de momento flector máximo calculamos la viga necesaria la cual será soporte para las puntas de eje, a su vez con el valor de cargas de reacción y corte seleccionaremos cubiertas y puntas de eje necesarias para el chasis.

$$M=24804\text{kgcm}$$

Incrementando este valor en un 25% para asegurarnos que soporte el esfuerzo bajo acciones dinámicas y con un coeficiente de seguridad $N=3$.

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M}{W}$$



$$W_{nec} = \frac{24804 \text{ kgcm}}{\frac{2447 \text{ kg/cm}^2}{3}} = 30.5 \text{ cm}^3$$

Seleccionando un caño cuadrado de un catálogo de perfiles

Se utilizará un caño cuadrado de dimensiones 80mmx80mm y con espesor de 4.76mm, con esto resulta un W de 31.67 cm^3 .

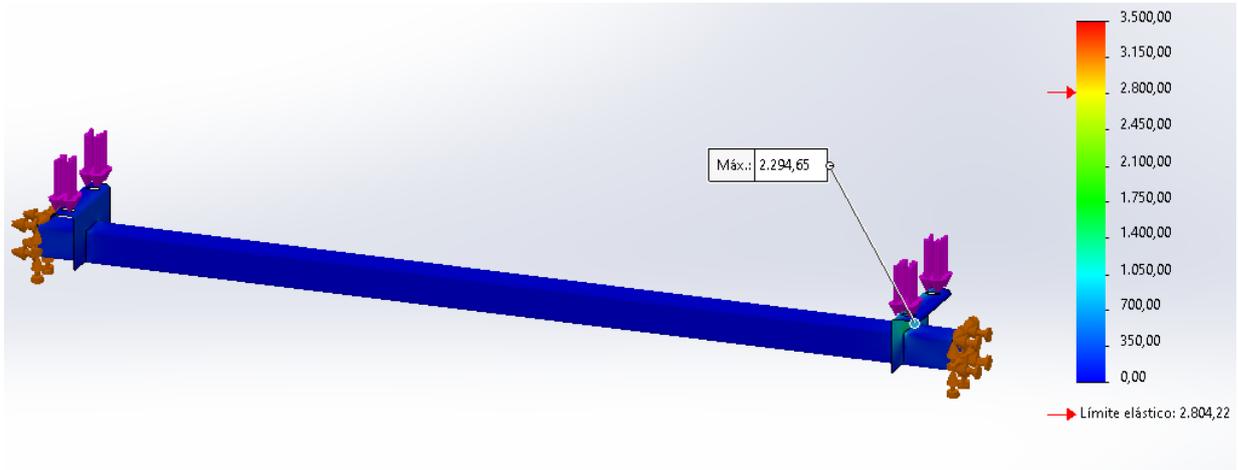


Figura 108: Simulación de perfil de eje de chasis.

Vemos que el perfil calculado también verifica la resistencia. Cabe destacar que existe una concentración de tensiones debido a la curvatura del mismo en la unión con la chapa de vínculo al chasis, mientras que en el centro las tensiones son un 50% menor que el límite elástico del material.

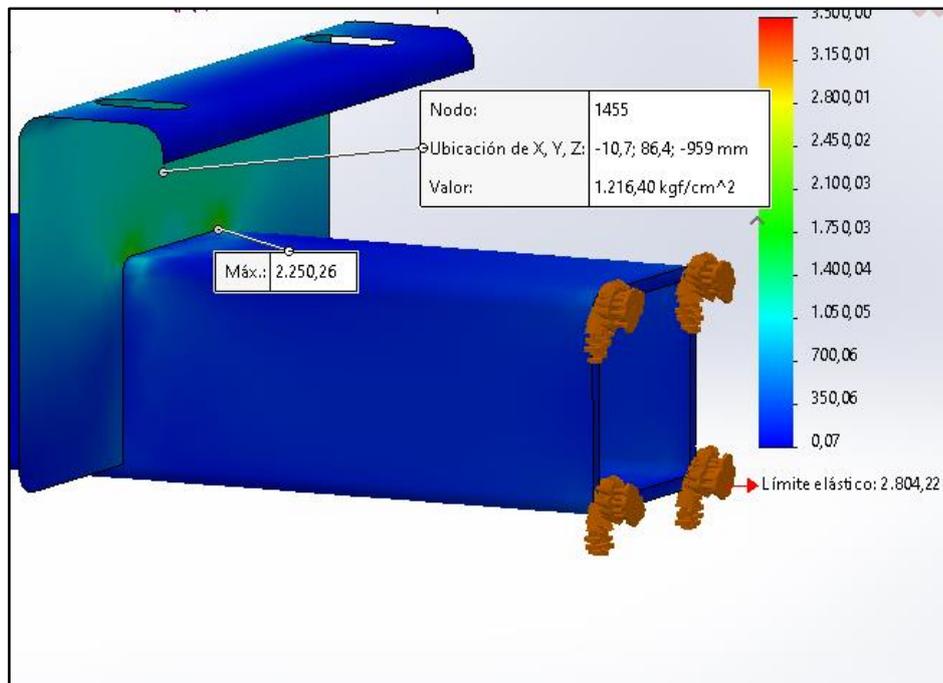


Figura 109: Distribución de tensiones sobre chapa soporte de eje.

Ahora con el valor de la reacción seleccionamos la punta de eje del catálogo.

Maza 30211/13.

3000 Kgs. por eje.

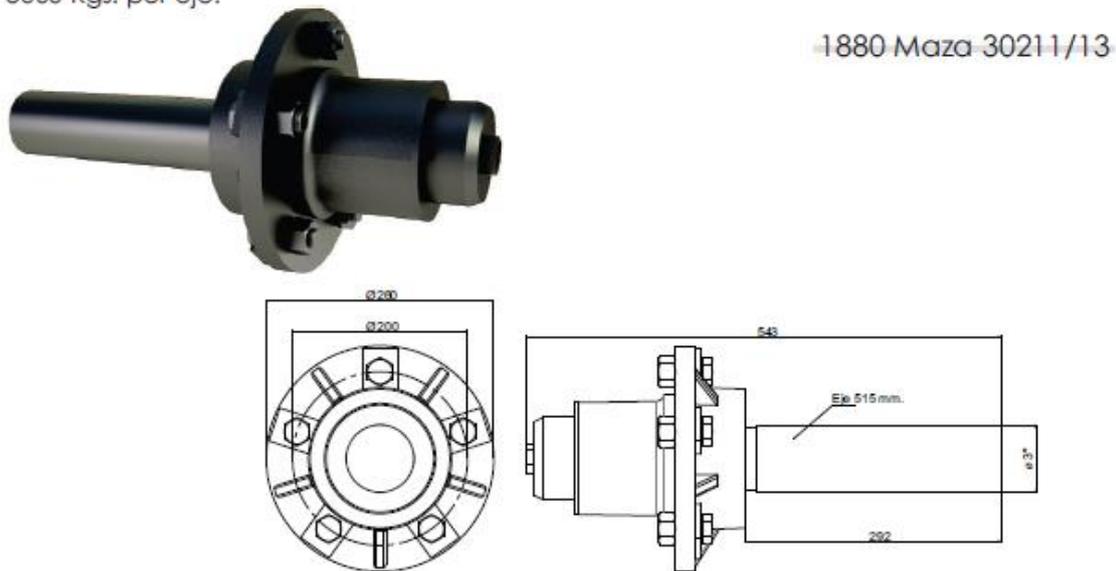


Figura 110: Masa seleccionada de catálogo.

La disposición será la siguiente, dos placas que soportarán las puntas de eje serán vinculadas en los extremos del caño y el mismo abulonado al chasis del equipo.

6.5 SISTEMA DE FRENOS

En el artículo N° 29 la ley 24449 menciona las condiciones de seguridad que deben cumplir los vehículos.

El inciso a), apartado 1, se incluye el sistema de frenos y expresa que éste debe ser permanente, seguro, y eficaz.

Seguidamente se tratan algunos conceptos que tiene importancia relevante en los equipos de transporte de carga.

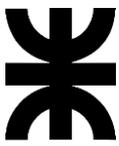
Como "Sistema de frenos" se entiende el conjunto de partes del equipo cuya función es reducir progresivamente la velocidad de un vehículo en movimiento, detenerlo, o mantenerlo detenido en caso de que se encontrara así.

El sistema consiste en *el comando, la transmisión y el freno propiamente dicho.*

"Comando" significa la parte accionada directamente por el conductor, dando a la transmisión la energía requerida para frenar o controlar la misma. Esta energía puede ser la energía muscular del conductor en el caso de un sistema de frenos mecánico, o la energía de otra fuente controlada por el conductor como los frenos eléctricos o hidráulicos.

"Transmisión" significa la combinación de componentes vinculados, que se encuentran entre el comando y el freno funcional. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, neumática, eléctrica o combinada. Cuando la potencia de frenado proviene, o es asistida por una fuente de energía independiente del conductor, pero controlada por él, la reserva de energía del sistema forma parte de la transmisión.

"Freno" significa la parte en la cual se desarrollan las fuerzas opuestas al movimiento del vehículo. Puede ser un freno por fricción (cuando las fuerzas se generan por fricción entre dos piezas del vehículo acercándose relativamente una a la otra); un freno eléctrico (cuando las fuerzas se generan por acción electromagnética entre dos partes del vehículo acercándose una a la otra) pero sin entrar en contacto; un freno por fluido (cuando las fuerzas se generan



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

por la acción de un fluido entre dos partes del vehículo acercándose una a la otra), o un freno motor (cuando las fuerzas se generan por un incremento artificial del frenado, transmitiendo a las ruedas, por el motor).

El sistema de frenado debe hacer posible el control del movimiento del vehículo y detenerlo en forma segura, rápida y efectiva, cualquiera sea la velocidad y carga, ya sea en pendiente ascendente o descendente. Además, debe ser posible graduar esta acción. El conductor debe lograr esta acción de frenado desde su asiento y sin levantar sus brazos del volante.

Dado que las características que debe poseer el equipo de freno dependen de la clase a la cual pertenezca el vehículo.

Categoría O1	Remolques con una masa máxima que no supere las 0,75 toneladas.
Categoría O2	Remolques cuya masa máxima sea superior a 0,75 toneladas y no supere las 3,5 toneladas.
Categoría O3	Remolques cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas y no supere las 10 toneladas.
Categoría O4	Remolques cuya masa máxima sea superior a 10 toneladas.

Tabla 8: Categorización del tráiler según peso.

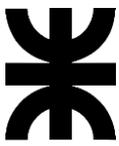
Algunos puntos importantes se indican a continuación:

Los acoplados de la Categoría O3 u O4 deben estar equipados con un sistema de freno de servicio del tipo continuo o semi-continuo, esto significa que el frenado debe darse a través de una instalación que tiene las siguientes características:

- Un comando único que el conductor acciona progresivamente desde su asiento con un único movimiento.
- La instalación de frenos debe asegurar un frenado simultáneo o en fases adecuadas de cada uno de los vehículos de la combinación tractor, tráiler.
- El sistema de freno de servicio debe actuar sobre todas las ruedas del acoplado.
- El sistema de freno de servicio debe actuar apropiadamente distribuido en los ejes.
- La acción de cada sistema de freno debe ser distribuida entre las ruedas de un mismo eje, simétricamente en relación al plano medio longitudinal del vehículo.
- Las superficies de freno requeridas para obtener el grado de efectividad indicado, deben estar en constante contacto con las ruedas ya sea en forma rígida o por componentes no sujetos a fallas.
- Los sistemas de freno deben ser tales que el acoplado se detenga automáticamente si el acople se rompe mientras el acoplado se encuentra en movimiento. Sin embargo, este requisito no se aplica a acoplados con un solo eje que no sean "semi-acoplados", que posean un peso máximo no superior a 0.75 toneladas, con la condición que los acoplados estén equipados además del mecanismo de acople, con un acople secundario (cadena, saga de acero, etc.) capaz de prevenir, en el caso de rotura del acople principal, que la barra de arrastre toque el suelo y no modifique la dirección del acoplado.

En los casos de acoplados de la Categoría O3 y O4 el sistema de freno de servicio debe ser diseñado de manera tal que:

- En el caso de falla en alguna parte de su transmisión, siempre que ésta no sea en los conductos de freno, se frene un número adecuado de ruedas accionando el comando del freno de servicio. Estas ruedas deben ser seleccionadas de manera tal que la prestación residual del freno de servicio satisfaga las prescripciones de la Sección 3 del Anexo A.
- En el caso de falla en su transmisión, la alimentación a la parte no afectada por la falta será provista por la fuente de energía. Esta condición deberá ser cumplida por



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

medio de sistemas que puedan ser fácilmente accionados cuando el vehículo se encuentra parado o por medios automáticos.

- Los requisitos de los puntos -a y -b tienen que cumplirse sin el uso de un mecanismo automático en el que su ineficacia pueda pasar inadvertida.

Además, los vehículos junto con los sistemas de frenos deben ser sometidos a diferentes clases de ensayos y pruebas, como por ejemplo distancia de frenado según la velocidad y la pendiente, tiempo de frenado, etc., de acuerdo a la categoría (O3 en este caso) que se pueden consultar en profundidad en el anexo A de la Ley 24.449.

La selección se hará mediante el catálogo frenos comerciales AL-KO AAA PREMIUM BRAKE los cuales son óptimos para aplicaciones de transporte de maquinaria de izaje.

AL-KO AAA PREMIUM BRAKE

El freno de alto rendimiento

EL FRENO PREMIUM QUE SE REAJUSTA SOLO

- ! Para los frenos de rueda AL-KO y, por ende, para la mayor parte de los remolques aptos para los ejes AL-KO
- ! Los más que probados frenos de rueda, con unos valores muy por encima de la media, se complementan con una función de reajuste automática
- ! Al desplazarse marcha atrás el reajuste se desactiva para evitar que el freno se bloquee
- ! Sencilla conversión a la tecnología más reciente gracias al sistema premontado (sistema roscado de AL-KO)



The diagram shows a detailed view of the AL-KO AAA Premium Brake assembly, including the brake drum, caliper, and axle. To the right of the assembly are eight circular icons representing different vehicle applications: a truck, a horse-drawn carriage, a boat, a train, a bus, a trailer, a car, and a motorhome.

Figura 111: Frenos eléctricos ALKO

Los frenos comerciales se seleccionan según el peso por eje, en este caso se seleccionarán frenos Premium brake con capacidad de 2500Kg.

FRENO DE RUEDA 3081A

2.500 kg

TÉCNICA

Todos los frenos de rueda AL-KO están homologados según la Directiva ECE y son compatibles con los dispositivos de inercia AL-KO adecuados (véase cálculo de compatibilidad).
Montar los frenos de rueda en el sentido de giro correcto.

ALCANCE DE SUMINISTRO

I (Véase el programa)
I Los pernos de rueda y las tuercas de rueda se incluyen en la composición de entrega.

TRATAMIENTO DE LA SUPERFICIE

I Pintado en negro

ATAQUES POSIBLES

I a petición

Observar las instrucciones de montaje.

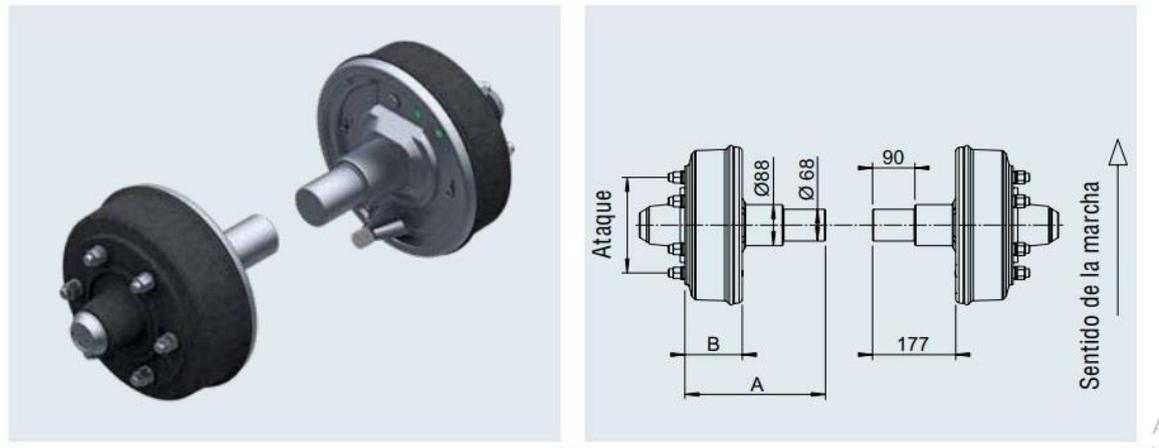


Figura 112: Características de los frenos AL-KO

Con respecto a las cubiertas se seleccionan desde el catálogo FIRESTONE, el cual según el índice de carga corresponde a un valor de carga máxima admisible en la misma.

Índice de carga	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
Peso de kg	437	450	462	475	487	500	515	530	545	560	580	600	615	630	650	670	690	710	730	750	775	800
Índice de carga	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	
Peso de kg	825	850	875	900	925	950	975	1000	1030	1060	1090	1120	1150	1180	1215	1250	1285	1320	1360	1400	1450	

Tabla 9: índice de carga según carga de reacción en la rueda.

Para este caso se utilizará una cubierta de índice de carga 100, la cual soporta 800kg, teniendo en cuenta que serán dos ruedas por lado, por lo que tomaremos como que la carga por rueda será la mitad de la carga total.

Según este índice de carga la cubierta seleccionada será: 205/75/R16



Figura 113: Características de las cubiertas seleccionadas.

6.6 DIMENSIONAMIENTO DE LAS PATAS DE APOYO Y CILINDROS NECESARIOS.

Por último, se dimensionarán las patas de apoyo y cilindros que elevan el conjunto, según lo calculado anteriormente en el análisis de estabilidad es necesario que las patas de apoyo se extiendan algunos centímetros del chasis, en este capítulo dimensionaremos tanto las vigas de apoyo como las patas y los cilindros necesarios.

Comenzamos calculando el peso del chasis + la pluma y el momento generado por la misma, ya que esta carga será la necesaria que las patas levanten y resistan.

El peso del chasis es de 1000kg mientras que la acción de la pluma desplegada es de 3886kg calcularemos los valores de reacciones en las patas de apoyo para dimensionar los cilindros que lo soportarán y el perfil de las vigas de soporte.

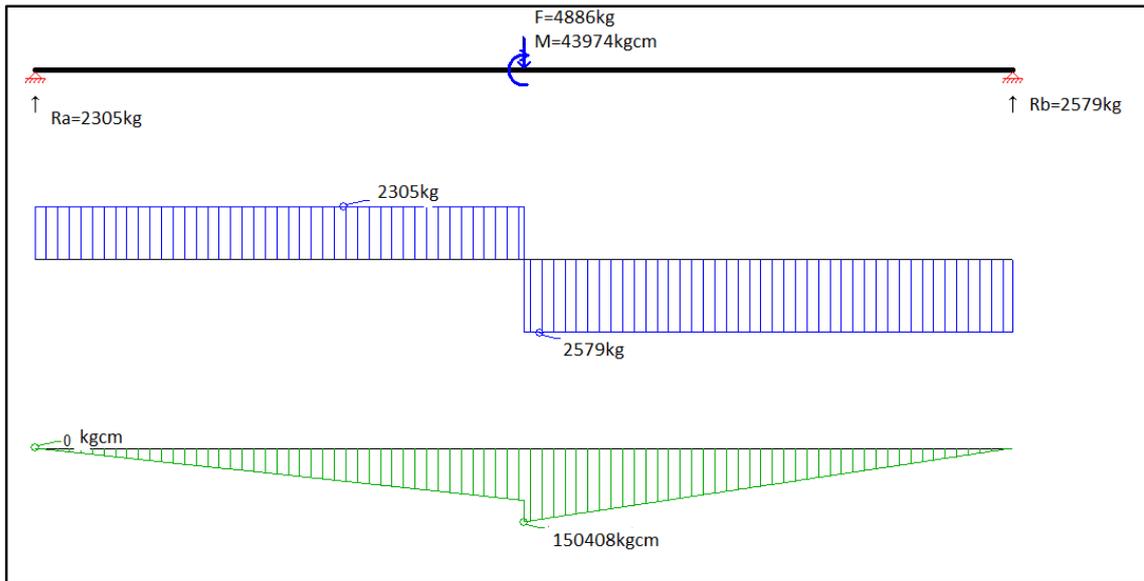


Figura 114: Verificación mediante WINBEAM de reacciones en patas de soporte.

Con estos valores de reacción podemos dimensionar los cilindros hidráulicos que irán en la punta de las vigas y levantan el equipo, se tomará el valor de la carga máxima que corresponden a las patas traseras, 2579kg, incrementándola en un 25%

$$F = 2579 \times 1.25 = 3224kg$$

Teniendo en cuenta que el cilindro solo hace fuerza al bajar, es decir para levantar el chasis, el retorno del mismo será con resorte, por lo que se dimensionará el embolo y vástago a compresión.

$$A = \frac{F}{P} = \frac{3224kg}{200 kg/cm^2} = 16.12cm^2$$

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = 16.12cm^2$$

Despejando d.

$$d = 4.53cm$$

Ahora calculando el vástago del cilindro según el criterio de Euler, teniendo en cuenta que el mismo será del mismo material que los dimensionados anteriormente para la pluma.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times l)^2}$$

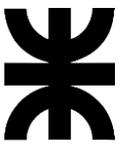
$$3224 kg = \frac{\pi^2 \times 2100000 \times I}{(0.7 \times 68cm)^2}$$

$$I = 0.50cm^4$$

Teniendo en cuenta que para una sección circular sin agujero:

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} = 0.50cm^4$$

$$r_{min} = 0.90cm$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$d_{min} = 1.8cm$$

Verificando también a compresión:

Para el acero F114 acero al carbono de alta resistencia mecánica.

$$S_y = 8000kg/cm^2$$

$$A = \frac{F}{P} = \frac{3224kg}{8000kg/cm^2} = 0.40cm^2$$

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = 0.40cm^2$$

Despejando d:

$$d = 0.72cm$$

Tomaremos el diámetro calculado con Euler por cuestiones de seguridad.

Por lo tanto el embolo será de 50mm mientras que el vástago será de 18mm.

Con respecto a la viga de apoyo se calculará como una viga empotrada y con la carga anterior en la punta. A su vez para el dimensionamiento de las vigas se tomará las mismas como si estuvieran empotradas y con el valor de carga igual a la reacción incrementada

$$M = 3224kg \times 50cm = 161200kgcm$$

$$\sum F_Y = 3224kg - R_b = 0$$

$$R_b = 3224kg$$

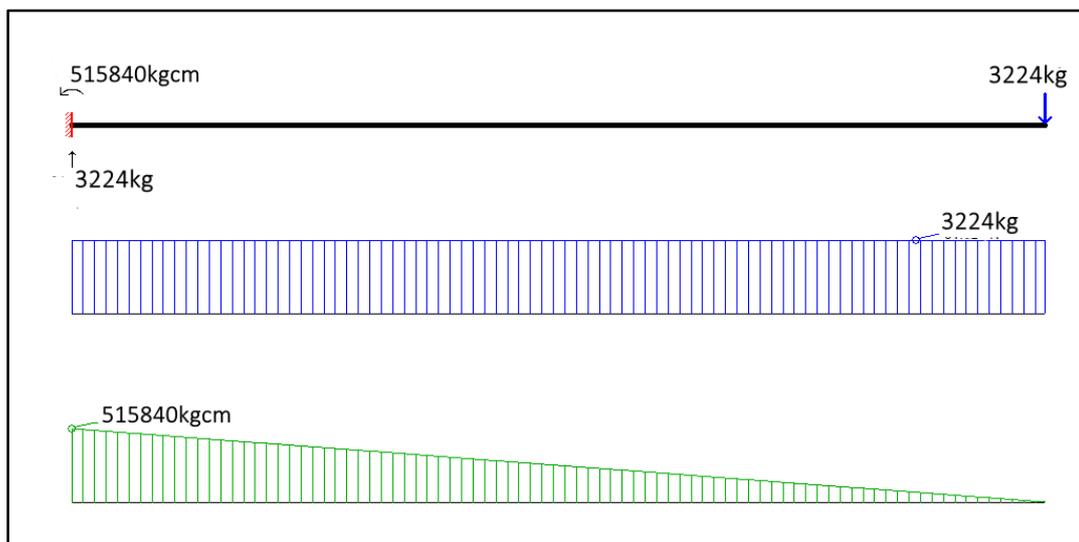
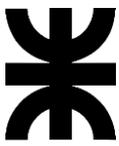


Figura 115: Diagrama de corte y momento flector en el sistema telescópico de la viga de soporte del sistema de estabilidad.

Dimensionando con los valores calculados:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M}{W}$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

$$\frac{7138}{3} = \frac{161200}{W_{nec}}$$

$$W_{nec} = 67.75 \text{ cm}^3$$

Se utilizará un perfil conformado, rectangular, de altura 150mm y ancho 80, con espesor de 4.75mm.

El W para este perfil es de: 99.1 cm^3 por lo que la tensión de trabajo será de: 4879 kg/cm^2 .

6.7 CATEGORIZACION DEL TRAILER

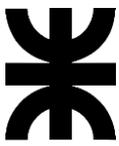
La agencia nacional de seguridad vial, es el organismo nacional competente facultado para modificar y disponer las normas en relación a los modelos de vehículos de uso particular. Asimismo, también es el organismo nacional competente facultado para modificar y disponer las normas en relación a los modelos de vehículos destinados a transporte de pasajeros y de carga.

La Ley N°24.449 y lo determinado en el ANEXO R establece las definiciones, denominaciones, clasificaciones y modelos de vehículos.

Cuando hablamos de categorización, la ley de transporte divide según categorías y subcategorías a los vehículos remolques y semirremolques

- ❖ Categoría N: vehículo automotor con al menos CUATRO (4) ruedas y utilizados para el transporte de carga.
 - Categoría N1: vehículo automotor que tenga, por lo menos, CUATRO (4) ruedas, y que sea utilizado para transporte de carga con un peso máximo que no exceda los TRES MIL QUINIENTOS KILOGRAMOS (3.500 kg).
 - Categoría N2: vehículos utilizados para transporte de carga con un peso máximo superior a los TRES MIL QUINIENTOS KILOGRAMOS (3.500 kg), pero inferior o igual a los DOCE MIL KILOGRAMOS (12.000 kg).
 - Categoría N3: vehículo para transporte de carga con un peso máximo superior a los DOCE MIL KILOGRAMOS (12.000 kg).
- ❖ Categoría O: remolques, incluidos semirremolques.
 - O1: remolques cuyo peso máximo es menor o igual a SETECIENTOS CINCUENTA KILOGRAMOS (750 kg).
 - O2: remolques cuyo peso máximo es mayor a SETECIENTOS CINCUENTA KILOGRAMOS (750 kg), pero menor o igual a TRES MIL QUINIENTOS KILOGRAMOS (3.500 kg).
 - O3: remolques cuyo peso máximo es mayor a TRES MIL QUINIENTOS KILOGRAMOS (3.500 kg) pero menor o igual a DIEZ MIL KILOGRAMOS (10.000 kg).
 - O4: remolques cuyo peso máximo es mayor a DIEZ MIL KILOGRAMOS (10.000 kg).

Para poder categorizar mi equipo se determinó el POM (Peso en orden de marcha, sumando los componentes de pluma y chasis)



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

El POM del tráiler diseñado es de: 5700Kg, por lo que quedaría categorizado en dentro de los vehículos O3, entre 3500Kg y 10000Kg

Vehículos de motor con al menos cuatro ruedas diseñados y fabricados para el transporte de pasajeros.		
M ₁		Vehículos de ocho plazas como máximo (excluida la del conductor) diseñados y fabricados para el transporte de pasajeros.
M ₂		Vehículos con más de ocho plazas (excluida la del conductor) cuya masa máxima no supere las 5 toneladas, diseñados y fabricados para el transporte de pasajeros.
M ₃		Vehículos con más de ocho plazas (excluida la del conductor) cuya masa máxima supere las 5 toneladas, diseñados y fabricados para el transporte de pasajeros.
M	<p>Especial</p> 	Vehículo destinado a desempeñar una función que requiera disposiciones especiales de la carrocería o del equipo. Esta categoría incluirá los vehículos accesibles en silla de ruedas, autocaravana, blindado, grúa móvil y otros.
N Vehículos de motor con al menos cuatro ruedas diseñados y fabricados para el transporte de mercancías.		
N ₁		Vehículos cuya masa máxima no supere las 3,5 toneladas diseñados y fabricados para el transporte de mercancías.
N ₂		Vehículos cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas e inferior a 12 toneladas diseñados y fabricados para el transporte de mercancías.
N ₃		Vehículos cuya masa máxima supere las 12 toneladas diseñados y fabricados para el transporte de mercancías.
O Remolques (incluidos semi-remolques).		
O ₁		Remolques con una masa máxima que no supere las 0,75 toneladas.
O ₂		Remolques cuya masa máxima sea superior a 0,75 toneladas e inferior a 3,5 toneladas.
O ₃		Remolques cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas e inferior a 10 toneladas.
O ₄		Remolques cuya masa máxima supere las 10 toneladas.

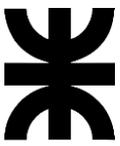
Figura 116: Categorización de vehículos.

6.8 SISTEMA DE ILUMINACION Y SEÑALIZACION

Ambos sistemas se encargan de hacer visible el vehículo, tanto para el conductor en el momento de conducción como para los demás conductores lo identifiquen en marcha o parado, siendo un elemento de seguridad de alta importancia.

Todo lo referido al sistema de luces del semirremolque se realiza en función a lo establecido en el Anexo I, del Decreto 779/93 de la Ley Nacional de Transito 24.449. La misma establece que se deben instalar los siguientes indicadores:

- Luz de Posición: sirve para indicar la dimensión y el sentido de marcha desde los puntos de observación. Se utiliza de color rojo.
- Luz de Freno: cuando se accionan los frenos estos se encienden, su función es indicar que el transporte reduce su velocidad. Se utilizan de color rojo.
- Luz de Giro: con el fin de avisar que se realizara una acción de giro a otros conductores, una para cada dirección, y se utilizan de color ámbar. También operan en conjunto para indicar algún peligro o maniobra previa, denominada balizas.
- Luz de Retroceso: advierte el sentido de marcha del vehículo en reversa desde los puntos de observación. Se utilizan de color cristal.
- Luces Antiniebla: son de mayor intensidad con el fin de ser visible ante caso de niebla, neblina, polvo suelto, tormenta o nevada.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Debido a esto y las dimensiones que posee el equipo, se tendrá en la zona trasera dos luces de giro de color ámbar a en los extremos, dos luces color cristal para indicar la marcha en reversa, y cuatro luces rojas, de las cuales dos de ellas son luces de posición y freno; y los dos restantes ubicadas en medio son solo de posición/antiniebla en el caso de que fuera necesario incrementando el brillo.

A los costados y extremos del chasis se tienen luces de posición color ámbar y cintas reflectivas con el fin de delimitar el ancho del tráiler y que sea advertida a distancia la unidad. Estas son de color blanco metalizado que brillan a la distancia al ser alcanzadas por alguna fuente luminosa; estas cintas se ubican a media altura de las vigas tienen un ancho de 50mm, y se encuentran homologadas para su implementación según la IRAM 3952/5.

En la zona trasera a la altura del paragolpes se colocan cintas que se caracterizan por tener líneas inclinadas a 45 grados, de color rojo y blanco intercaladas. El ancho de la misma es de 75mm y a una altura óptima para una fácil y rápida visualización, con un largo igual al del paragolpes. También en el frontal del semirremolque se colocan cintas con estas mismas características para poder identificar la unidad en el momento que se encuentre sin acoplarse a la unidad tractora, todo de igual manera homologadas como lo descrito anteriormente.

Por otra parte, la instalación eléctrica se encuentra sellada y está formada por cables aislados con goma TPR, además los faros homologados poseen porta focos que deberán estar sobre tacos de goma anti vibratorios prolongando así su vida útil.

En la imagen que se encuentra a continuación se representa el diagrama de conexión del circuito eléctrico, correspondiente al sistema de iluminación. El conector utilizado es de 13 puntos, ya que utiliza seis para el sistema de iluminación, y los restantes son utilizados por el sistema de frenos eléctricos. El conector utilizado en el circuito cumplirá con la norma ISO 11446 que especifica las condiciones necesarias para este tipo de conector.



Figura 117: Conector de trece puntos iluminación y frenos.

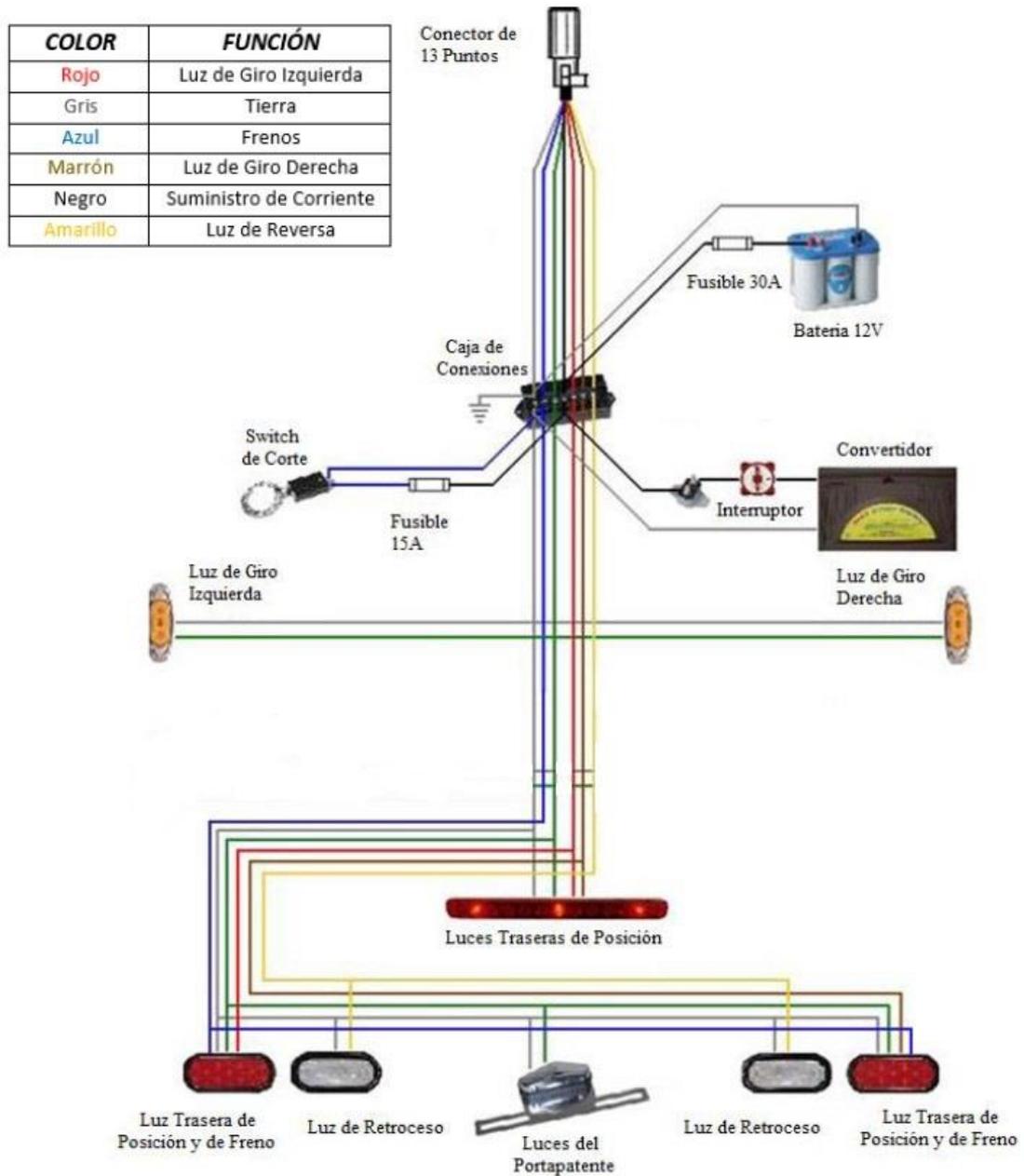
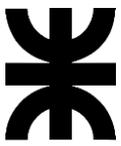


Figura 118: Esquema eléctrico de sistema de iluminación.

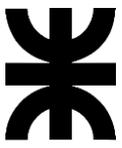
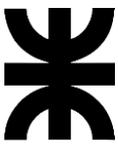


Figura 119:Detalle de luces laterales de chasis.



Figura 120: Detalle de luces traseras.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

6.9 ENGANCHE Y CADENAS DE SEGURIDAD HOMOLOGADOS

Un enganche de tráiler homologado, es un dispositivo diseñado y fabricado para acoplarse a la parte trasera de un vehículo, como un automóvil o camioneta, y permitir la conexión segura de un remolque.

La homologación se refiere a que el enganche ha sido aprobado y cumple con los estándares de seguridad y regulaciones establecidos por las autoridades pertinentes, como los organismos de tráfico y transporte de cada país. Estos estándares pueden variar según la región, pero generalmente incluyen especificaciones técnicas y pruebas que garantizan que el enganche sea seguro y adecuado para su uso.

El propósito principal de un enganche de tráiler homologado es permitir que el vehículo remolque de forma segura. Esto es útil para diversas actividades, como el transporte de mercancías, mudanzas, llevar equipos deportivos o remolcar vehículos más pequeños, como una motocicleta o un bote pequeño. Esto garantiza que el vehículo pueda soportar el peso y las fuerzas asociadas con el remolque de manera segura. Un enganche no homologado o mal instalado puede provocar inestabilidad del vehículo, reducir la capacidad de frenado y aumentar el riesgo de accidentes.

Antes de instalar cualquier enganche de remolque, se debe verificar que sea compatible con el modelo y año del vehículo y cumplir con las regulaciones locales. Además, es esencial seguir las instrucciones del fabricante para la instalación adecuada y mantener el enganche en buen estado mediante inspecciones periódicas.

Se calculará el peso de los elementos preponderantes sobre el tráiler más un incremento de seguridad debido a pesos de elementos cuyo peso es desconocido o no puede estimarse.

Los elementos serán:

Para el conjunto de la pluma:

- Barras: 973kg
- Canasta: 22kg
- Contrapeso: 2500kg
- Base de giro: 95kg
- Pernos (de cilindros y articulaciones de barras): 48,3kg

Con respecto al tráiler:

- Largueros: 353kg (176,2kg cada uno)
- Lanza: 80kg
- Transversales de refuerzo: 263,2kg
- Ejes: 148kg

Peso total: 4482,5kg

Incrementando este valor en un 25% debido al peso de cilindros, mangueras, motoreductor y componentes cuyo peso no se encontró especificado en catálogos. Esto nos da un peso de 5600kg para el tráiler, aproximadamente 1120kg más que lo calculado, esto permite calcular de una forma conservadora y con este dato nos permite seleccionar un enganche que sea acorde a este valor de carga sobre el tráiler.

Para este caso particular seleccionaré un enganche comercial homologado de la marca BRACCO modelo Hypertracc, este tipo de enganche es utilizado para carga pesada en tráiler de gran porte, utilizado para el transporte de maquinarias rurales, lo que implica fijaciones en varios puntos del vehículo y mayor seguridad para el transporte.



Figura 121: Detalle de enganche Hypertracc BRACCO.

Según el catalogo del fabricante, este enganche permite un peso de tráiler de 8000kg, un 30% por encima del valor que se calculó anteriormente.

Además, admite una carga sobre perno/bocha de 350kg y como calculamos en el apartado 6.1 la carga vertical sobre el enganche es de 194kg, un 45% inferior a lo admisible por el fabricante, por lo tanto, verifican a los valores del caso.

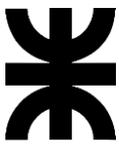
Más allá de la resistencia del enganche es necesario verificar la fuerza de arrastre de rodadura, para determinar si el peso del equipo va a poder ser arrastrado por un vehículo tractor convencional.

La fuerza de rodadura describe la resistencia que experimenta un objeto al moverse sobre una superficie. Específicamente, se refiere a la fuerza que se opone al movimiento de un cuerpo cuando éste rueda sobre una superficie sólida.

Cuando un objeto rueda sobre una superficie, existen varios factores que contribuyen a la fuerza de rodadura. El primero de ellos es la deformación de los materiales en este caso cuando el neumático entra en contacto con el suelo se deforma ligeramente debido a la presión ejercida por el peso del equipo. Esta deformación genera una fuerza que se opone al movimiento y contribuye a la resistencia a la rodadura.

Además, la textura y rugosidad de la superficie también influyen en la fuerza de rodadura. Una superficie áspera y rugosa aumentará la fricción lo que requerirá más energía para superar esa resistencia y mantener el movimiento.

Otro factor es la interacción entre los materiales del objeto y la superficie. Algunos materiales ofrecen menos resistencia al movimiento que otros, lo que puede resultar en una reducción o aumento de la fuerza de rodadura.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Ésta fuerza es una consideración importante ya que podremos estimar el tipo de vehículo que será necesario para que logre arrastrar el equipo.

La fuerza de rodadura se puede calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$\text{Fuerza de rodadura} = \text{Coeficiente de resistencia a la rodadura} \times \text{Peso del objeto}$$

Donde:

- Coeficiente de resistencia a la rodadura: Es un valor adimensional que depende de lo mencionado anteriormente. Este coeficiente representa la cantidad de resistencia que ofrece la superficie al movimiento del objeto. Puede variar según el tipo de superficie y el material del objeto. Para diferentes casos, este valor se puede obtener a partir de tablas o ensayos experimentales.
- Peso del objeto=Peso total del chasis.

Algunos valores comunes de coeficiente de resistencia a la rodadura

C_{rr}	μ_r	Descripción
0,0002 a 0,001 ^{1 2}	0,5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre railes de acero
0,001 a 0,0015	0,1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0,0025 ³		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
0,005		Railes estándar de tranvía
0,0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares ³
0,006 a 0,01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0,010 a 0,015 ⁴		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0,020		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0,030 a 0,035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0,055 a 0,065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0,3 ⁴		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

Tabla 10: Coeficientes de resistencia de rodadura.

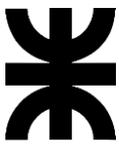
Teniendo en cuenta la utilidad del equipo y los lugares por los que circulará se podría tomar un valor de 0.035, lo que corresponde a neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto.

Con este valor de coeficiente de resistencia a la rodadura:

$$F_{rodadura} = 0.035 \times 5600kg$$

$$F_{rodadura} = 196kg$$

Es un valor de fuerza de rodadura normal teniendo en cuenta que para una camioneta para la cual se proyectó el tráiler; por ejemplo, un modelo FORD RANGER tiene una capacidad de remolque de 3500kg, el valor de fuerza de rodadura calculado representa un 5% de su capacidad útil.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Si vamos al caso más desfavorable, neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena representa un valor de $C_{rr} = 0.3$ y una fuerza de rodadura de:

$$F_{rodadura} = 0.3 \times 5600kg$$

$$F_{rodadura} = 1680kg$$

Representa un 48% de su capacidad.

Es necesario aclarar que por normativa legal no se puede operar grúas sobre barro y arena, ya que las superficies no son lo suficientemente firmes para el apoyo de la misma, aun así es necesario realizar esta verificación para asegurar que el vehículo no tendrá problemas si circunstancialmente debe remolcar el equipo por estos caminos.

Con respecto a las cadenas de seguridad:

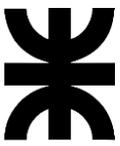
Son un elemento crucial para garantizar la seguridad vial durante el transporte de carga. Estas cadenas proporcionan una medida de respaldo en caso de que se produzca una falla en el sistema de enganche entre el vehículo tractor y el tráiler. Su importancia radica en varios aspectos:

- **Prevención de accidentes:** Si el enganche principal falla o se desconecta por alguna razón, las cadenas de seguridad son la última línea de defensa para evitar que el remolque se desprenda por completo del vehículo tractor. Esto ayuda a prevenir accidentes graves y potencialmente mortales en la carretera.
- **Control del remolque:** En situaciones de emergencia, como frenadas bruscas o maniobras rápidas, las cadenas de seguridad ayudan a mantener el remolque en línea con el vehículo remolcador, evitando oscilaciones peligrosas o el balanceo incontrolado del remolque.
- **Cumplimiento legal:** la ley de seguridad vial exige el uso de cadenas de seguridad en remolques. Cumplir con estas regulaciones es fundamental para evitar multas y sanciones.
- **Protección de terceros:** Mas allá de la seguridad propia del tráiler un remolque mal asegurado puede desprenderse y golpear a otros vehículos o peatones, causando daños materiales y lesiones graves. Las cadenas de seguridad ayudan a evitar que esto ocurra, protegiendo a otras personas en la carretera.

Es importante destacar que las cadenas de seguridad deben utilizarse correctamente para ser efectivas. Deben estar bien sujetas al vehículo tractor y al remolque, evitando que arrastren por el suelo y ajustándose adecuadamente para que no haya demasiada holgura. También es esencial realizar inspecciones regulares para verificar que las cadenas estén en buen estado y que el sistema de enganche principal esté en condiciones óptimas.

Para esto es necesario seleccionar una cadena cuya resistencia esté certificada por el fabricante, según ZELIFTING que ofrece cadenas específicas para remolque proporcionadas de mosquetón de enganche de seguridad, proporciona la información de la tabla siguiente para una cadena de grado 30.

El grado de una cadena se refiere a su nivel de resistencia y capacidad de carga. Las cadenas se clasifican en diferentes grados, y cada grado tiene características específicas en términos de su resistencia y uso recomendado. La clasificación de grado de una cadena generalmente se indica por un número grabado en un eslabón de la cadena.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Los grados más comunes para cadenas son:

- Grado 30: Esta cadena tiene una resistencia básica y se utiliza generalmente para aplicaciones ligeras, como en accesorios, amarres y aplicaciones no industriales.
- Grado 43: Es una cadena de resistencia media y se utiliza para aplicaciones de carga moderada utilizada convencionalmente para el transporte y remolques
- Grado 70: Esta cadena es conocida por su alta resistencia y se usa comúnmente para aplicaciones de amarre y transporte de carga pesada, especialmente en camiones y remolques de gran porte.
- Grado 80: Es una cadena de alta resistencia, utilizada en aplicaciones industriales y de elevación de cargas pesadas.
- Grado 100: Es el más alto grado de cadena, con una resistencia excepcional. Se utiliza en aplicaciones de elevación pesada, amarre y levantamiento de cargas en entornos industriales exigentes.

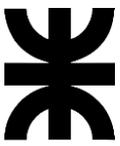
Para seleccionar la cadena adecuada supondremos nuevamente el caso anterior, del vehículo circulando sobre hierba, barro y arena con un valor de $C_{rr} = 0.3$ y una fuerza de rodadura de $1680kg$ aproximadamente $3703lb$.

Seleccionando de la tabla siguiente brindada por el fabricante:

Tamaño Nominal De La Cadena Pulgada.	Tamaño Nominal De La Cadena mm	Diametro del Material Pulgadas	Diametro del Material mm	Límite de Carga de Trabajo lbs	Prueba de Carga lbs	Carga Mínima de Ruptura lbs	Longitud Interior (MÁX.) Pulg.	Longitud Interior (MÁX.) mm	Ancho Interior (MIN.) Pulg.	Ancho Interior (MIN.) mm	Peso Por Pie Libras
1/4	7.0	0.276	7	2,600	3,900	7,800	1.24	31.5	0.38	9.8	0.63
5/16	8.7	0.343	9	3,900	5,850	11,700	1.29	32.8	0.44	11.2	0.93
3/8	10.0	0.406	10	5,400	8,100	16,200	1.38	35	0.55	14	1.41
1/2	13.0	0.531	14	9,200	13,800	27,600	1.79	45.5	0.72	18.2	2.4
5/8	16.0	0.630	16	13,000	19,500	39,000	2.2	56	0.79	20	3.58
3/4	20.0	0.787	20	20,200	30,300	60,600	2.76	70	0.98	25	5.48

Tabla 11: Tamaños de cadenas comerciales.

Un tamaño nominal cuyo valor inmediato superior de carga de trabajo al calculado sería la cadena de $3/8''$, cuyo límite de carga de trabajo es de $5400lb$ aproximadamente $2550kg$, un 26% superior al necesario.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Con respecto a los ganchos se seleccionará según especificaciones del fabricante KINEDYNE un comercial homologado de la siguiente tabla:

ITEM	SIZE	WEIGHT	WLL	DIMENSIONS(mm)			
NO.	in	lbs.	lbs.	A	B	E	L
FH406-14	1/4	0.36	2,600	8.5	25	9.2	78.5
FH406-516	5/16	0.62	3,900	10	30.5	11	93
FH406-38	3/8	1.00	5,400	13	35	12.7	114.5
FH406-716	7/16	1.50	7,200	17	42	14.5	126
FH406-12	1/2	2.22	9,200	19	47	17	114
FH406-58	5/8	4.41	13,000	23	56	20	177
FH406-34	3/4	6.50	20,200	24	66.5	24	207.5

Tabla 12: Tamaños de ganchos comerciales.

El ítem adecuado para los valores de carga es el FH-406-38 que corresponde a las siguientes dimensiones:

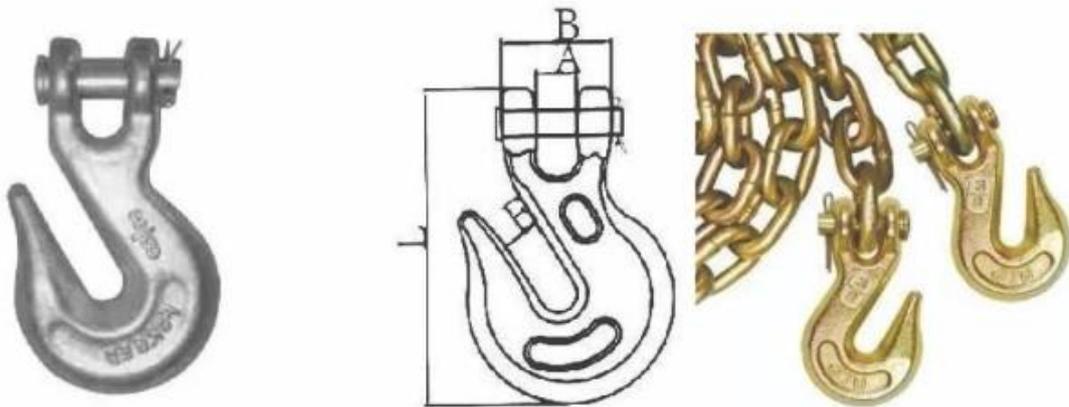
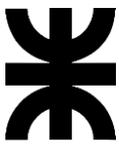


Figura 122: Gancho FH-406-38.

Verificamos que el diámetro del material de la cadena 10mm ingresa en el alojamiento acotado como A 13mm, por lo que este gancho es adecuado para la cadena seleccionada.





6.10 PARAGOLPES TRASERO

El paragolpes trasero es un parte de la estructura del tráiler, la función principal es la de ser un elemento de seguridad para absorber la energía de algún vehículo que pueda colisionar ocasionalmente por detrás al tráiler.

El tráiler al pesar más de 4000Kg debe tener obligatoriamente un paragolpes trasero que cumpla con ciertos requisitos reglamentarios según la ley de seguridad vial.

Es por ello debe diseñarse bajo especificaciones legales, las cuales se encuentran establecidas por medio de normas basadas en ensayos efectuados por las entidades reguladoras, en este caso se diseñará bajo la normativa del Reglamento Técnico Mercosur “Resolución N° 23/02” sobre paragolpes trasero de los vehículos de carga.

Las especificaciones a tener en cuenta según esta resolución serán:

- La altura del borde inferior del paragolpes trasero, medida con el vehículo con su Masa en Orden de Marcha, no debe, en ningún punto, ser superior a 400 mm en relación al plano de apoyo de las ruedas.
- El elemento horizontal del paragolpes trasero debe estar ubicado de manera tal que constituya la extremidad trasera del vehículo.
- El largo del elemento horizontal del paragolpes trasero debe ser como máximo igual al ancho de la carrocería o equipamiento, lo que sea mayor, y como mínimo 100 mm a la menor en cada lado (Figura 2).
- La altura de la sección del elemento horizontal del paragolpes trasero no podrá ser inferior a 100 mm (Figura 2).
- Las extremidades laterales del elemento horizontal del paragolpes no deben tener bordes cortantes. El paragolpes debe ser de formato uniforme, rectilíneo, sin remiendos y sin agujeros, constituido de solamente un material.

Puede diseñarse el paragolpes trasero de manera tal que su altura pueda variar según eventuales necesidades. En cuanto a variaciones accidentales de posición, hay que proveer un mecanismo de retorno a la posición de trabajo sin interferencia del operador.

Algo importante a tener en cuenta en la proyección del paragolpes es que la soldadura debe emplear material compatible con el del chasis.

El paragolpes debe tener forma y dimensiones concebidas de manera tal que permita, al estar instalado, la visualización de la señalización luminosa y de la placa de identificación del vehículo, sin perjudicar los requisitos establecidos por las especificaciones de iluminación y señalización de vehículo.

Otra consideración al montar el paragolpes es que debe tener bandas oblicuas con una inclinación de 45 grados en relación al plano horizontal y 45 +/- 2,5 mm de ancho en los colores blanco y rojo reflectivo según se muestra a continuación:

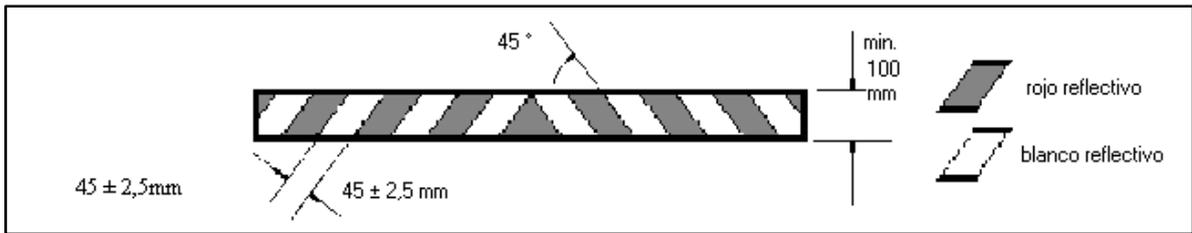


Figura 123: Detalle de bandas reflectivas.

El paragolpes trasero debe estar instalado en el vehículo en la posición de trabajo, con el vehículo con Masa en Orden de Marcha según los requisitos del punto 3 y figura 1. Las fuerzas especificadas en la Tabla 1 deben aplicarse por separado en esta secuencia: P1, P3 y P2.

Vehículos de carga y remolcados Masa Total Máxima (ton.)	Fuerzas en P1 (kN)	Fuerzas en P2 (kN)	Fuerzas en P3 (kN)	Secuencia de aplicación de las fuerzas
de 4,6 a 6,5	50	75	50	P1, P3 y P2
de 6,5 a 10	60	90	60	P1, P3 y P2
de 10 a 23,5	80	120	80	P1, P3 y P2
más de 23,5	100	150	100	P1, P3 y P2

Tabla 13: Aplicación y secuencia de fuerzas sobre el paragolpes.

Y según la norma los puntos de aplicación de estas cargas serán:

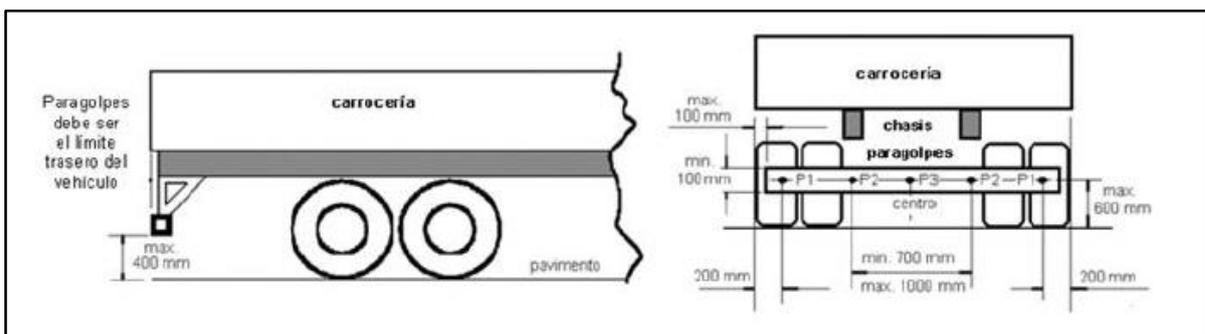
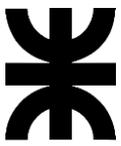


Figura 124: Posiciones de aplicación de las fuerzas en paragolpes.

El análisis se hará mediante verificación de métodos de elementos finitos para un paragolpes de las siguientes dimensiones: Largo: 2400mm alto: 150mm y ancho: 80mm, con un espesor de 80mm conformado en chapa STRENX MC 700 a su vez reforzado por dentro con costillas y escuadras de chapa al igual que los soportes.



Según figura 111, aplicación de carga en P1.

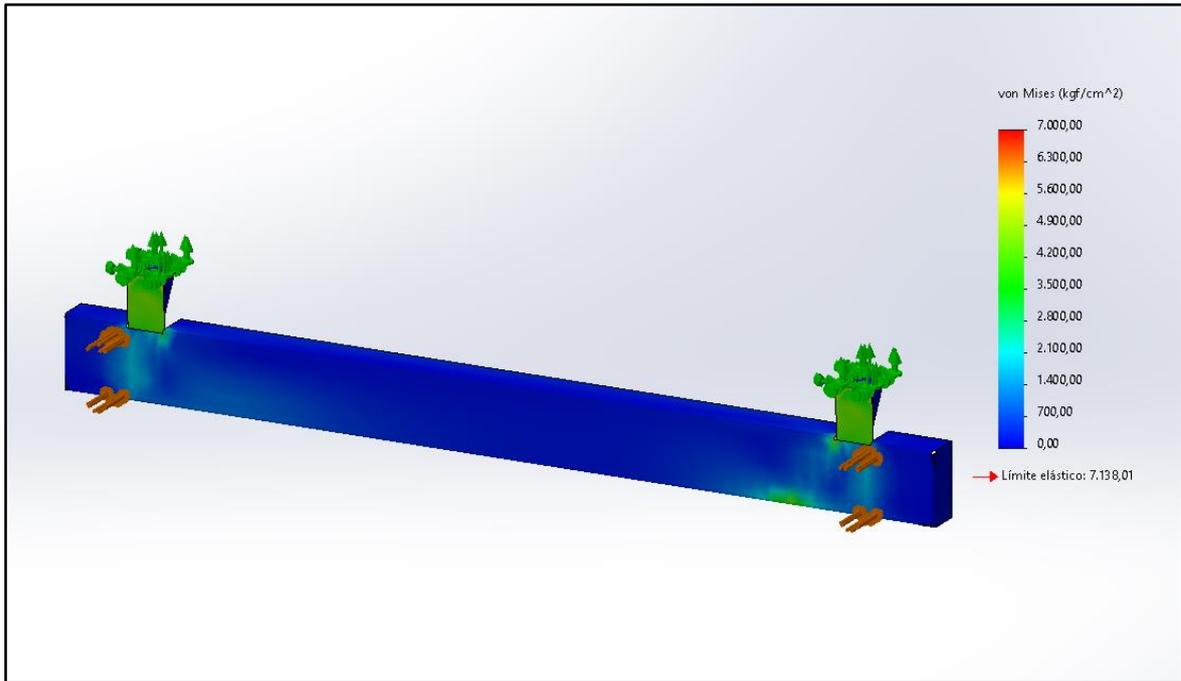


Figura 125: Aplicación de cargas según P1.

Según figura 111, aplicación de carga en P2.

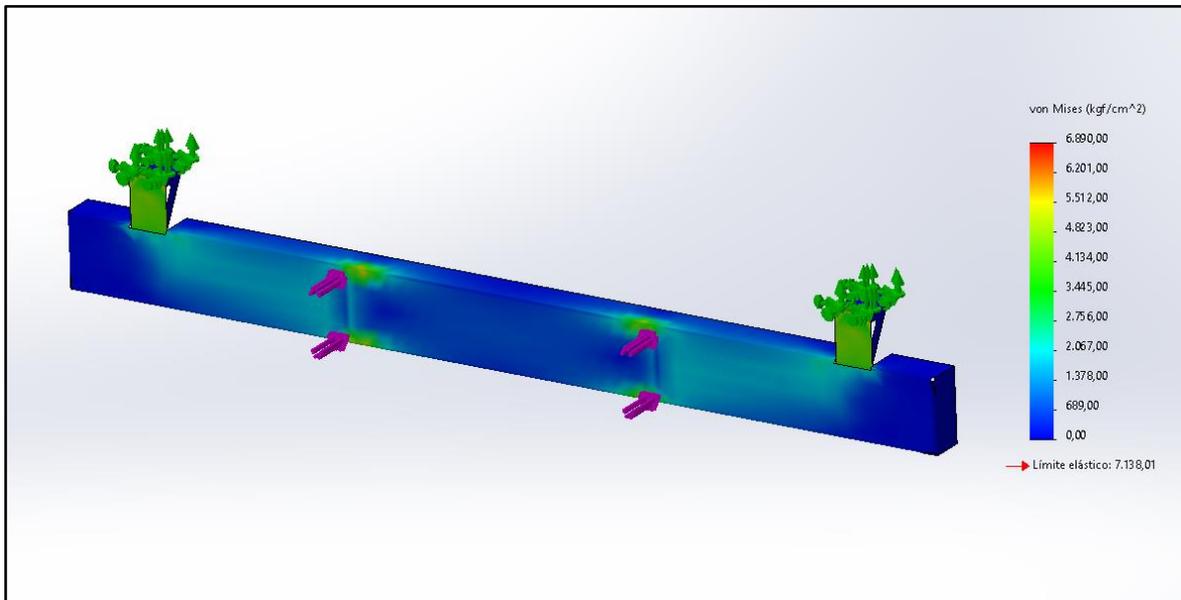
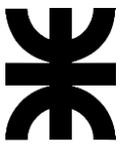


Figura 126: Aplicación de carga en P2.



Por ultimo para la tercera posición de cargas en P3

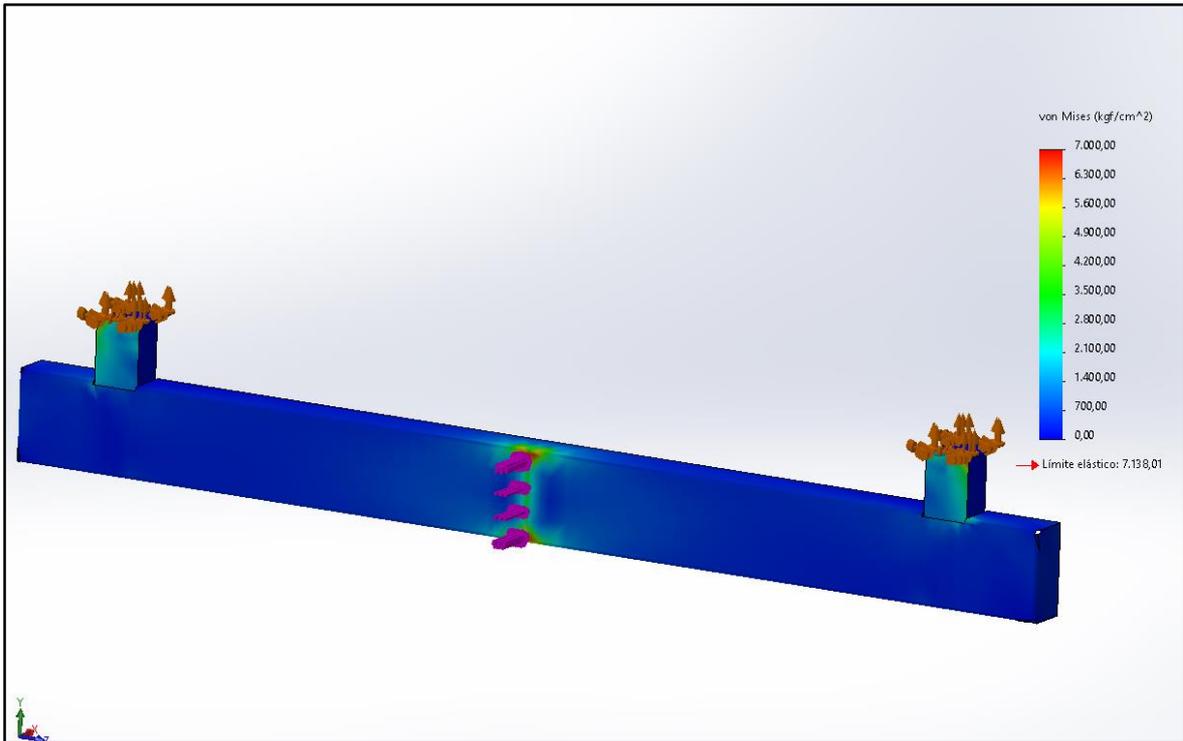


Figura 127: Aplicación de cargas en P3.

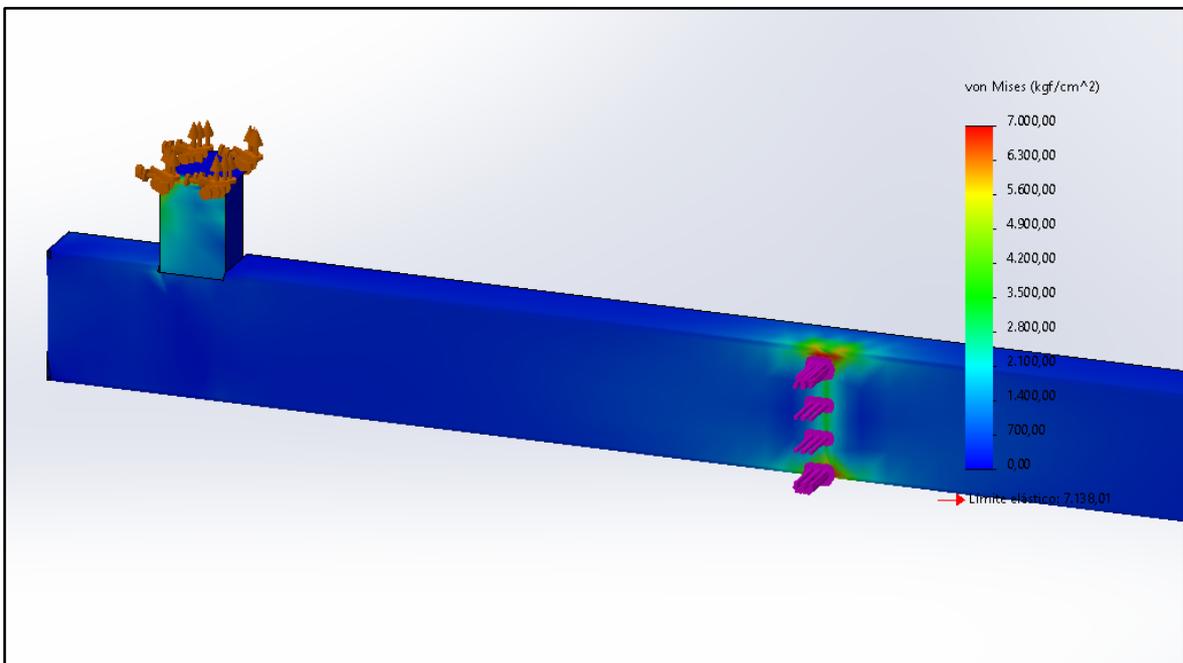
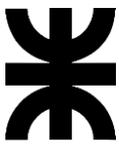


Figura 128: Aplicación de cargas en P3.



6.11 SISTEMA PORTAUXILIO

El sistema portauxilio en un tráiler, también conocido como "rueda de repuesto" o "llanta de auxilio", es un componente más que se debe instalar en remolques y semirremolques para proporcionar una solución de emergencia en caso de que una de las llantas principales se desgaste, se dañe o se desinfle durante el viaje.

La función principal es permitir al conductor del vehículo remolcador cambiar la llanta dañada o desinflada por la rueda de repuesto y continuar el viaje con seguridad.

El sistema portauxilio generalmente se ubica en la parte delantera o trasera del remolque, en un soporte adecuado que asegura la rueda de repuesto en su lugar. Las ruedas de repuesto para remolques son de tamaño y diseño similares a las ruedas principales, lo que permite mantener la misma capacidad de carga y características de manejo mientras se utiliza.

Según la Ley Nacional de Tránsito y la Ley Nacional de Seguridad Vial, es obligatorio que todos los vehículos, incluidos los remolques y semirremolques, estén en condiciones de seguridad y cumplir con ciertos requisitos para circular en las vías públicas de Argentina. En relación con el sistema portauxilio (rueda de repuesto) en un remolque, se espera que cumpla con lo siguiente:

- Neumáticos en buen estado: Todos los vehículos, incluidos los remolques, deben contar con neumáticos en buen estado, sin deformaciones, desgaste excesivo o daños que puedan comprometer la seguridad del vehículo.
- Rueda de repuesto: Los remolques y semirremolques deben contar con una rueda de repuesto adecuada, que sea del mismo tamaño y características que las llantas principales del remolque. La rueda de repuesto debe estar en condiciones de uso inmediato en caso de una emergencia.
- Herramientas para el cambio de rueda: Es necesario que el remolque esté equipado con las herramientas necesarias para el cambio de la rueda de repuesto, como una llave de cruz o una llave de ruedas, que permita al conductor cambiar la rueda dañada por la rueda de repuesto de manera segura.

En este caso particular el equipo contara con el sistema portauxilio en la parte inferior del chasis para no ocupar lugar útil sobre el mismo el cual se aprovecha para el equipo hidráulico como el reservorio de aceite, cuadro eléctrico y sistemas de válvulas para el accionamiento desde tierra por seguridad.

El sistema cuenta con un bastidor conformado con perfilaría de tubo rectangular de 50mm por 30mm y un espesor de 2mm,

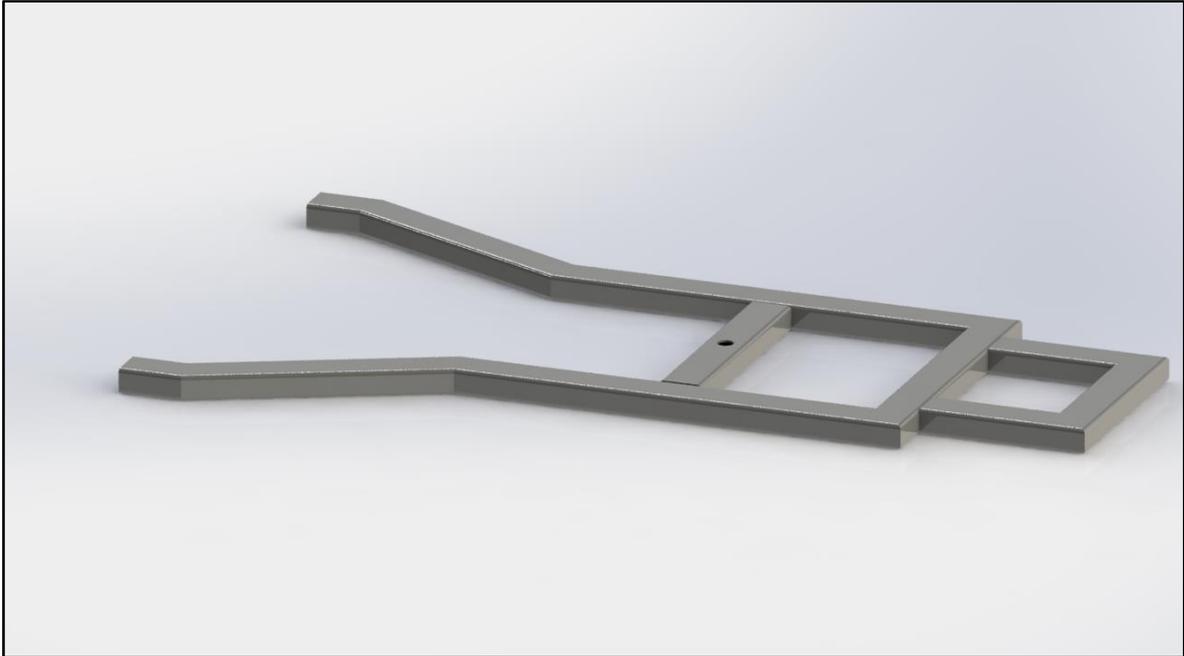


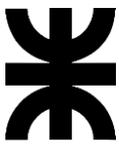
Figura 129: Detalle de bastidor de rueda.

Este hace de soporte sobre el cual va montado el soporte de rueda en el centro, la rueda propiamente dicha, el terminal de la eslinga del malacate que abre el sistema en uno de sus extremos y las bisagras móviles en el otro.

Las bisagras fijas están soldadas a uno de los transversales del frente del chasis por el lado inferior, mientras que las bisagras móviles están soladas en el extremo del bastidor.



Figura 130: Posición de bisagras móviles en el bastidor.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

Entre ellas se vinculan por un sistema de buje y perno de $\frac{3}{4}$ '' con un ajuste deslizante y se mantiene en posición mediante un anillo segger DIN 471 para poder desacoplar el bastidor en caso de que hiciera falta.

No. de Anillo	EJE				TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS													
	DIAM.		ANCHUR		PROFU DIDAD		ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA		SECCIO MAX.		DIAMETR DEL AGUJERO.		MARGE DEL BORDE		CARGA DE EMPUJE Anillo		CARGA DE EMPUJE Ranura		Radio y bisel admisibles		Carga máx. c/Ch máx.		LÍMITE DE RPM	
	Ds	Dq	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	ka/1000	Y Min.	Pr kN	Pq kN	R/Ch Max.	Pr kN										
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40		2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.4	0.1	0.5	0.27	380000									
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40		3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000									
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60		4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000									
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000									
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80		6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000									
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80		7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000									
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000									
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000									
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00		10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000									
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000									
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000									
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00		12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000									
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000									
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000									
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000									
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000									
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20		17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000									
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20		18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000									
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20		19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000									
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000									
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20		21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000									
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20		22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000									
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000									

Tabla 14: Tabla de anillos segger DIN 471 para diámetro 19mm

La rueda está contenida sobre el bastidor por el soporte que centra la rueda y la mantiene en posición y por debajo, del otro lado del bastidor se encuentra soldado un buje roscado que permite que la rueda se ajuste de forma manual mediante una varilla roscada y ajustado con una arandela de chapa de espesor $\frac{3}{16}$ ''.

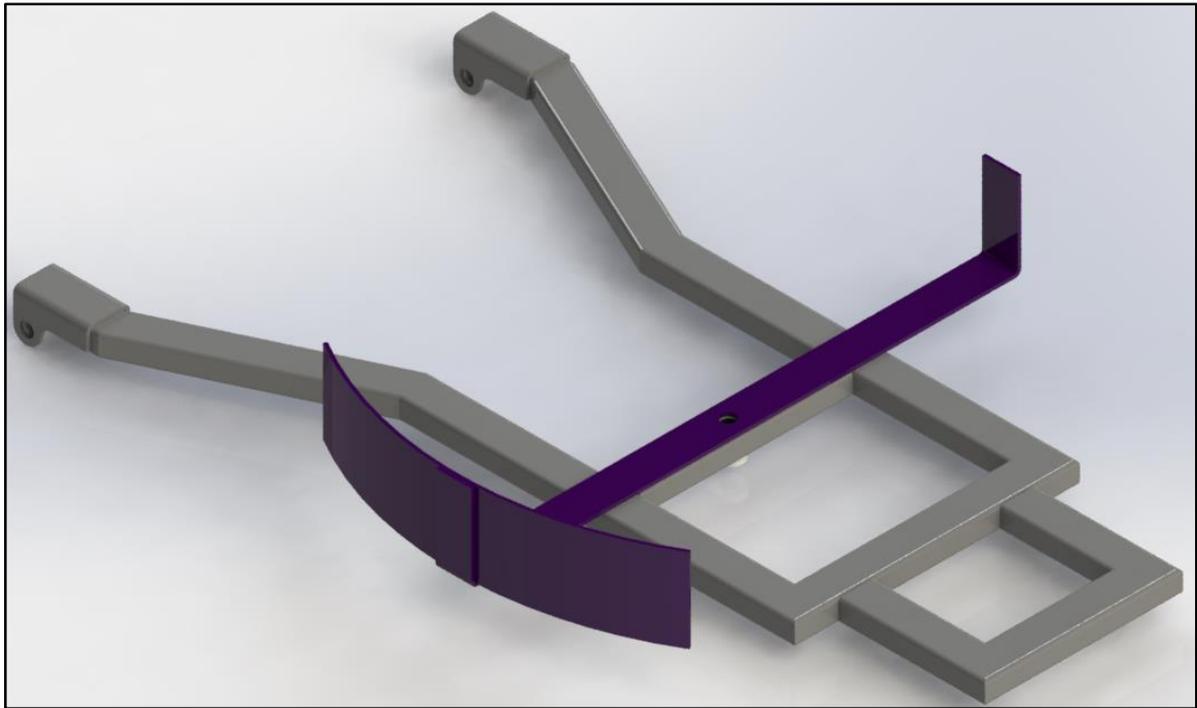


Figura 131: Soporte centrador de rueda.

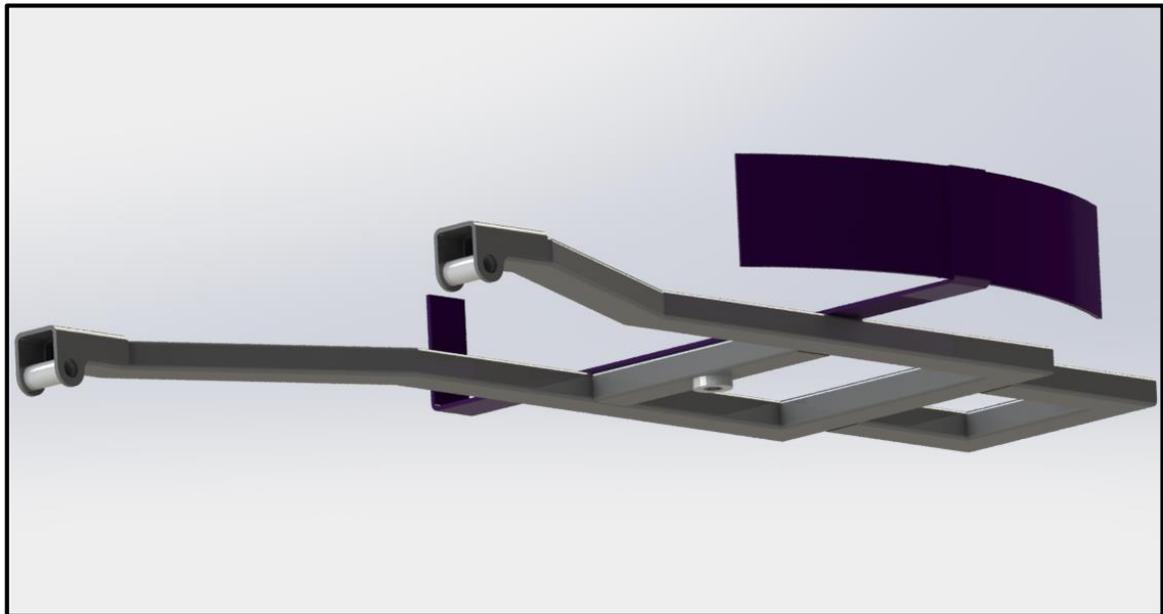


Figura 132: Buje roscado soldado sobre bastidor de rueda.

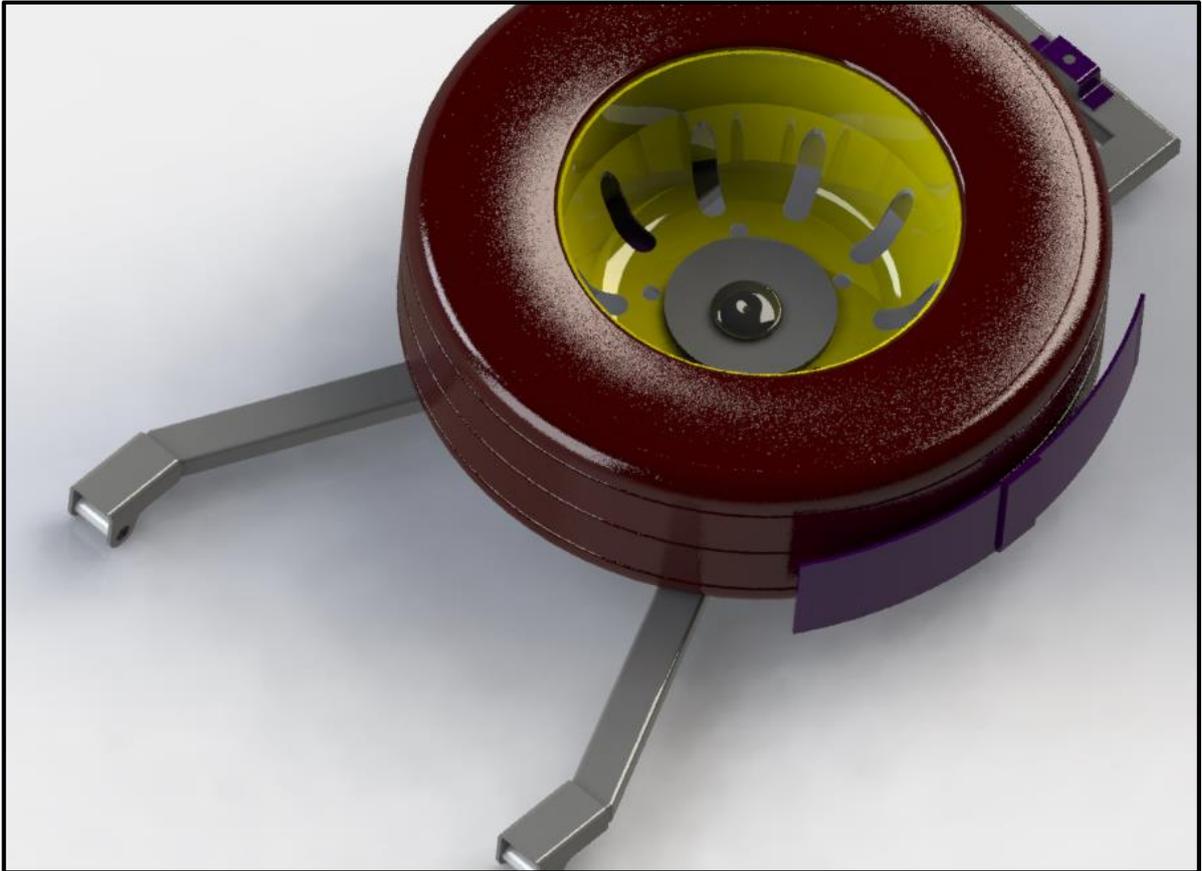


Figura 133: Rueda fijada sobre bastidor mediante varilla roscada a buje.

Por último, el sistema se despliega mediante un sistema de malacate comercial marca MOPAR[®], que hace que el bastidor se abra y permita quitar la rueda, este se fija al chasis con un cable agarrado como se muestra en las figuras a una omega soldado en el bastidor.



Figura 134: Malacate comercial marca MOPAR.

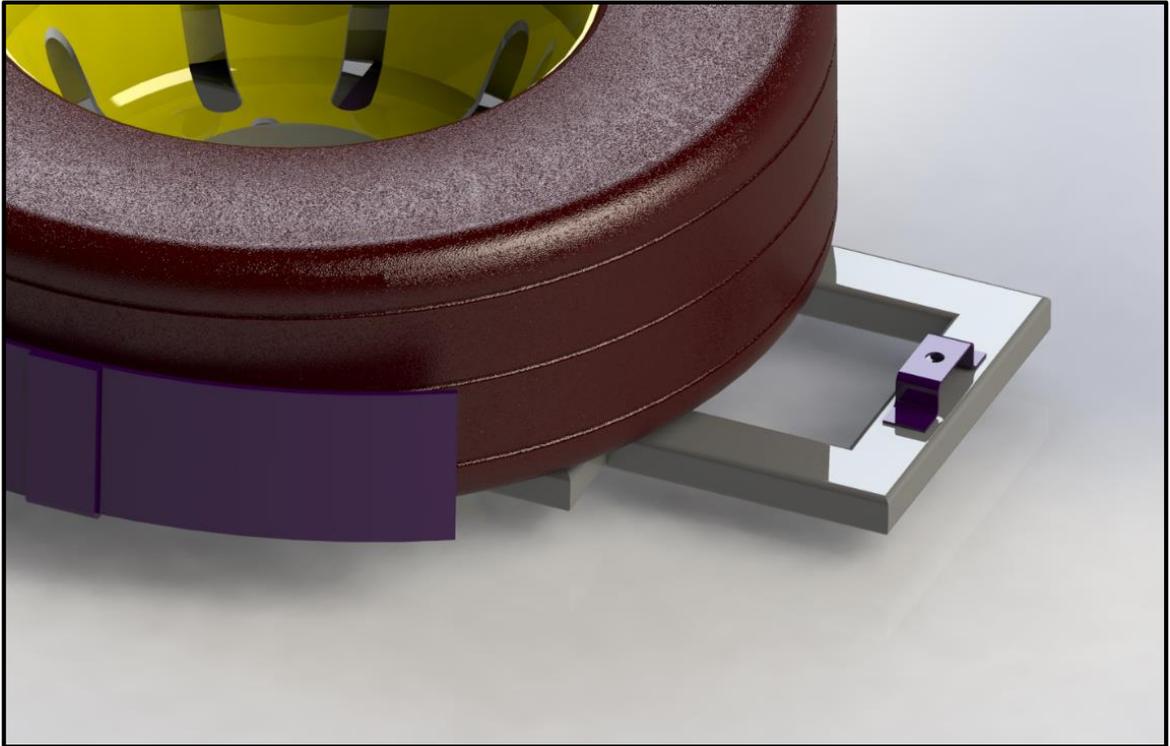


Figura 135: Enganche de malacate en bastidor.



Figura 136: Detalle de enganche de malacate ensamblado.

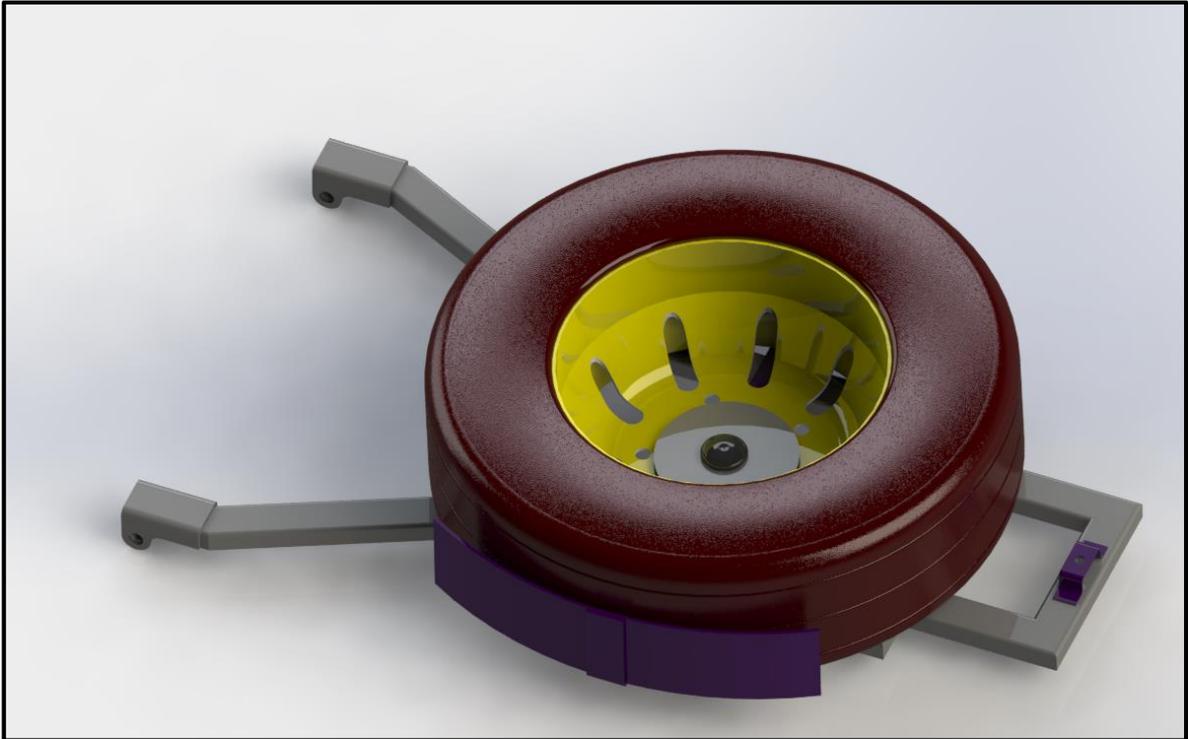


Figura 137: Ensamblaje del sistema portauxilio.

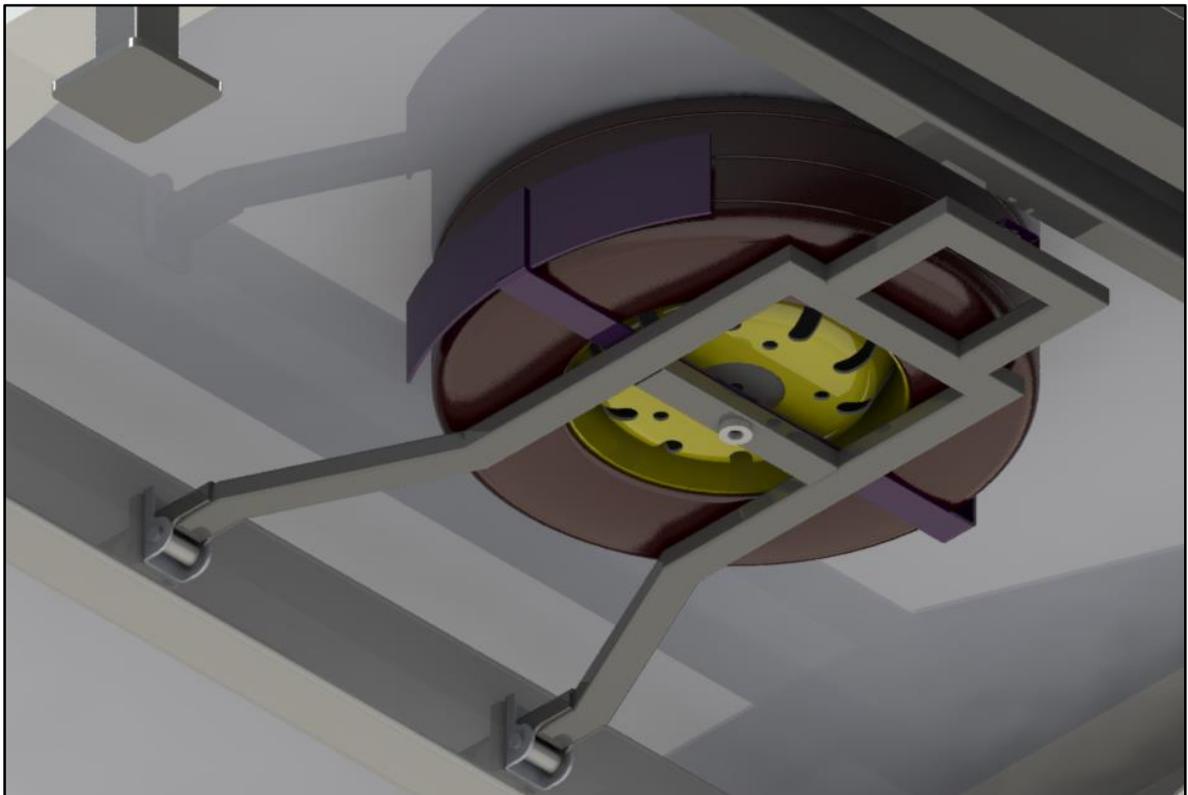
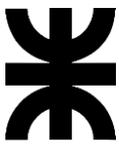


Figura 138: Sistema portauxilio montado en chasis.



CAPITULO 7 RIESGOS Y PROTECCIONES

7.1 RIESGOS

Caída de personas a diferente nivel.

- + Caída de personas al mismo nivel.
- + Caída de objetos por desplome.
- + Caída de objetos desprendidos.
- + Golpes contra objetos inmóviles.
- + Atrapamientos por o entre objetos.
- + Atrapamientos por vuelco de máquinas.
- + Incendios.
- + Atropellos, golpes y choques con o contra vehículos.

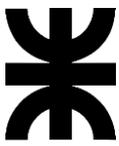


7.2 MEDIDAS PREVENTIVAS

- + Tiene que ser utilizada por personas formadas y autorizadas.
- + Hay que verificar que las condiciones del suelo son las apropiadas para soportar la carga máxima indicada por el fabricante. Asimismo, hay que evitar zonas de surtidores, agujeros, manchas de grasa o cualquier riesgo potencial.
- + Antes de iniciar los trabajos, hay que revisar el entorno de trabajo para identificar los peligros de la zona: líneas eléctricas, vigas, etc.
- + Antes de utilizar la plataforma, se ha de inspeccionar el equipo de manera visual para detectar posibles defectos.

7.3 SEGURIDAD DE OPERACIÓN

- + Queda prohibido el uso de la plataforma para finalidades distintas al desplazamiento de personas, herramientas y equipos en el lugar de trabajo.
- + Está prohibido subir o bajar de la plataforma cuando ésta se encuentre en movimiento, y debe mantenerse siempre el cuerpo en su interior.
- + Queda prohibida la manipulación y la desactivación de cualquiera de los dispositivos de la máquina, como, por ejemplo, el inclinómetro.
- + Está prohibido sobrepasar la carga y el número máximos de personas autorizado por el fabricante.
- + Queda prohibido el uso de plataformas en situaciones de tormenta eléctrica.
- + Está prohibido utilizar la plataforma en situaciones de vientos superiores a los permitidos por el fabricante.
- + Está prohibido realizar cualquier tipo de movimiento cuando la visibilidad sea nula.
- + No está permitido que el personal controle la máquina desde tierra cuando se esté trabajando en la plataforma.
- + Queda prohibido el trabajo con plataformas Diesel en lugares cerrados o mal ventilados.
- + Está prohibido alargar el alcance de la plataforma con medios auxiliares, como escaleras o andamios. Asimismo, tampoco está permitido subirse o sentarse en las barandillas de la plataforma.
- + Está prohibido sujetar la plataforma a estructuras fijas. En caso de quedar enganchados accidentalmente a una estructura, no se deben forzar los movimientos para liberarla y hay que esperar auxilio desde tierra.
- + No está permitido colocarse entre los elementos de elevación de la máquina.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

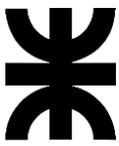
- ✚ Cuando se utilicen plataformas elevadoras sobre carriles, deben tener una buena nivelación, cimentación y alineación, y topes en sus extremos. Los traslados deben realizarse sin trabajadores en la plataforma.
- ✚ Está prohibido utilizarla como ascensor.
- ✚ Cuando se trabaje sin luz, hay que disponer de un proyector autónomo orientable para iluminar la zona de trabajo y de una señalización luminosa en tierra.
- ✚ En caso de que la plataforma entre en contacto con una línea eléctrica: Si la máquina funciona, hay que alejarla de la línea eléctrica. Si no funciona, avisar al personal de tierra para evitar que toquen la máquina y que avisen a la compañía responsable de la línea y corten la tensión. Para bajar de la máquina, esperar a que la situación sea de total seguridad.
- ✚ Al finalizar el trabajo, verificar la total inmovilización de la máquina.
- ✚ Utilizar siempre todos los sistemas de nivelación o estabilización de los que se dispone.
- ✚ Es necesario sujetarse a las barandillas con firmeza siempre que se esté levantando o conduciendo la plataforma.
- ✚ Evitar salientes, zanjas o desniveles, y en general situaciones que aumenten la posibilidad de volcar.
- ✚ Manipular con cuidado todos aquellos elementos que puedan aumentar la carga del viento: paneles, carteles publicitarios, etc.

7.4 PROTECCIONES COLECTIVAS

- ✚ Accionar la plataforma con la barra de protección colocada o la puerta cerrada.
- ✚ Siempre es necesario mantener libre el radio de acción de la plataforma, y es muy importante dejar un espacio libre sobre la cabeza del conductor y verificar la existencia de espacios libres en los laterales de la plataforma.
- ✚ Además del operador de la plataforma, ha de haber otro operador a pie de máquina con el fin de:
 - Intervenir rápidamente si fuese necesario.
 - Utilizar los mandos en caso de accidente o avería.
- ✚ Vigilar y evitar la circulación de las máquinas y peatones en torno a la máquina.
- ✚ Guiar al conductor si fuese necesario para prevenir el riesgo de caída de objetos a terceros, la zona inferior del terreno deberá balizarse, señalizarse y delimitarse impidiendo así el paso a su perpendicular.

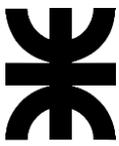
7.5 PROTECCIONES INDIVIDUALES

- ✚ Casco.
- ✚ Calzado de seguridad.
- ✚ Arnés.



CAPITULO 8 “BIBLIOGRAFIA”

1. Ley Nacional de Tránsito y Seguridad n° 24.449, Agencia Nacional de Seguridad Vial en conjunto con el Ministerio de Justicia, Seguridad y Derechos Humanos.
2. Norma IRAM 3952/84 Señalizaciones Reflectivas.
3. Diseño de Elementos de Maquinas. Virgil Moring Faires. Noriega Editores. Año: 1983.
4. Diseño en Ingeniería Mecánica – Shigley. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. 8° Edición.
5. <https://transitocordoba.com/transitocordoba/ley-provincial-de-transito-de-cordoba/>
6. Product Program. STRENX 700 MC D – SAAB
7. <https://www.smn.gob.ar/>
8. Catálogo de bombas hidráulicas VERION.
9. Catálogo de rodamientos de giro ROTHE ERDE.
10. Catálogo BONFIGLIOLI REDUCTORES.
11. Catálogo de frenos comerciales AL-KO AAA PREMIUM BRAKE
12. Catálogo de cubiertas FIRESTONE.
13. Catálogo Bracco de enganches.
14. Catálogo Kynedinne de ganchos y cadenas.
15. Catálogo MOPAR malacates.



CAPITULO 9 “PLANIMETRÍA”

9.1 SISTEMA DE CODIFICACIÓN PARA PLANOS.

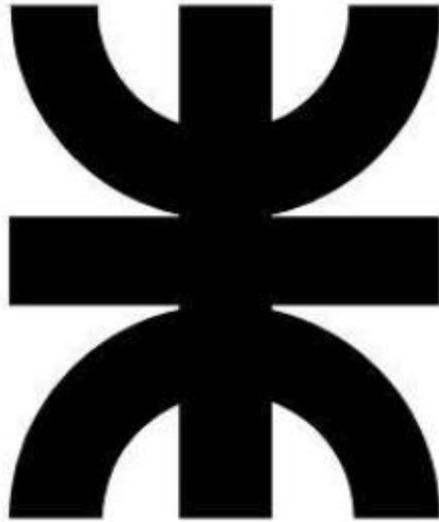
La codificación de planos se refiere al proceso de asignar códigos a los diferentes elementos o componentes del diseño mecánico. Estos códigos son utilizados para identificar y distinguir entre diferentes partes del mecanismo, lo que facilita la comunicación y la comprensión de la información contenida en el conjunto.

La codificación de planos es una parte importante de la creación y la interpretación de dibujos técnicos, y es esencial para garantizar la precisión y la claridad en la comunicación de información técnica.

CODIGO					
G	R	1	1	3	1
G Pluma T Tijera	R Remolcable A Autopropulsada	1 CJ. Completo 2 Comp. Ensamblado 3 Componente básico	0 Completo 1 Canasto 2 Pluma 3 Chasis	Nº DE PIEZA	0 Comercial 1 Mecanizado

XX-X-X-X-X

El código consiste en letras y números, las primeras dos letras corresponden al producto, para el caso de éste proyecto será G correspondiente al sistema de elevación de “pluma” y R corresponde a la tipología del chasis (remolcable). Los siguientes números corresponden a las características de piezas y conjuntos. El primer número corresponde al componente representado mientras que el segundo se refiere al conjunto que pertenece. El tercero es específico del número de pieza, si lo que se está representando es específicamente una pieza, en el caso de que se represente el conjunto o subconjunto ese valor será 0. Por último, se refiere a si el componente representado es comercial o procesado en la planta.



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

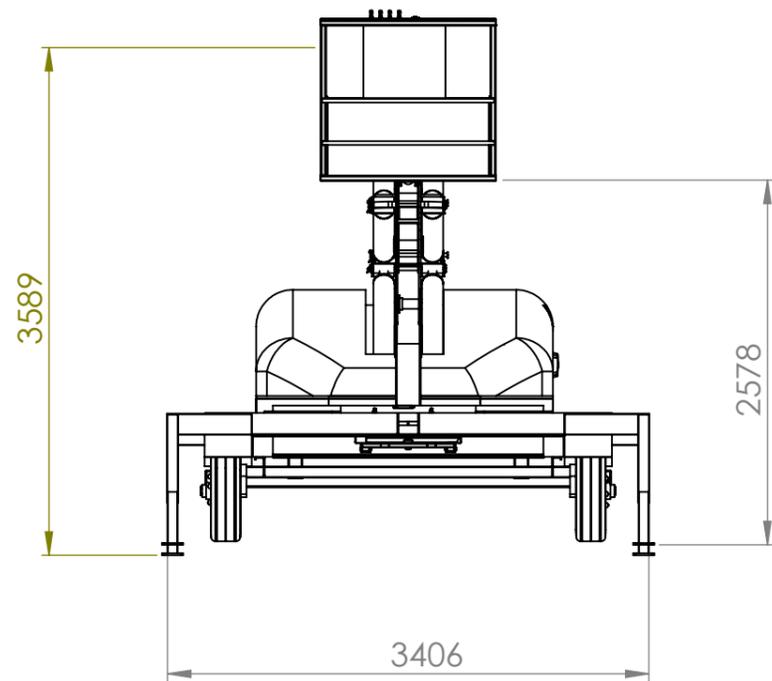
Facultad Regional Villa María
Ingeniería Mecánica

CONJUNTO COMPLETO

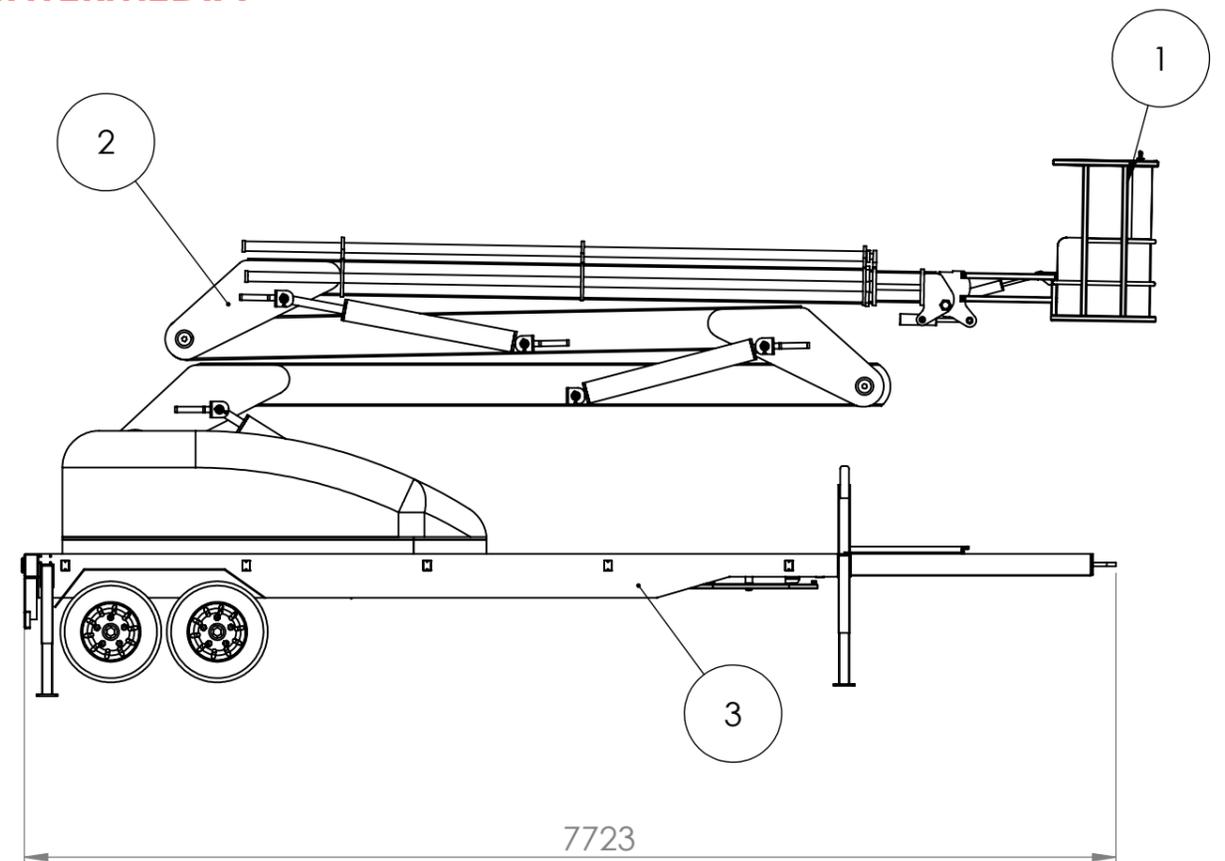
TAIS SANTIAGO ESTEBAN

Año 2023

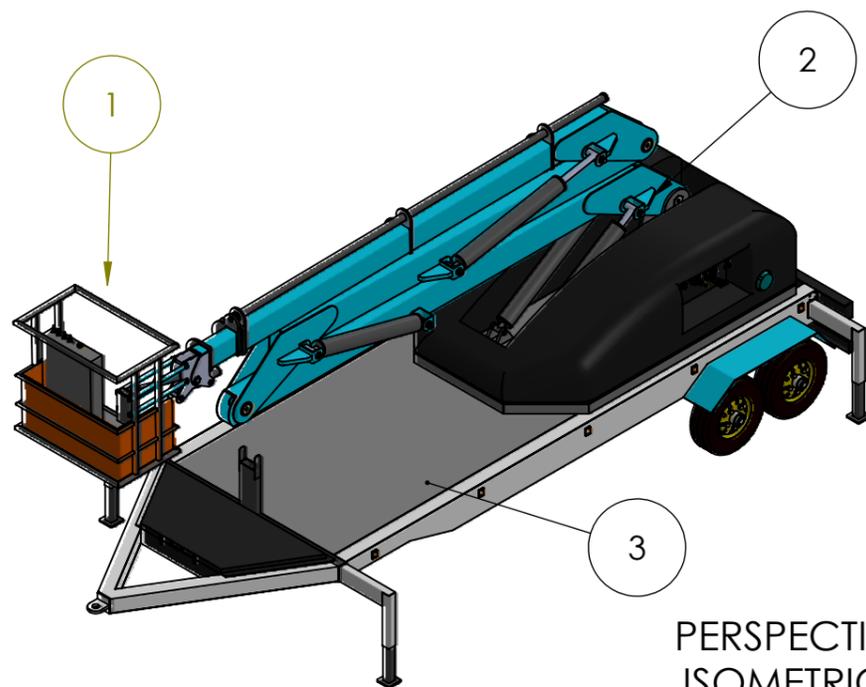
GRUA EN POSICION INTERMEDIA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



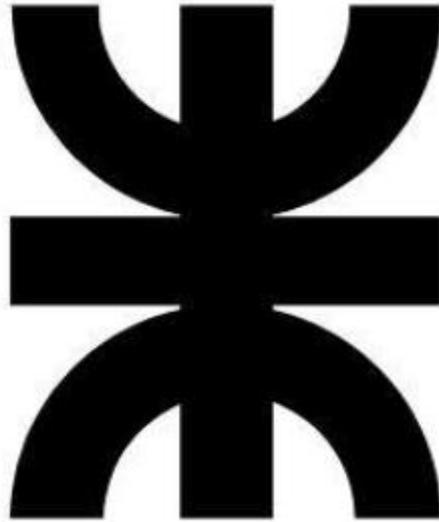
PERSPECTIVA ISOMETRICA

CARACTERISTICAS

- EXTENSION MAXIMA HORIZONTAL: 14.3mts
- EXTENSION MAXIMA VERTICAL: 21mts
- CARGA MAXIMA: 300kg
- PESO TOTAL: 5700kg

3	Conjunto Chasis		1					
2	Conjunto Pluma		1					
1	Conjunto Canasto		1					
N°	Nombre	Observaciones	Cantidad					
Observaciones:		Fecha	Nombre					
		Dibujado 03/23	Tais Santiago E.					
		Revisado 03/23						
Material:		Aprobado 03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			CJ. COMPLETO GRUA HIDRAULICA					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6		±0,8	±1	±2	±3	±3
Escala:		Cantidad:						
1:50		1						
		Denominacion		Proyecto: Grúa elevadora remol.				
				Revision: 01				
				Codigo de proyecto: GR				
				Codigo de pieza: GR-1-0-00-1				





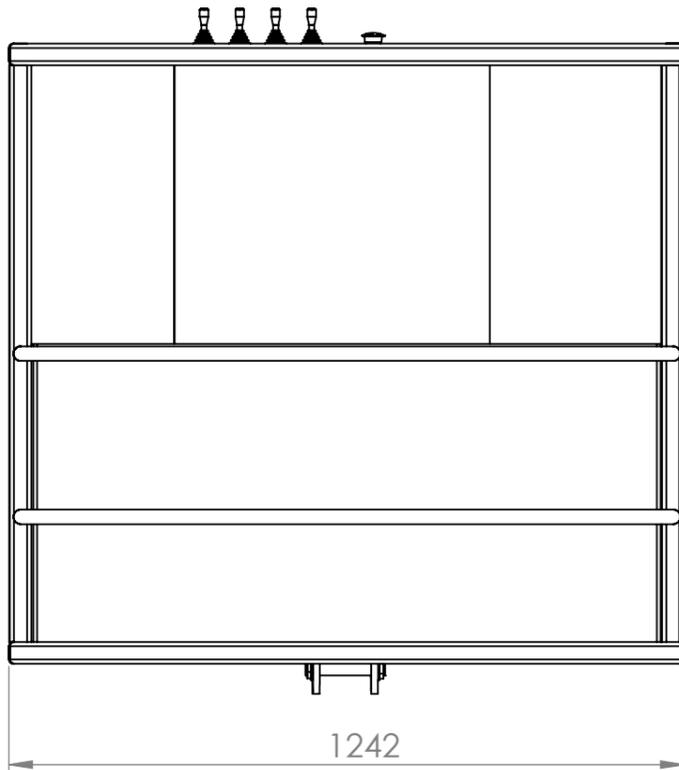
**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional Villa María
Ingeniería Mecánica

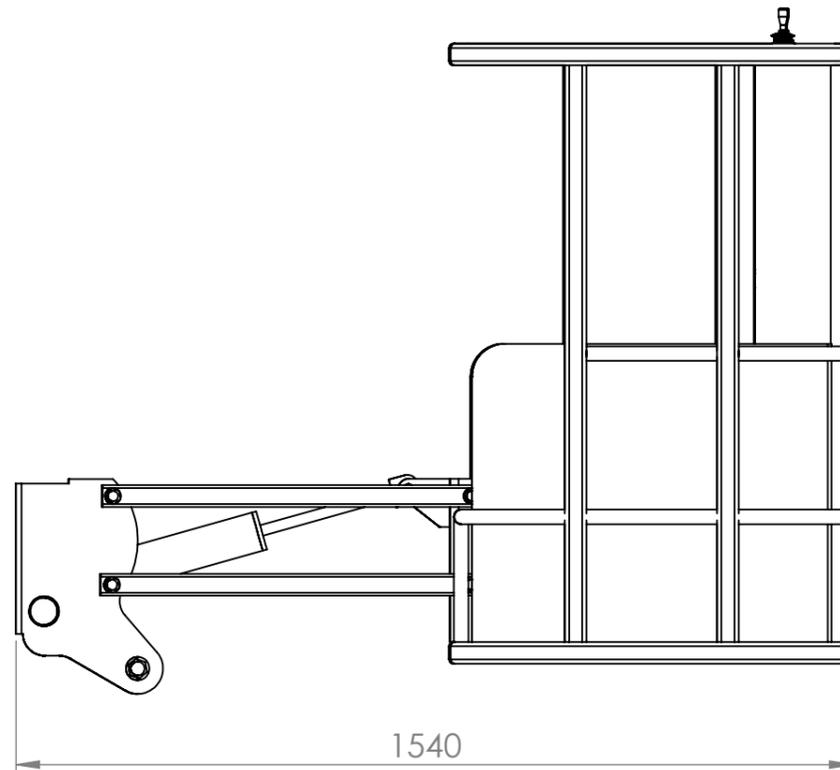
CONJUNTO CANASTO

TAIS SANTIAGO ESTEBAN

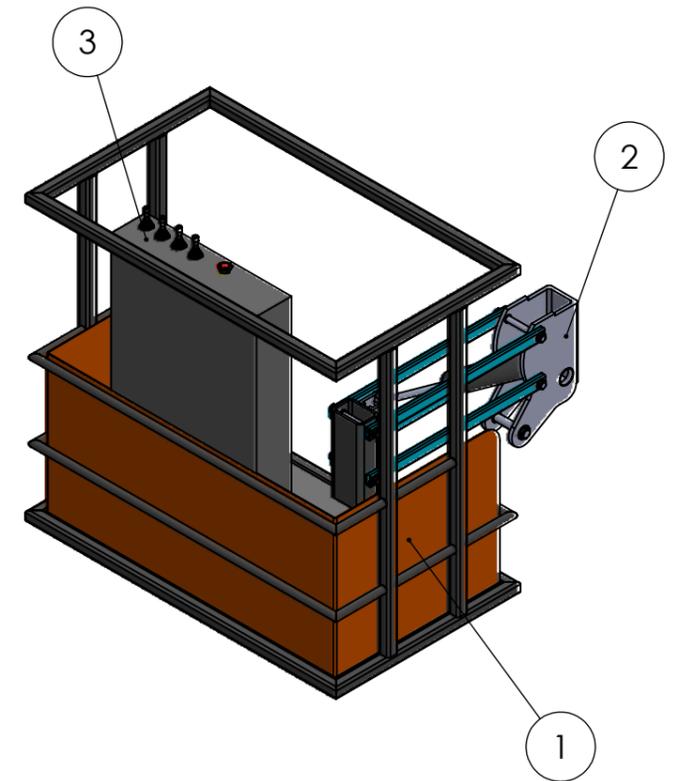
Año 2023



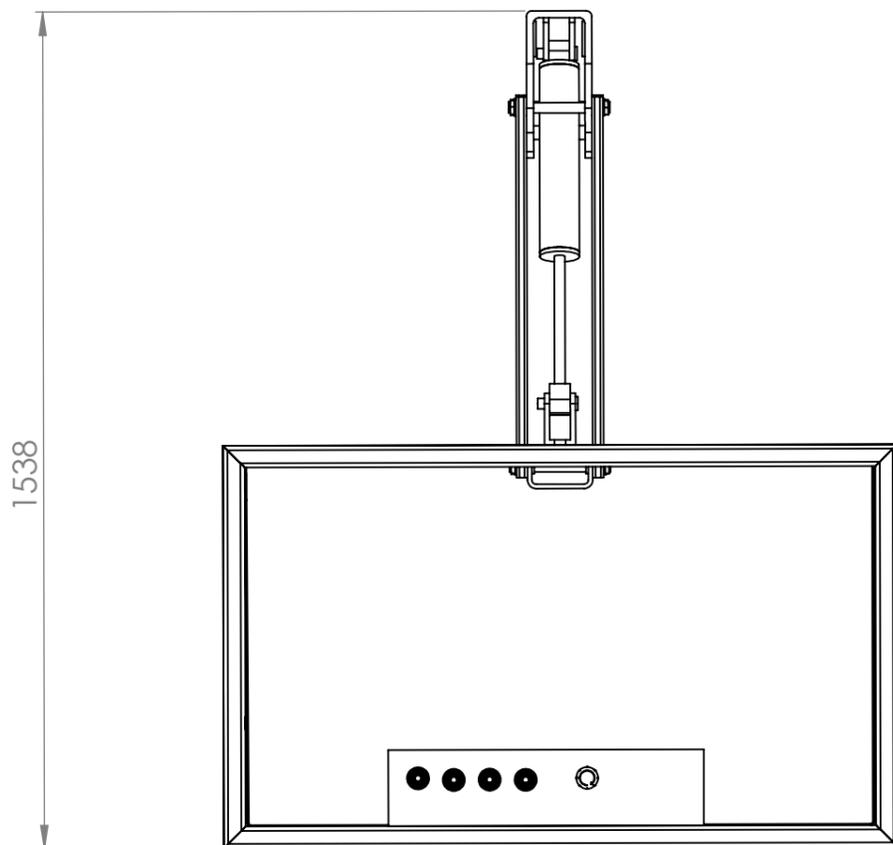
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



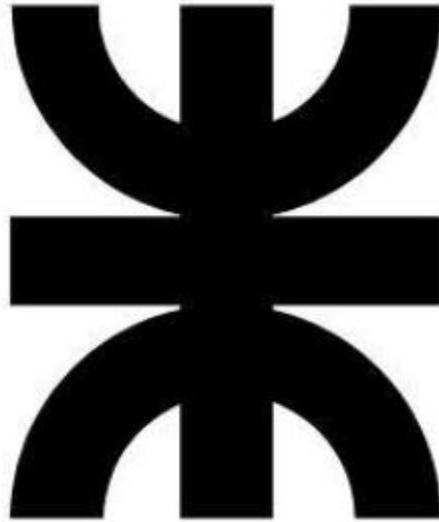
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR

3	Conjunto sistema de comando		1
2	Conjunto paralelogramo deform.		1
1	Conjunto cesta		1
N°	Nombre	Observaciones	Cantidad

Observaciones:		Fecha	Nombre						
Dibujado		03/23	Tais Santiago E.						
Revisado		03/23							
Material:		Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominacion		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	CONJUNTO COMPLETO CANASTO	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Revision: 01
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Codigo de proyecto: GR
Escala:		Cantidad:						Codigo de pieza:	
1:18		1						GR-1-1-00-1	



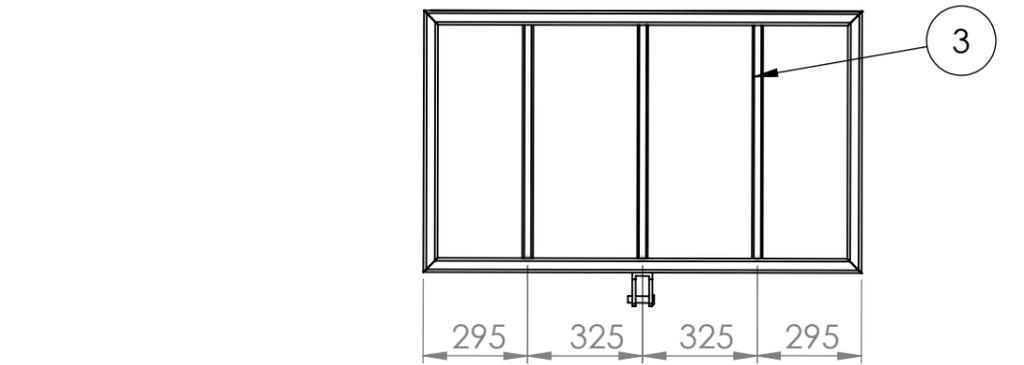
**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional Villa María
Ingeniería Mecánica

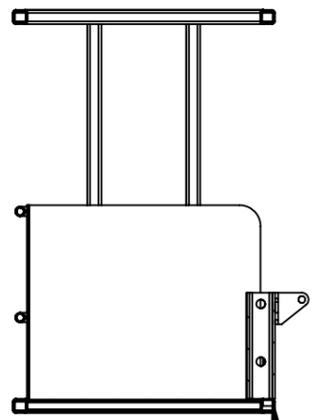
SUBCONJUNTO CESTA

TAIS SANTIAGO ESTEBAN

Año 2023

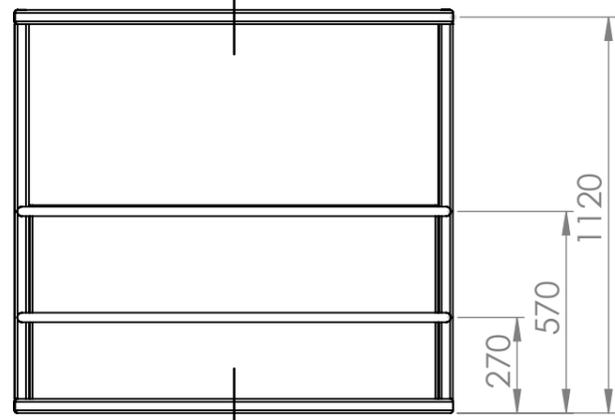


VISTA INFERIOR

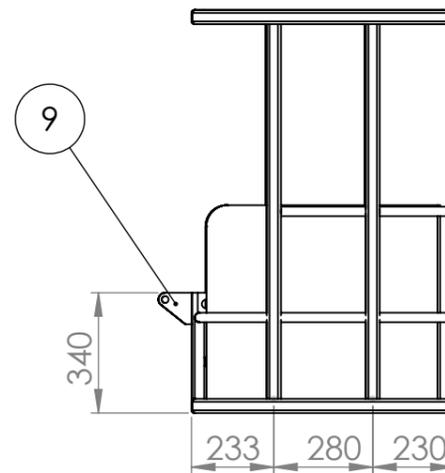


SECCIÓN B-B

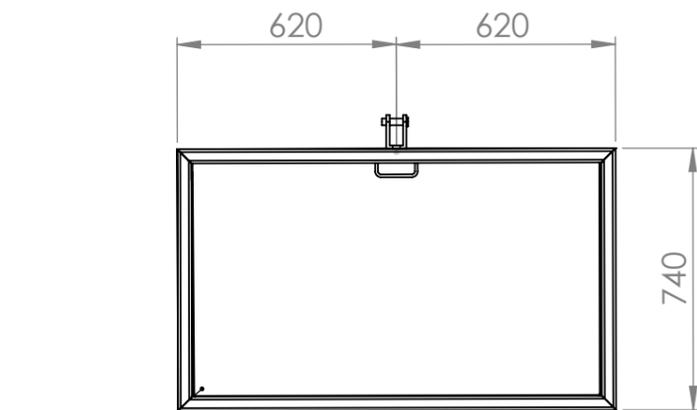
Item 8 soldado al raz de larguero



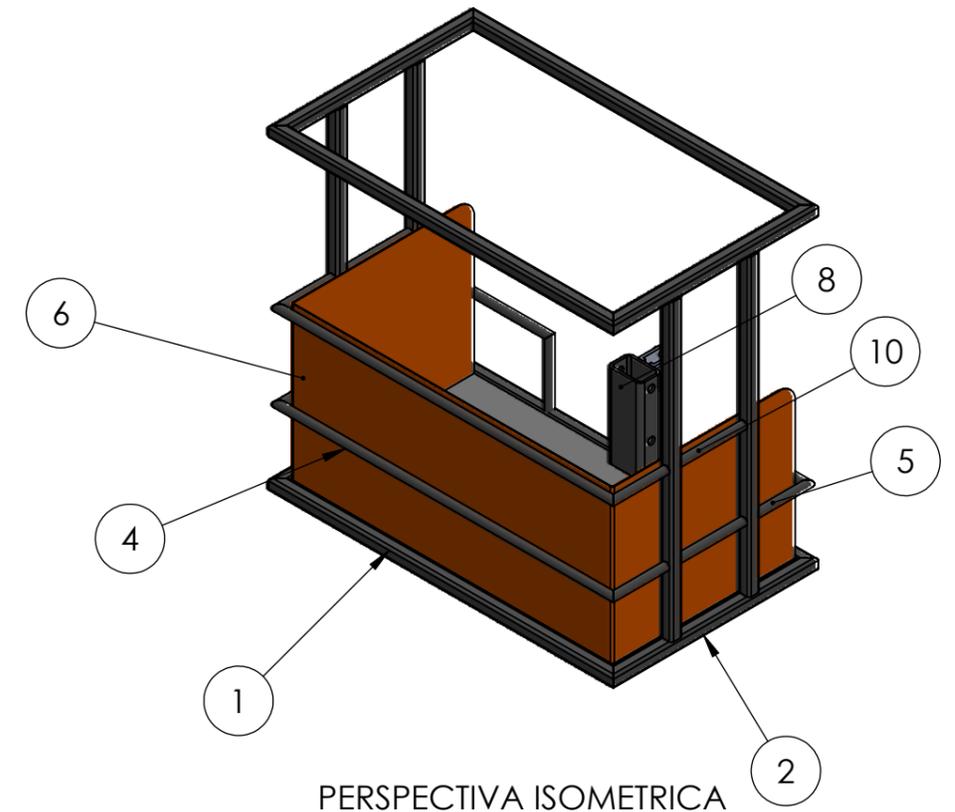
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERA



VISTA SUPERIOR



PERSPECTIVA ISOMETRICA

N°	Nombre	Material	Cantidad
10	Travesaño baranda menor	Caño red. $\varnothing 20\text{mm}$ e:2mm	2
9	Tenon de agarre cil. hidr.	Elemento comercial	1
8	Columna de soporte	Caño estructural 120mmx80mm e:8mm	1
7	Chapa piso	Chapa F24 Des: 676mmx1176mm e:2mm	1
6	Chapa revestimiento	Chapa F24 Des: 143mmx1176mm e:2mm	1
5	Travesaño baranda mayor	Caño red. $\varnothing 20\text{mm}$ e:2mm	2
4	Larguero baranda	Caño red. $\varnothing 20\text{mm}$ e:2mm	2
3	Refuerzode base	Caño estructural 40mmx40mmx1,6mm.	3
2	Travesaño de canasto	Caño estructural 40mmx40mmx1,6mm.	4
1	Larguero de canasto	Caño estructural 40mmx40mmx1,6mm.	4

Observaciones:

Dibujado
Revisado
Aprobado

Fecha

Nombre

03/23
03/23
03/23

Tais Santiago E.



Material:

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS							
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	\leq
Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3



Escala:

1:18

Cantidad:

1

Denominacion

CONJUNTO CANASTO

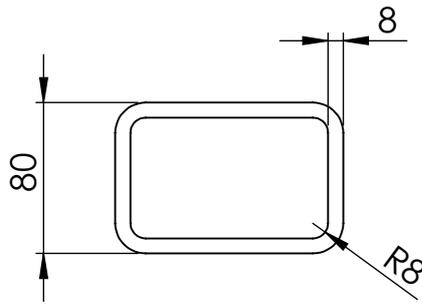
Proyecto:

Grúa elevadora remol.

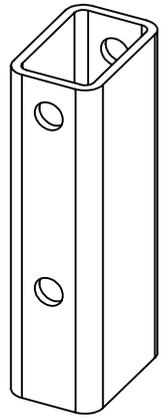
Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

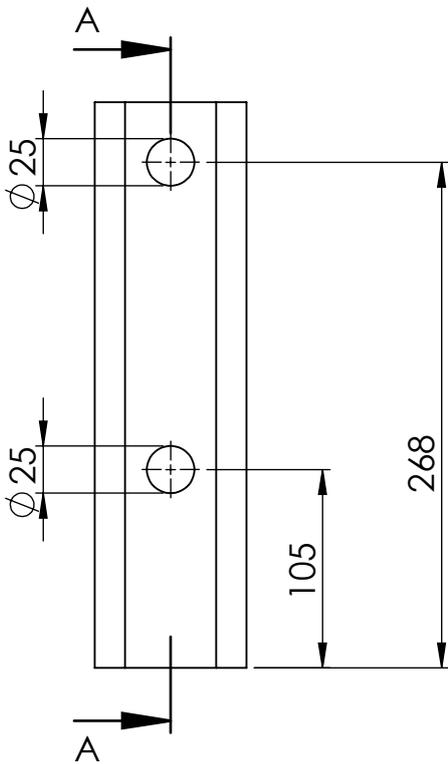
Codigo de pieza:
GR-2-1-00-1



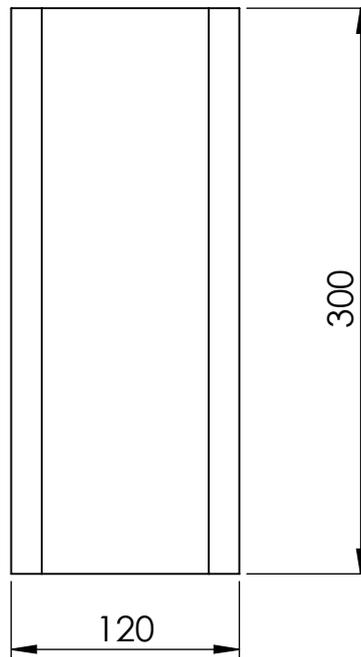
VISTA INFERIOR



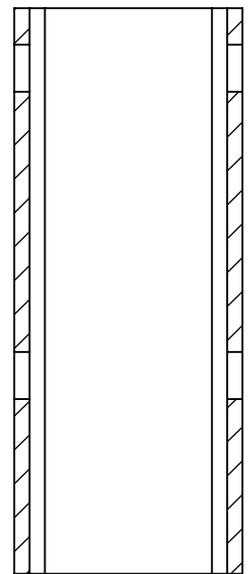
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



SECCIÓN A-A ESCALA 1 : 4

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23

UTN
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Material: CAÑO ESTR. 120mmx80mm e:8mm

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-2-3-02-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:

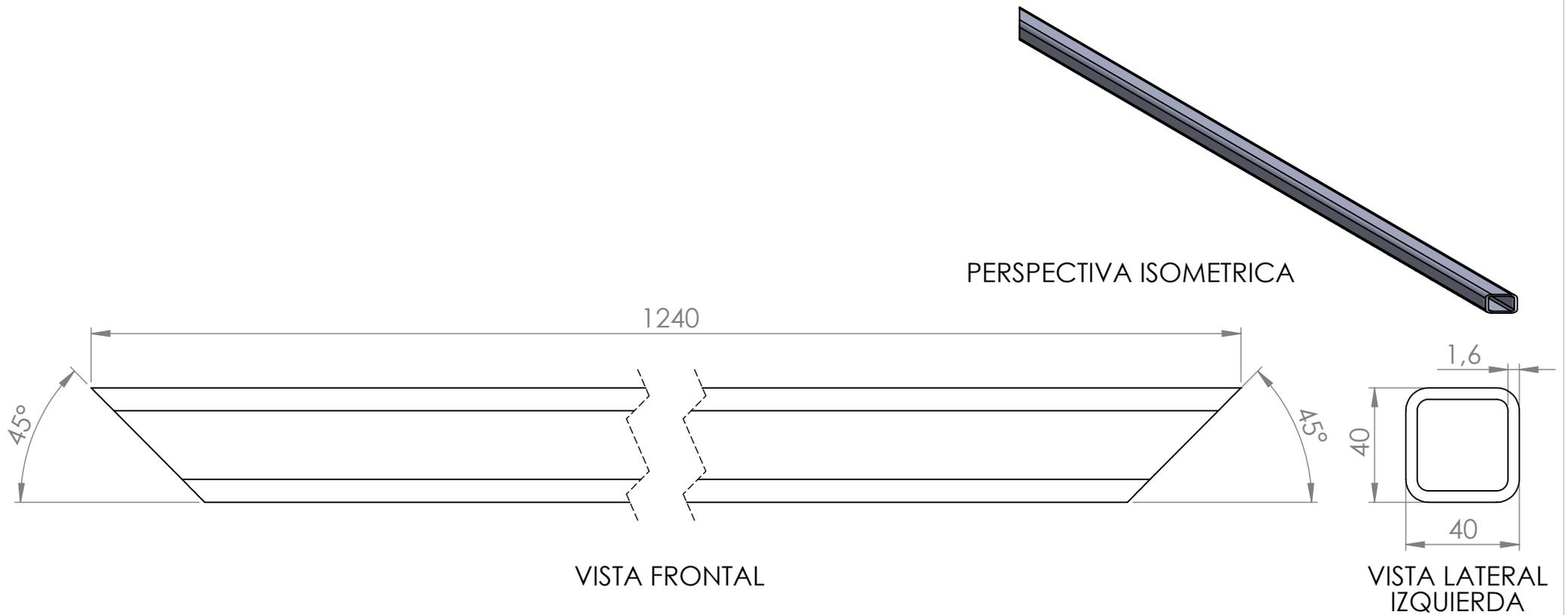
1:4

Cantidad:

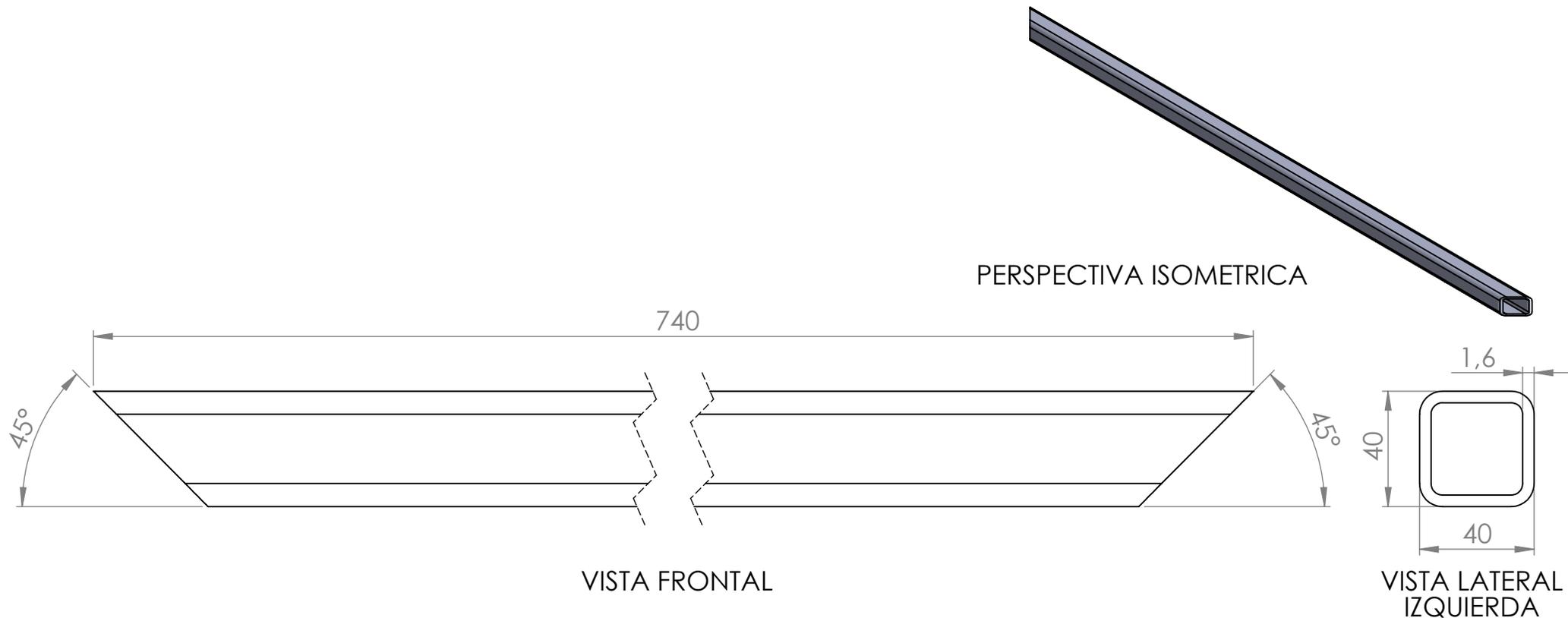
1

COLUMNA DE SOPORTE

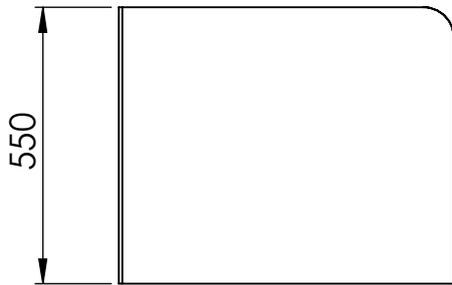




Observaciones:		Fecha	Nombre						
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
		Revisado	03/23						
Material: Caño estruct. 40x40x1.6mm	Aprobado	03/23							
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	LARGUERO DE CANASTO	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Revision: 01
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Código de proyecto: GR
		Escala:	Cantidad:						Código de pieza:
		1:2	4						GR-3-1-20-1



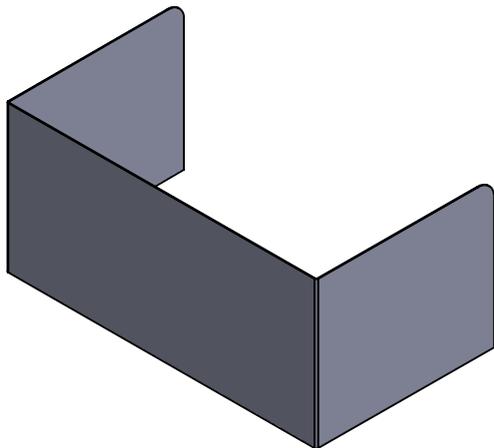
Observaciones:		Fecha	Nombre							
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.					
		Revisado	03/23							
Material: Caño estruct. 40x40x1.6mm	Aprobado	03/23								
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:						
De	3	6	30	120	315	1000	2000	TRAVESAÑO DE CANASTO	Grúa elevadora remol.	
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Revision: 01	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Código de proyecto: GR	
		Escala:	Cantidad:							Código de pieza:
		1:2	4							GR-3-1-21-1



VISTA LATERAL DERECHA



VISTA FRONTAL



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa F24 e: 5/16''

Denominacion

Proyecto:
Grúa elevadora remol.

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

CHAPA REVESTIMIENTO DE CANASTO

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

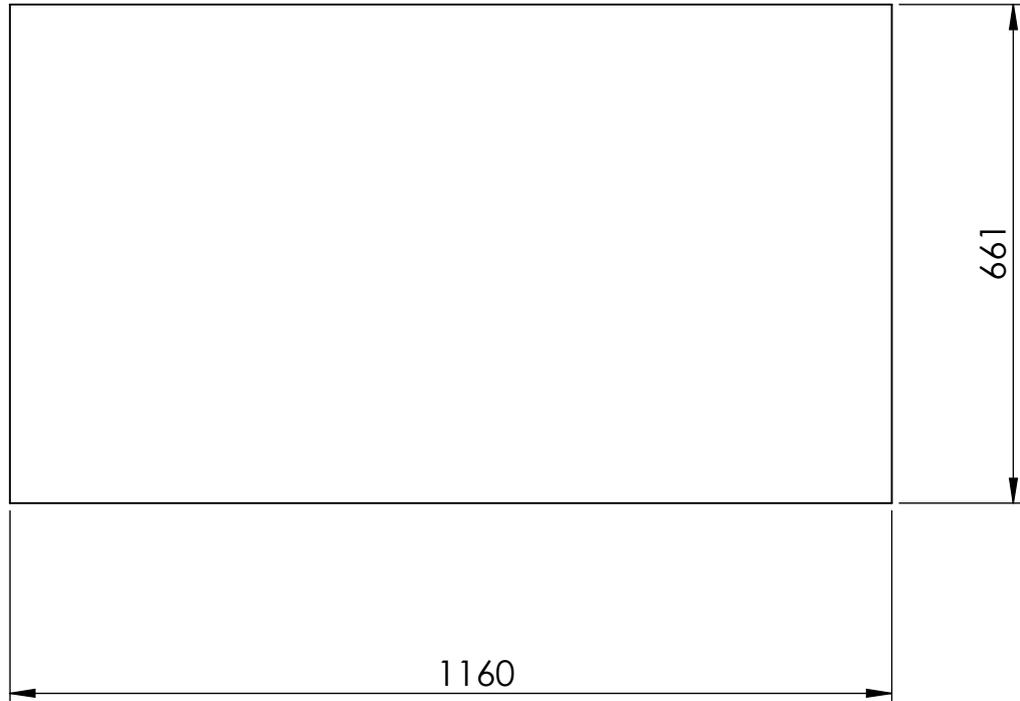
Codigo de pieza:

GR-3-1-23-1



Escala:
1:15

Cantidad:
1

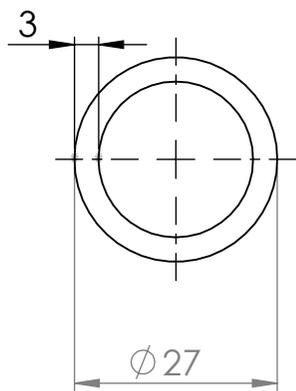


VISTA FRONTAL

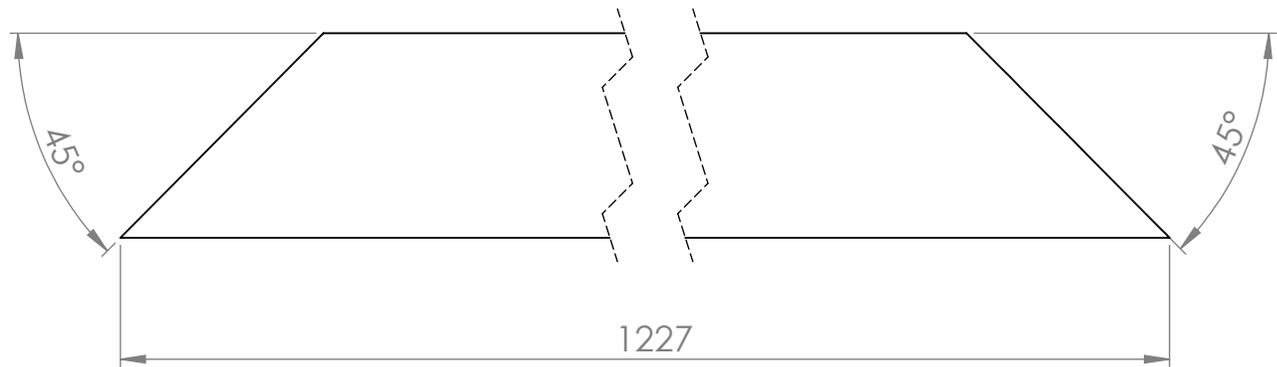


VISTA SUPERIOR

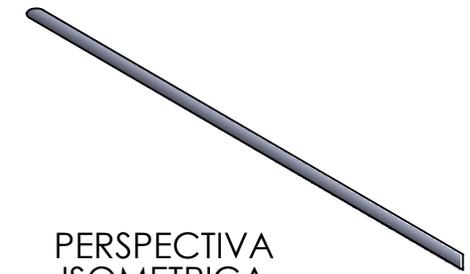
Observaciones:		Fecha	Nombre					
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.					
	Revisado	03/23						
Material: Chapa F24 e: 5/16''	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS				Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-3-1-24-1				
De	3	6	30		120	315	1000	2000
A	6	30	120		315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8		±1	±2	±3	±3
		Escala:	Cantidad:		CHAPA PISO DE CANASTO			
		1:10	1					



VISTA FRONTAL

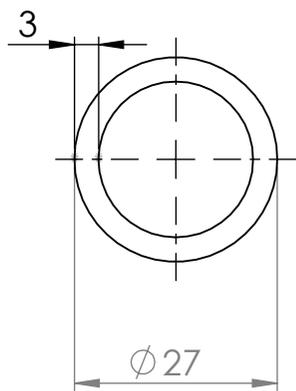


VISTA LATERAL IZQUIERDA

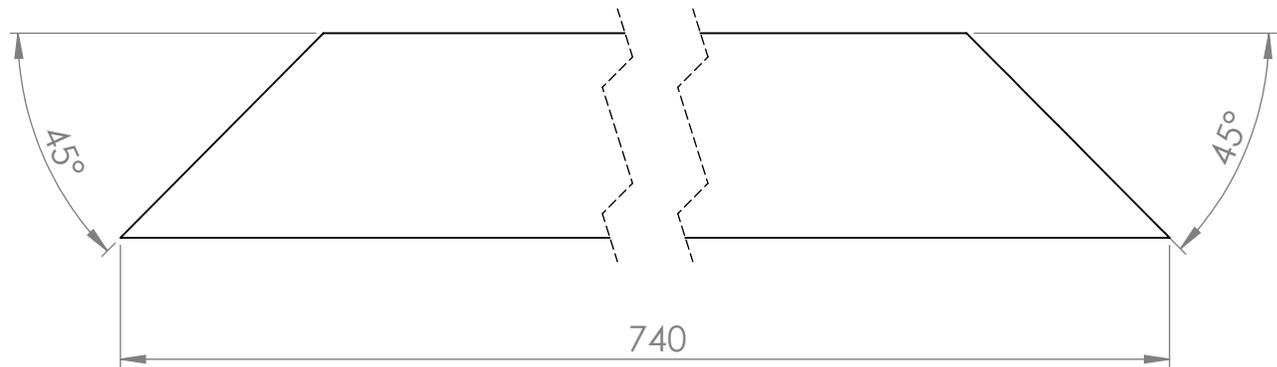


PERSPECTIVA ISOMETRICA

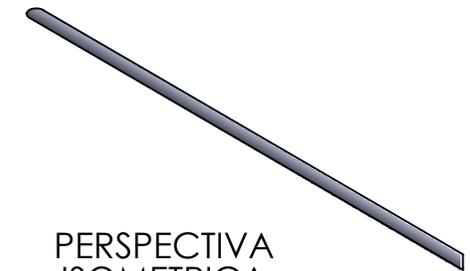
Observaciones:		Fecha	Nombre		
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.
		Revisado	03/23		
Material: Caño red. ϕ 20mm e:2mm		Aprobado	03/23		
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:	
De	3 6 30 120 315 1000 2000	LARGUERO BARANDA		Grúa elevadora remol.	
A	6 30 120 315 1000 2000 \leq			Revision: 01	
Toler:	$\pm 0,5$ $\pm 0,6$ $\pm 0,8$ ± 1 ± 2 ± 3 ± 3			Código de proyecto: GR	
		Escala:	Cantidad:	Código de pieza:	
		1:1	2	GR-3-1-25-1	



VISTA FRONTAL

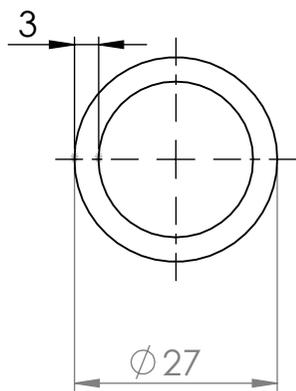


VISTA LATERAL IZQUIERDA

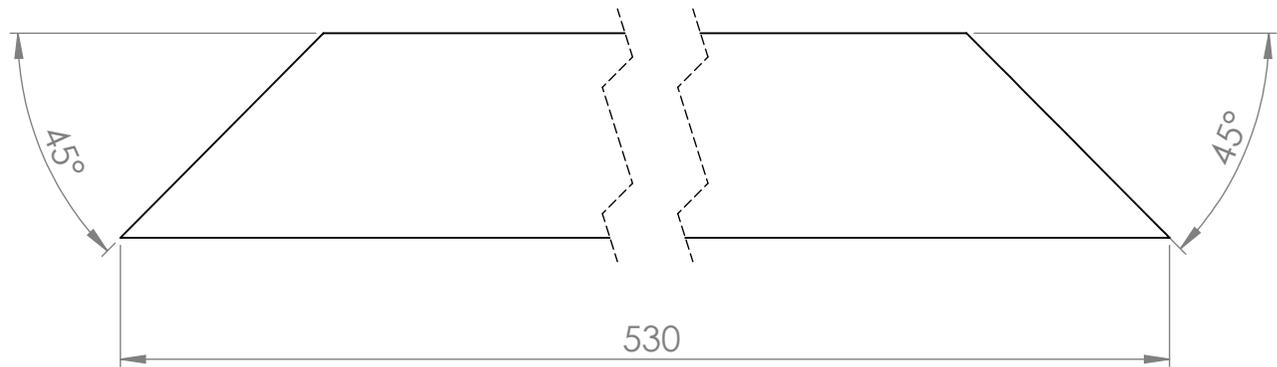


PERSPECTIVA ISOMETRICA

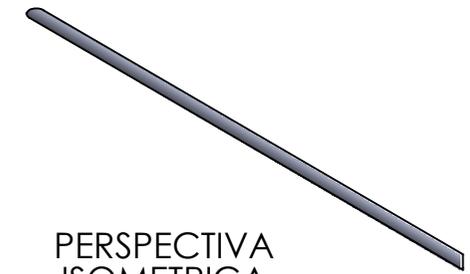
Observaciones:		Fecha	Nombre	 UTN UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL					
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
		Revisado	03/23						
Material: Caño red. ϕ 20mm e:2mm		Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	TRAVESAÑO BARANDA MAYOR	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	\leq		Revision: 01
Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3		Codigo de proyecto: GR
		Escala: 1:1		Cantidad: 2					Codigo de pieza: GR-3-1-26-1



VISTA FRONTAL

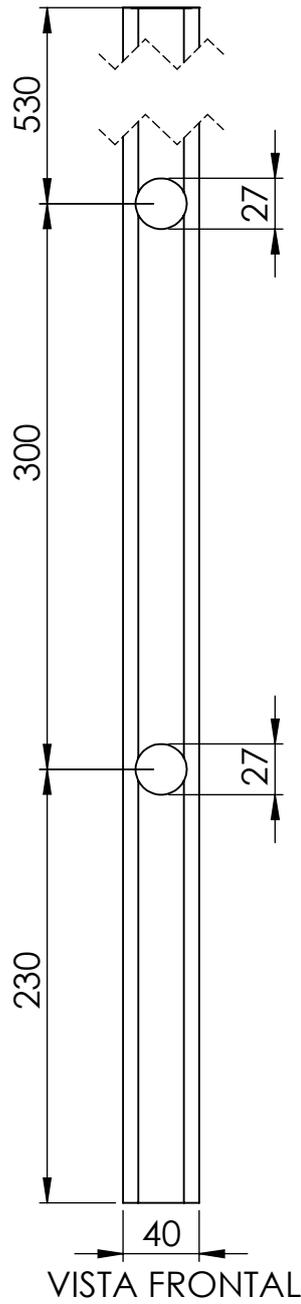


VISTA LATERAL IZQUIERDA

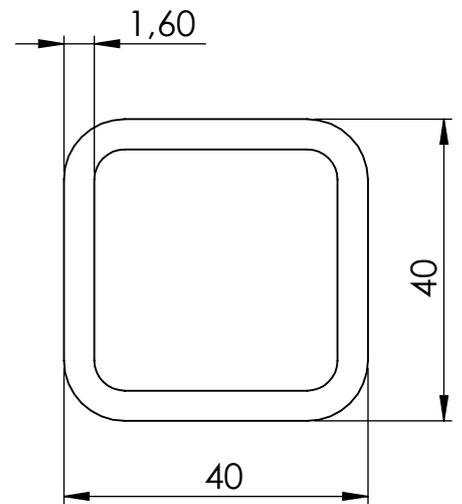


PERSPECTIVA ISOMETRICA

Observaciones:		Fecha	Nombre																									
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.																							
		Revisado	03/23																									
Material: Caño red. $\phi 20\text{mm}$ e: 2mm		Aprobado	03/23																									
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>\leq</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>$\pm 0,5$</td> <td>$\pm 0,6$</td> <td>$\pm 0,8$</td> <td>± 1</td> <td>± 2</td> <td>± 3</td> <td>± 3</td> </tr> </table>		De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	\leq	Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3	Denominación		Proyecto:
		De	3	6	30	120	315	1000	2000																			
A	6	30	120	315	1000	2000	\leq																					
Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3																					
		Escala:	Cantidad:	TRAVESAÑO BARANDA MENOR																								
		1:1	2	Grúa elevadora remol.																								
				Revision: 01																								
				Codigo de proyecto: GR																								
				Codigo de pieza: GR-3-1-27-1																								



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR ESCALA 1:1

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Caño estructural 40x40x1.6mm

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

COLUMNA DE CANASTO

Codigo de proyecto: GR

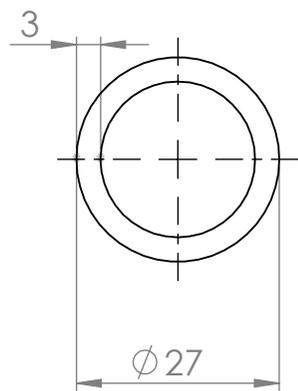
Codigo de pieza:

GR-3-1-28-1

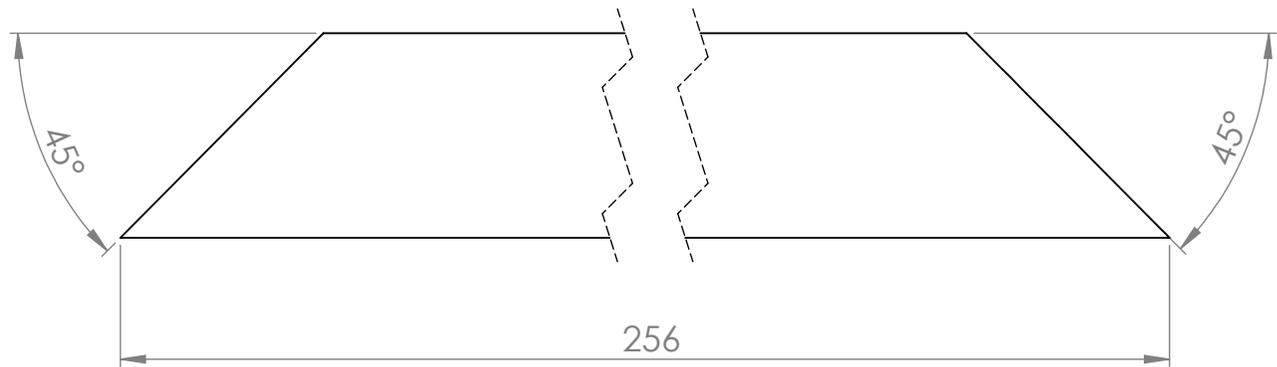


Escala:
1:5

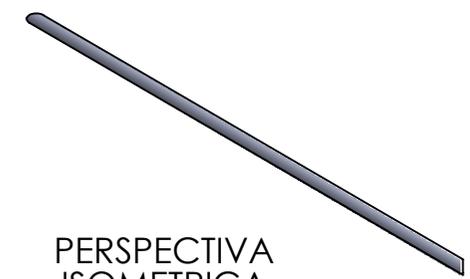
Cantidad:
1



VISTA FRONTAL

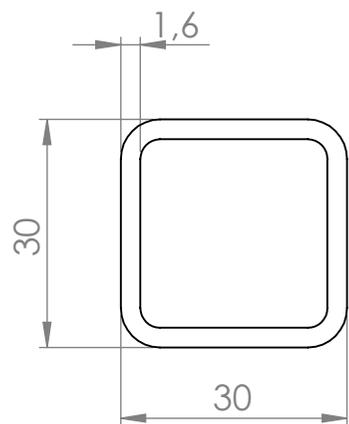


VISTA LATERAL IZQUIERDA

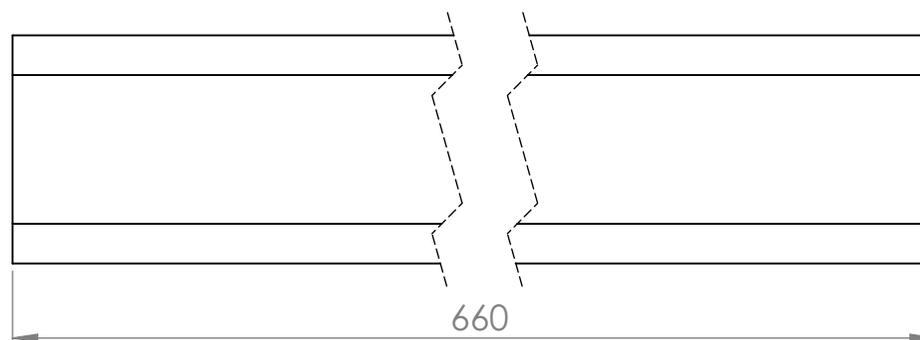


PERSPECTIVA ISOMETRICA

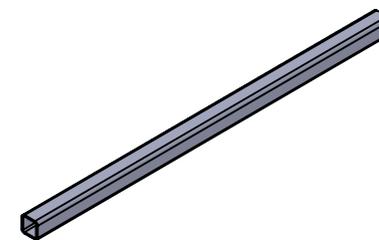
Observaciones:		Fecha	Nombre																									
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.																							
		Revisado	03/23																									
Material: Caño red. ϕ 20mm e:2mm		Aprobado	03/23																									
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>\leq</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>$\pm 0,5$</td> <td>$\pm 0,6$</td> <td>$\pm 0,8$</td> <td>± 1</td> <td>± 2</td> <td>± 3</td> <td>± 3</td> </tr> </table>		De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	\leq	Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3	Denominación		Proyecto:
		De	3	6	30	120	315	1000	2000																			
A	6	30	120	315	1000	2000	\leq																					
Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3																					
		BARANDA MENOR POSTERIOR		Grúa elevadora remol.																								
Escala: 1:1		Cantidad: 4		Revision: 01																								
				Codigo de proyecto: GR																								
				Codigo de pieza: GR-3-1-29-1																								



VISTA FRONTAL

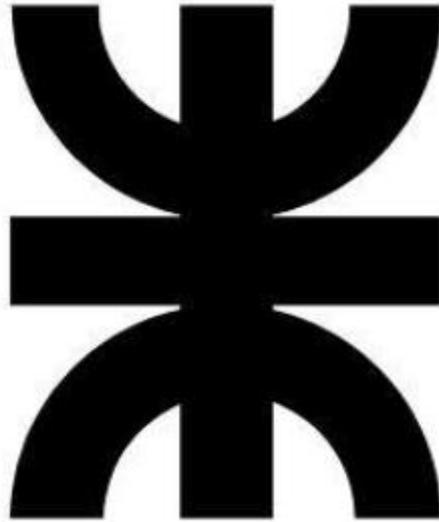


VISTA LATERAL IZQUIERDA



PERSPECTIVA ISOMETRICA

Observaciones:		Fecha		Nombre																									
		Dibujado 03/23		Tais Santiago E.																									
		Revisado 03/23																											
Material: Caño estr. 40x40x1,6mm		Aprobado 03/23																											
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>≤</td> </tr> <tr> <td>Toler.</td> <td>±0,5</td> <td>±0,6</td> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±2</td> <td>±3</td> <td>±3</td> </tr> </table>		De	3			6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Toler.	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Denominación	
De	3	6	30	120	315	1000	2000																						
A	6	30	120	315	1000	2000	≤																						
Toler.	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3																						
		Escala: 1:1		Cantidad: 3		REFUERZO BASE		Revision: 01																					
								Codigo de proyecto: GR																					
								Codigo de pieza: GR-3-1-30 -1																					



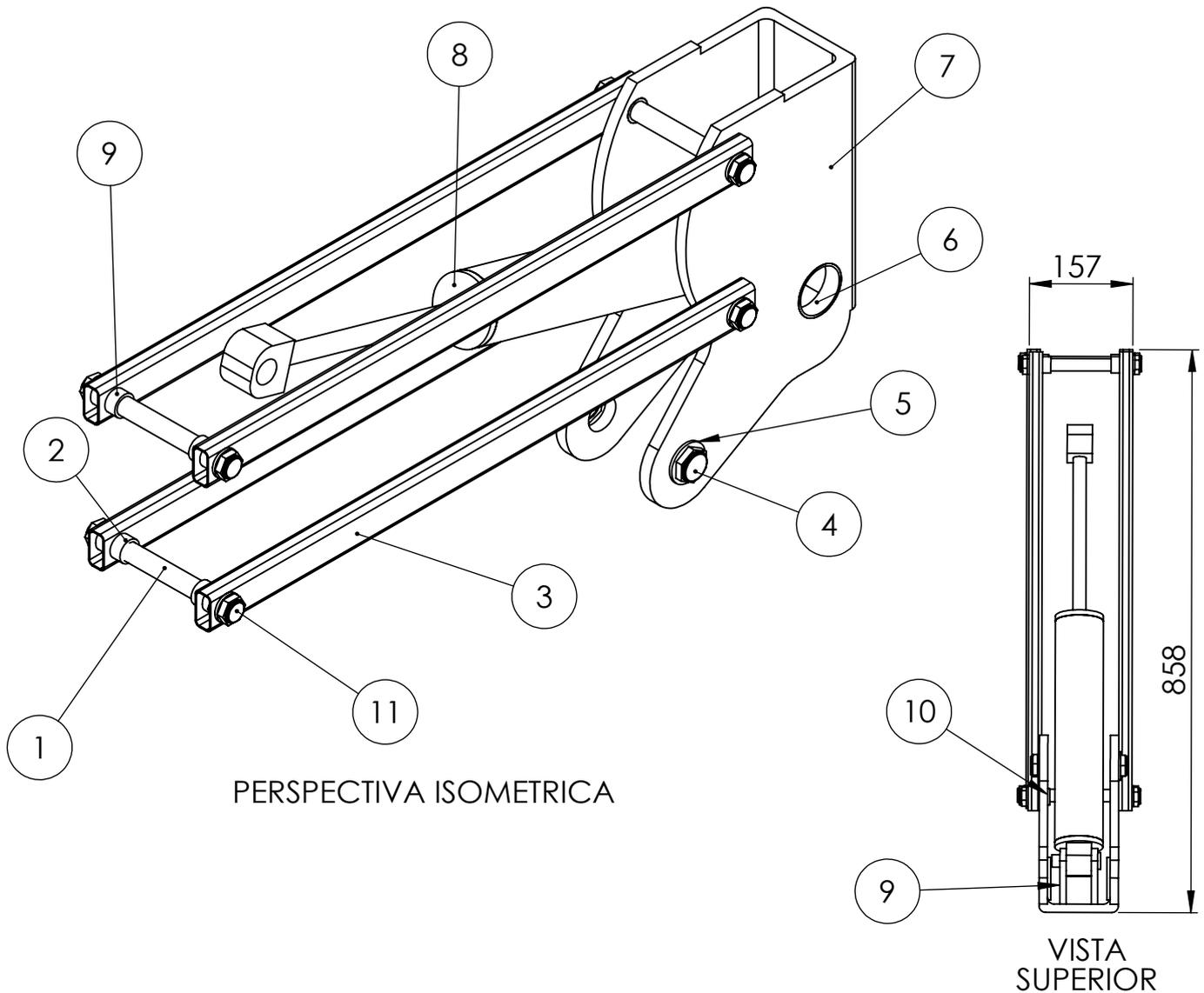
**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional Villa María

Ingeniería Mecánica

**SUBCONJUNTO PARALELOGRAMO
DEFORMABLE**

TAIS SANTIAGO ESTEBAN

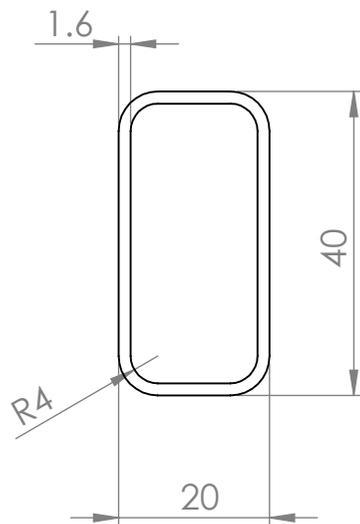


PERSPECTIVA ISOMETRICA

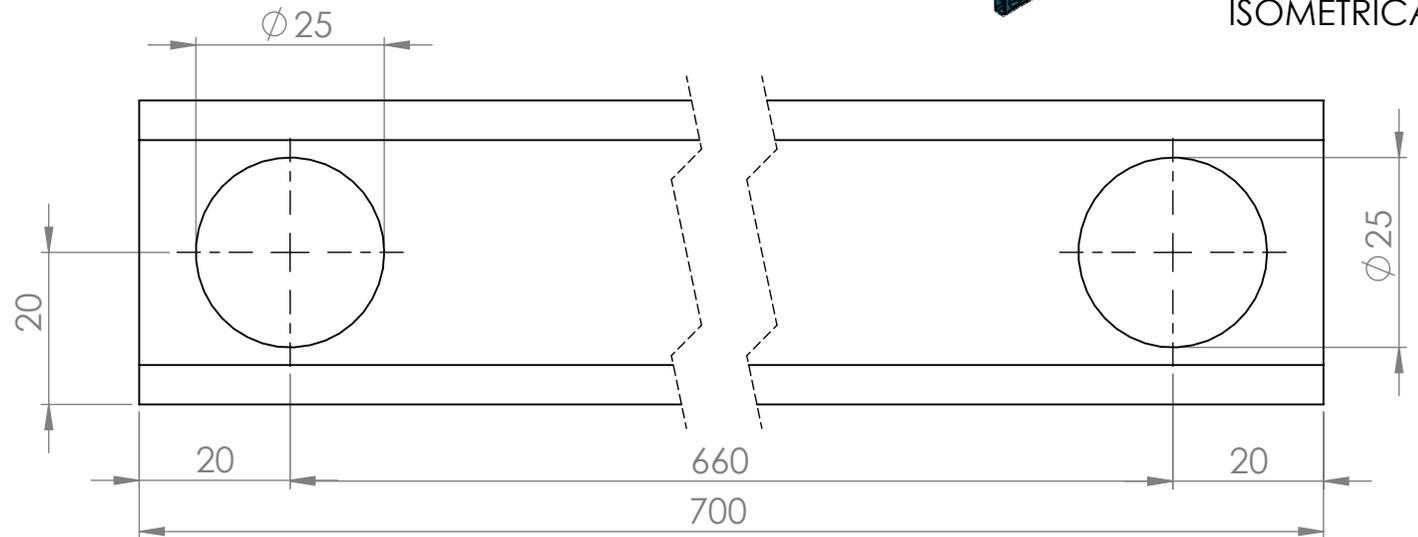
VISTA SUPERIOR

11	Tuerca de fijacion perno barra par.		8
10	Perno menor fijacion barra		2
9	Tenon de agarre cilindro	Elemento comercial	1
8	Cilindro de elevacion paralelogr.		1
7	Chapa base articulacion		1
6	Buje articulacion paralelogramo		2
5	Buje perno cilindro articulacion		2
4	Tuerca de fijacion perno cilindro		2
3	Barra de paralelogramo		4
2	Buje de barra de paralelogramo		4
1	Perno de barras de paralelogramo		3
Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad

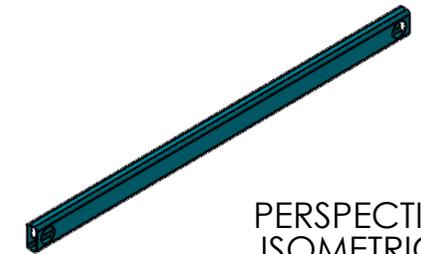
Observaciones:		Fecha	Nombre					
		Dibujado 03/23	Tais Santiago E.					
		Revisado 03/23						
Material:		Aprobado 03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS				Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-2-1-00-1				
De	3	6	30		120	315	1000	2000
A	6	30	120		315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8		±1	±2	±3	±3
		Escala:	Cantidad:	CONJUNTO PARALELOGRAMO DEFORMABLE				
		S/E	1					



VISTA FRONTAL

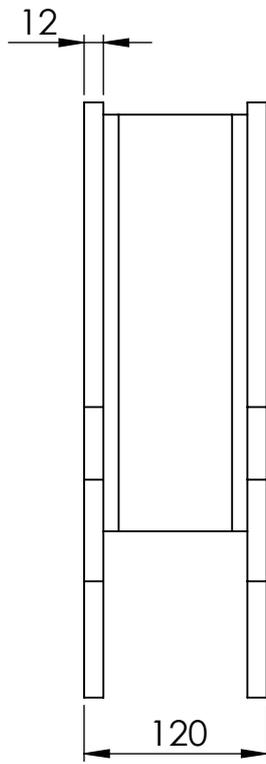


VISTA LATERAL IZQUIERDA

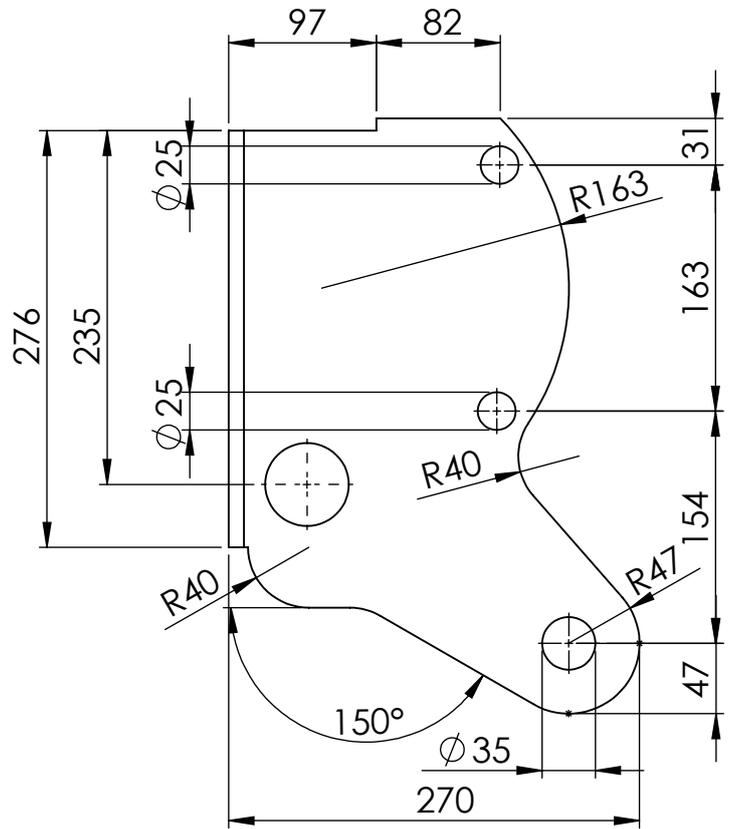


PERSPECTIVA ISOMETRICA

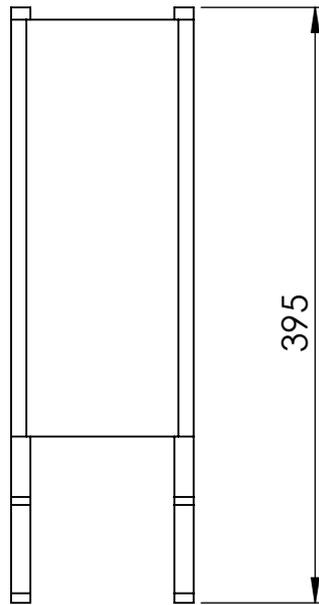
Observaciones:	Fecha	Nombre					
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.			
	Revisado	03/23					
Material: Caño estructural 40mmx20mm	Aprobado	03/23					
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominación BARRA DE PARALELOGRAMO DEFORMABLE				
De	3	6		30	120	315	1000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3
		Escala:	Cantidad:	Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Código de proyecto: GR Código de pieza: GR-3-1-03-1			
		1:3	4				



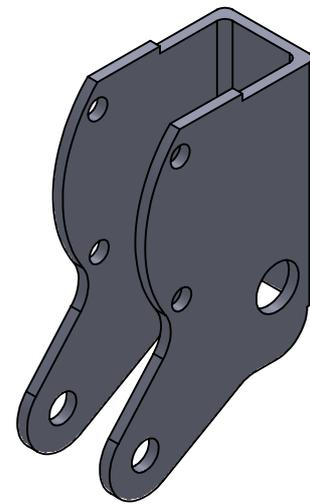
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



PERSPECTIVA ISOMETRICA

Observaciones:

	Fecha	Nombre
Dibujado	03/23	Tais Santiago E.
Revisado	03/23	
Aprobado	03/23	



Material: Chapa STREX MC700 e:12mm

Denominacion

Proyecto:
Grúa elevadora remol.

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

CHAPA BASE DE ARTICULACION PARALELOGRAMO DEFORM.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

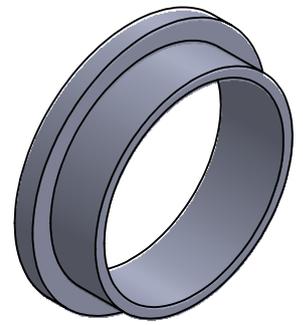
Codigo de pieza:

GR-3-1-04-1

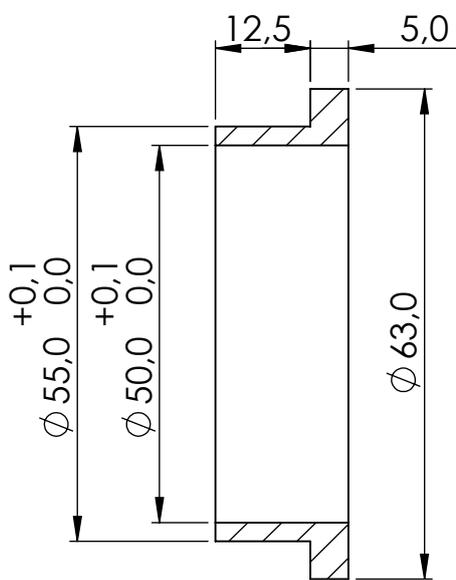


Escala:
1:5

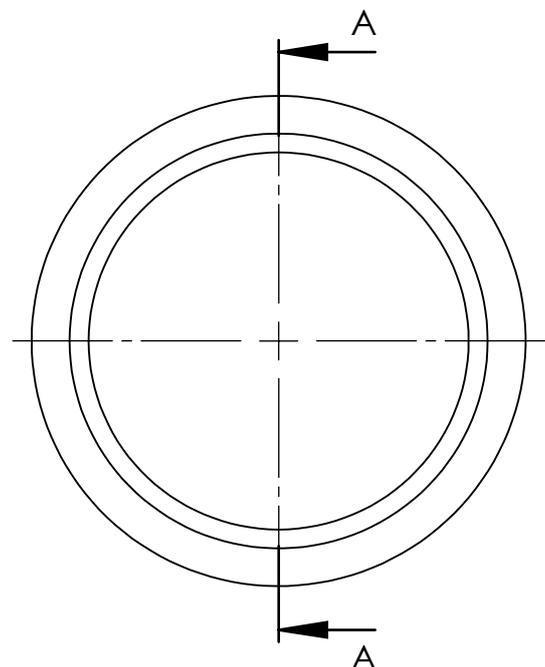
Cantidad:
1



PERSPECTIVA ISOMETRICA



SECCIÓN A-A



VISTA FRONTAL

Observaciones:

	Fecha	Nombre
Dibujado	03/23	Tais Santiago E.
Revisado	03/23	
Aprobado	03/23	



Material: Acero AISI 4140 D: 2 1/2''

Denominacion

Proyecto:
Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-1-08-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

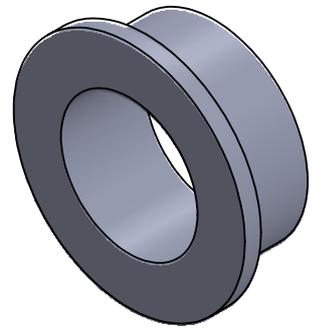
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

**BUJE DE ARTICULACION
PARALELOGRAMO
DEFORMABLE**

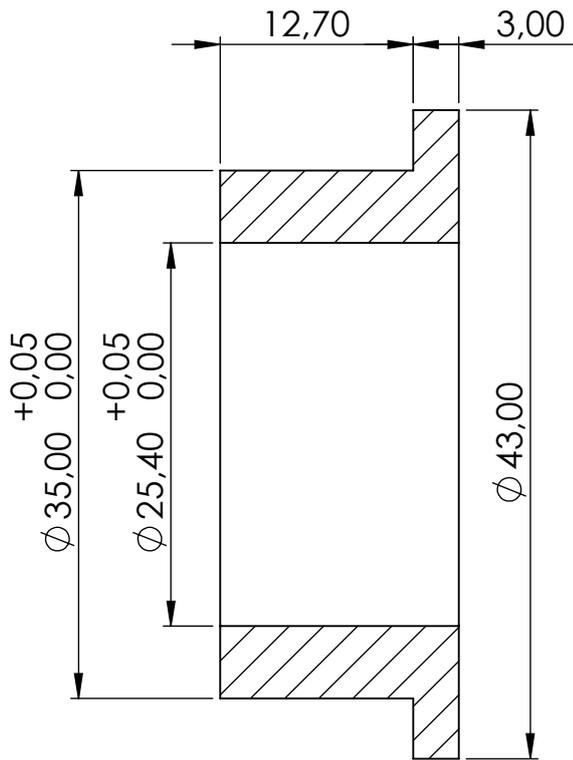


Escala:
1:1

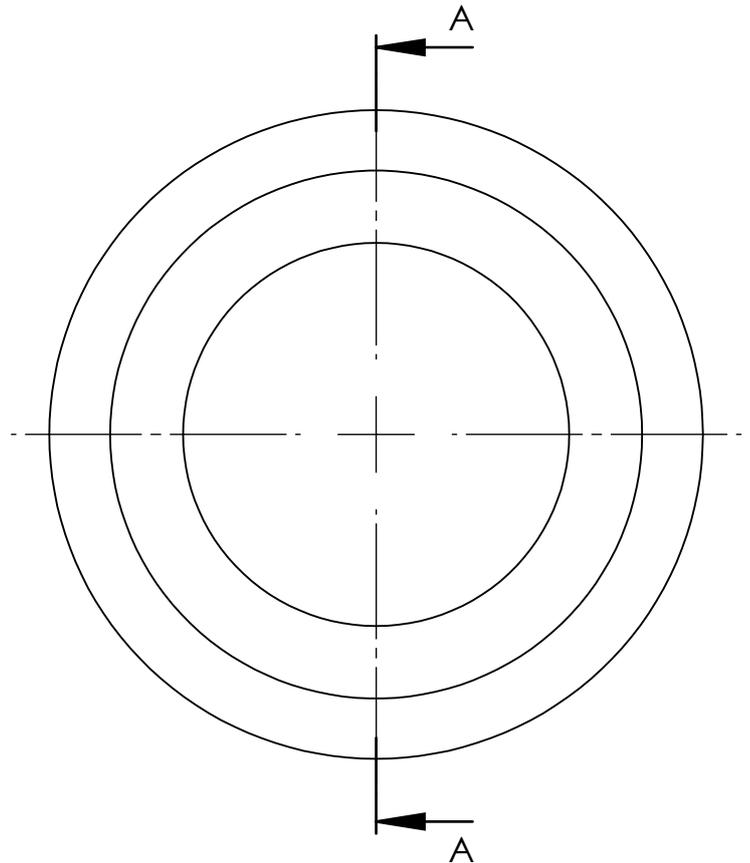
Cantidad:
4



PERSPECTIVA
ISOMETRICA



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Acero AISI 4140 D: 2''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-1-10-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:

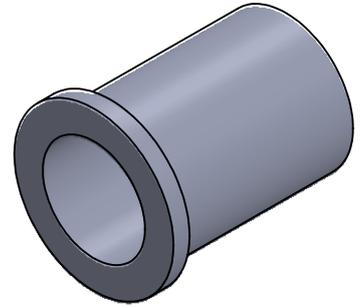
2:1

Cantidad:

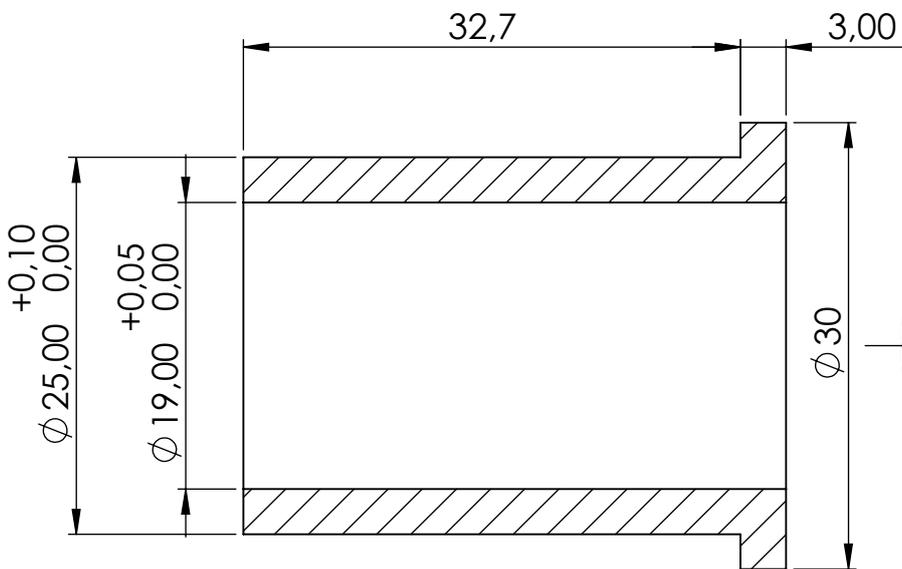
4

**BUJE PERNO CILINDRO DE
ARTICULACION**

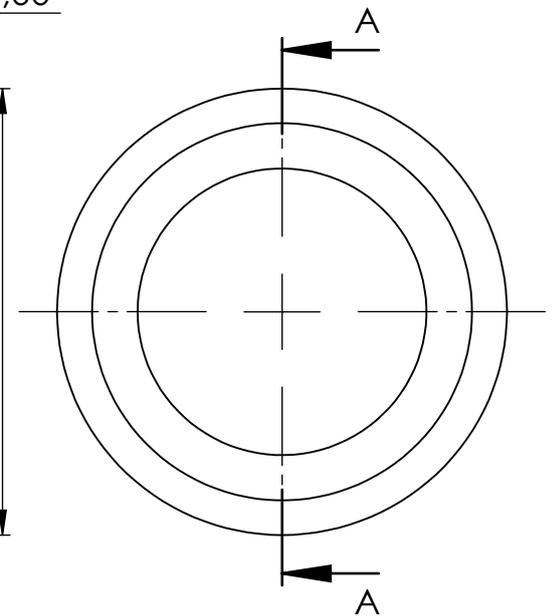




PERSPECTIVA ISOMETRICA

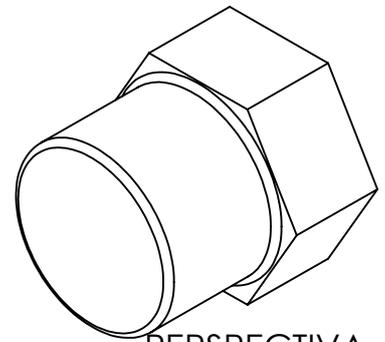


SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

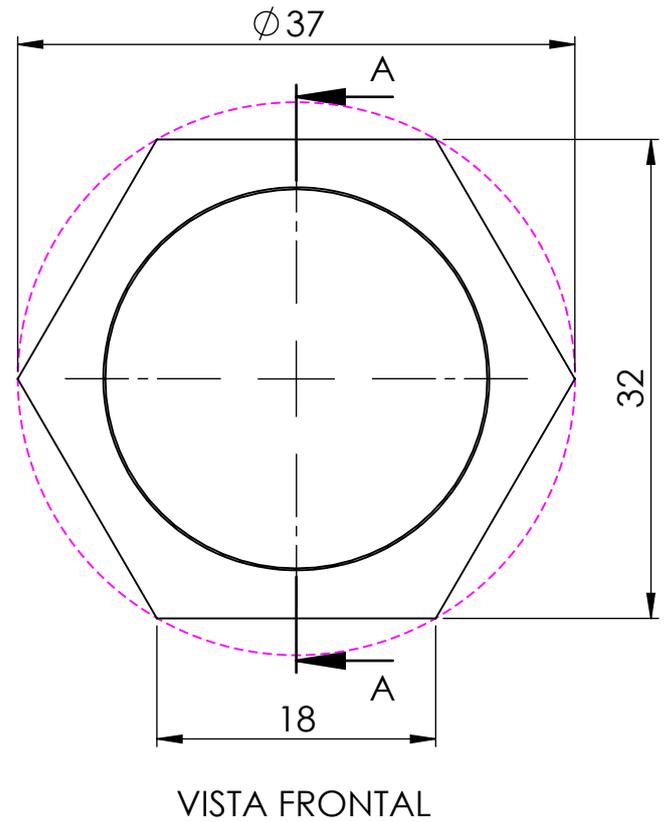
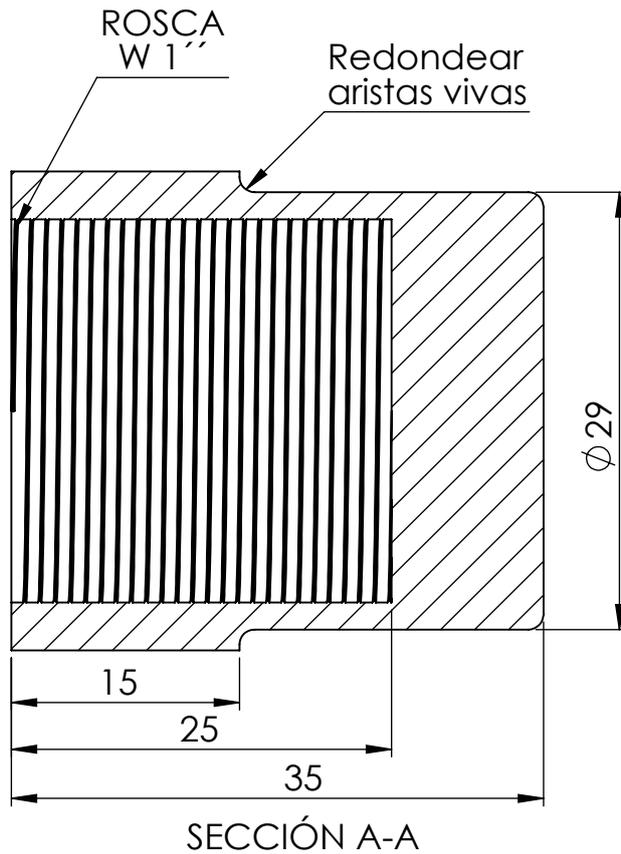


VISTA FRONTAL

Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
	Revisado	03/23						
Material: Acero AISI 4140 D: 1''	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominacion BUJE DE BARRA PARALELOGRAMO					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
	Escala:	Cantidad:	Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-3-1-14-1					
	2:1	4						



PERSPECTIVA ISOMETRICA



Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado

03/23

Tais Santiago E.

Revisado

03/23

Aprobado

03/23



Material: Acero AISI 1020 D: 1 1/2"

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-1-15 -1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:

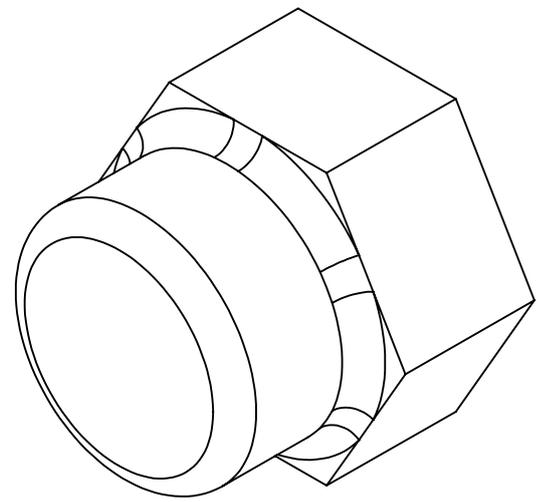
2:1

Cantidad:

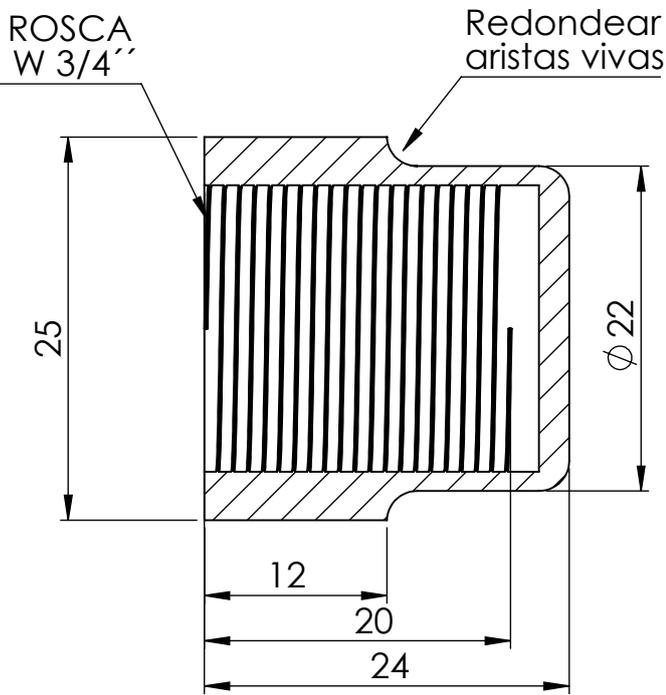
4

**TUERCA DE FIJACION
PERNO CILINDRO**

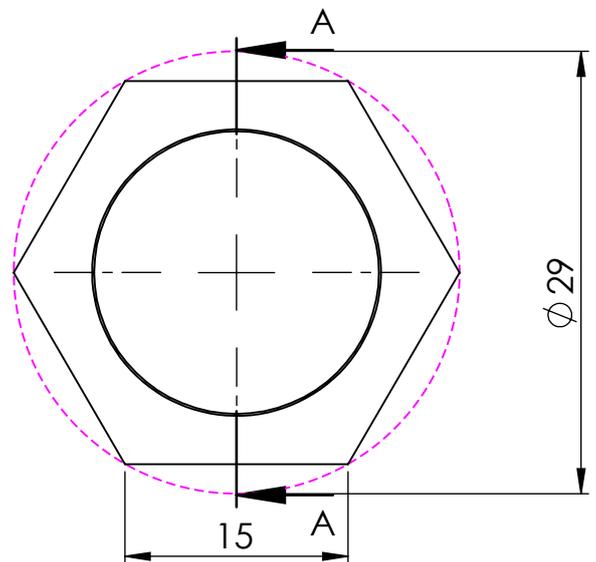




PERSPECTIVA ISOMETRICA



SECCIÓN A-A



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Acero AISI 1020 D: 1''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-1-16-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

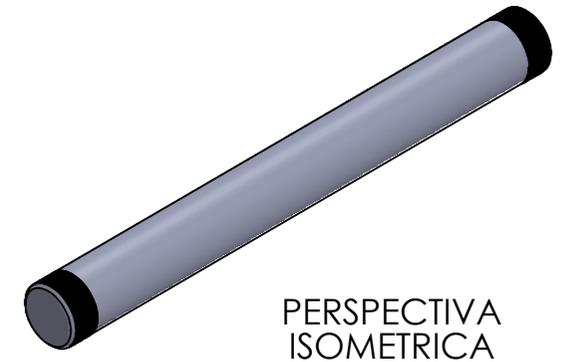
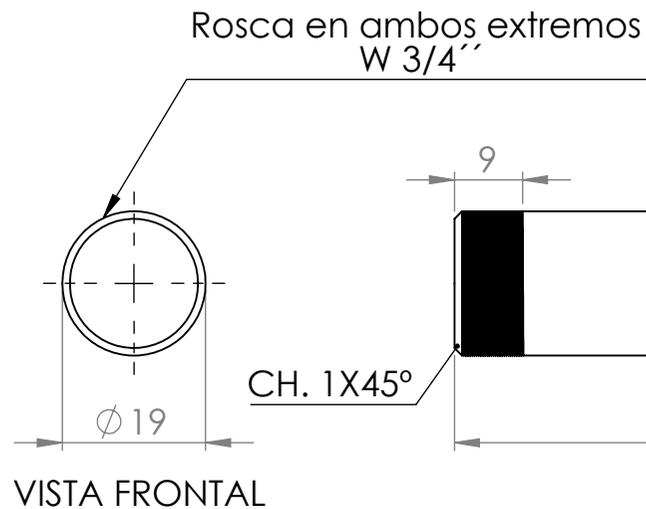
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:
2:1

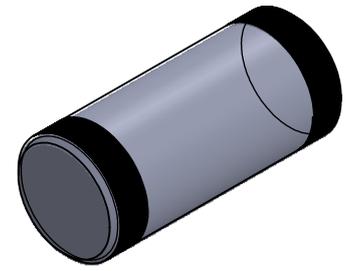
Cantidad:
8

**TUERCA DE FIJACION
PERNO BARRA
PARALELOGRAMO**

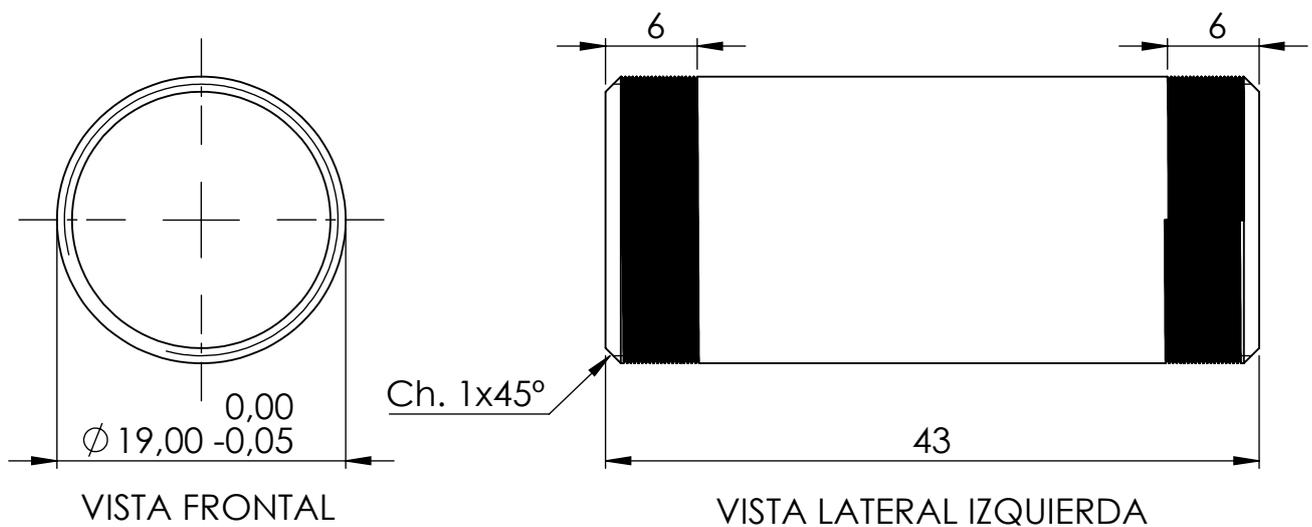




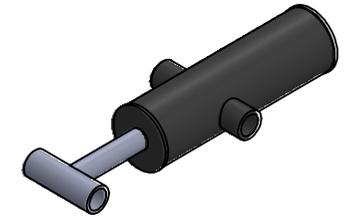
Observaciones:		Fecha	Nombre	 UTN UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL					
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
		Revisado	03/23						
Material: Acero AISI 1045 D: 3/4''		Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	PERNO DE BARRAS DE PARALELOGRAMO	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		
Escala:		Cantidad:		Revision: 01					
		1:1		3		Codigo de proyecto: GR			
						Codigo de pieza:		GR-3-1-17-1	



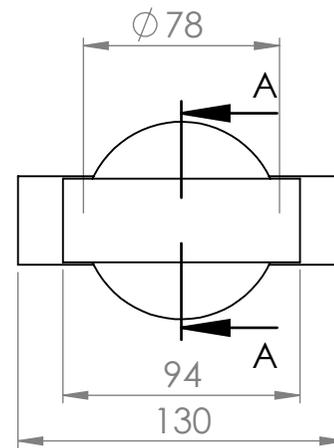
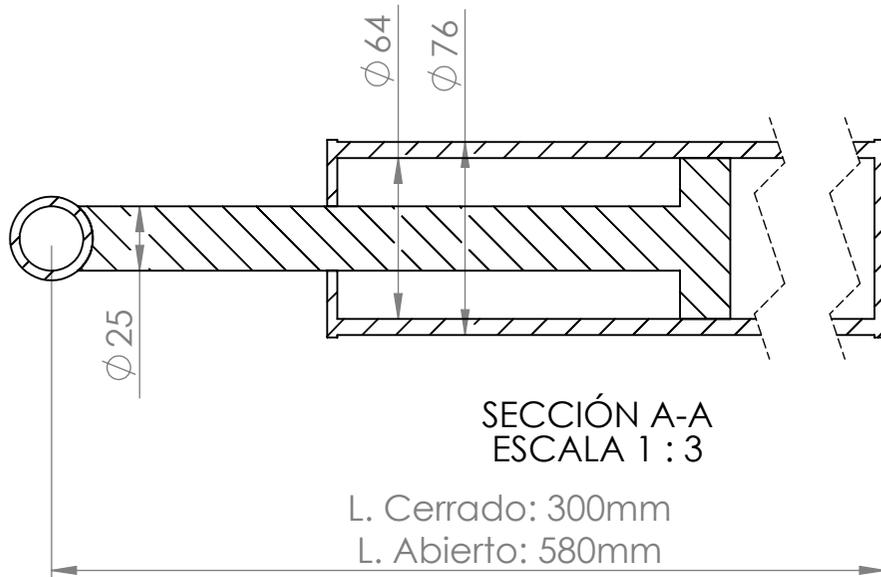
PERSPECTIVA ISOMETRICA



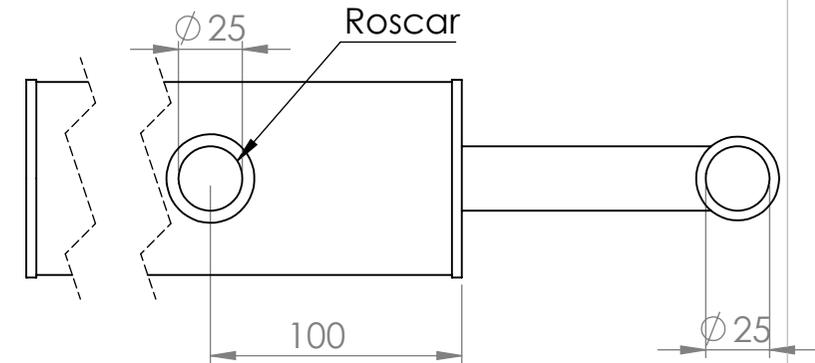
Observaciones:	Fecha		Nombre																													
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.																													
	Revisado	03/23																														
Material: Acero AISI 4140 D: 3/4"	Aprobado	03/23			Proyecto:																											
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>\leq</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>$\pm 0,5$</td> <td>$\pm 0,6$</td> <td>$\pm 0,8$</td> <td>± 1</td> <td>± 2</td> <td>± 3</td> <td>± 3</td> </tr> </table>					De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	\leq	Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3	Denominacion		Grúa elevadora remol.	
					De	3	6	30	120	315	1000	2000																				
A	6	30	120	315	1000	2000	\leq																									
Toler:	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	± 1	± 2	± 3	± 3																									
PERNO MENOR DE BARRA PARALELOGRAMO					Revision: 01																											
					Codigo de proyecto: GR																											
					Codigo de pieza:																											
					GR-3-1-18-1																											
Escala: 2:1		Cantidad: 2																														



PERSPECTIVA ISOMETRICA

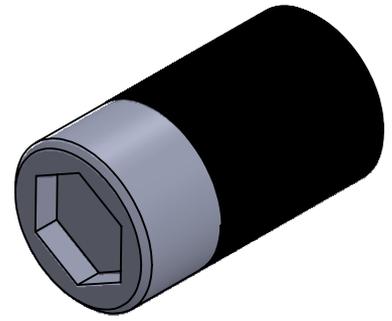


VISTA FRONTAL

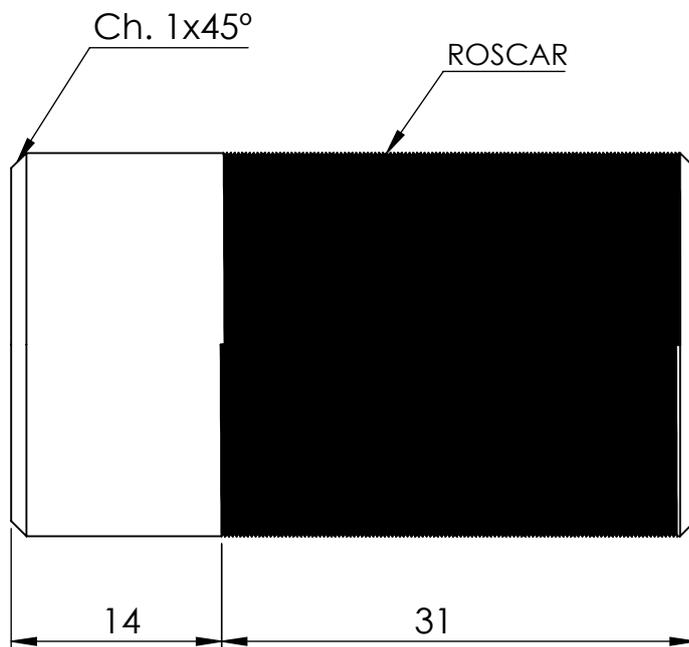


VISTA LATERAL IZQUIERDA

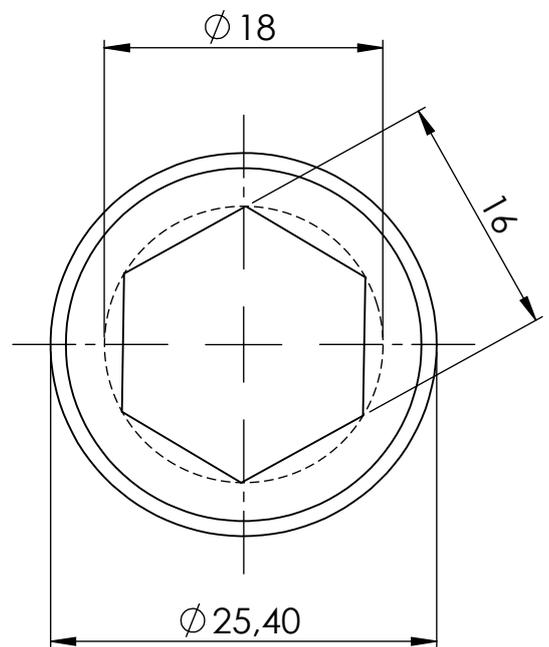
Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
	Revisado	03/23						
Material:	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominación CILINDRO HIDRAULICO ARTICULACION DE CANASTO					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6		±0,8	±1	±2	±3	±3
		Escala:	Cantidad:					
		1:2	1					
			Proyecto:	Grúa elevadora remol.				
			Revision:	01				
			Codigo de proyecto:	GR				
			Codigo de pieza:	GR-2-1-25-1				



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA LATERAL DERECHA



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Acero AISI 4140 D: 1"

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-1-31-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

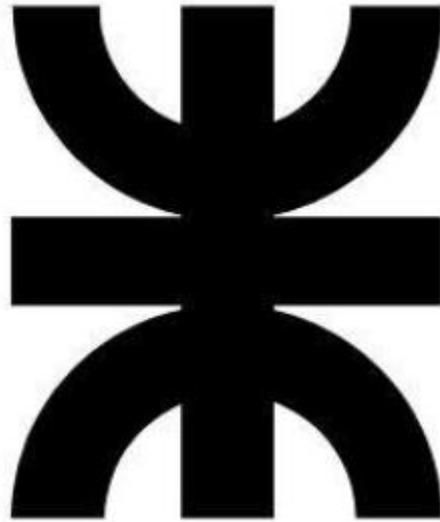


Escala:
2:1

Cantidad:
2

**PERNO CILINDRO
ARTICULACION DE
CANASTO**

Año 2023

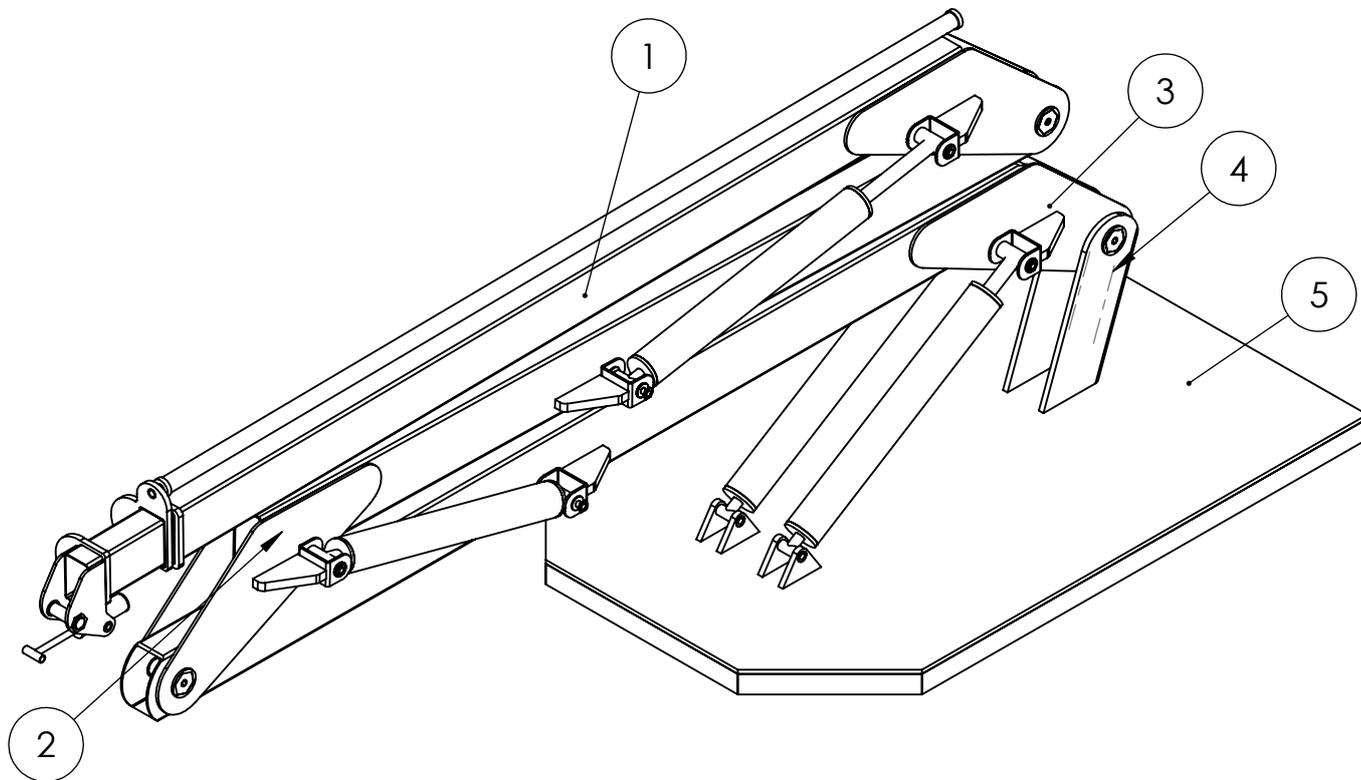


**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional Villa María
Ingeniería Mecánica

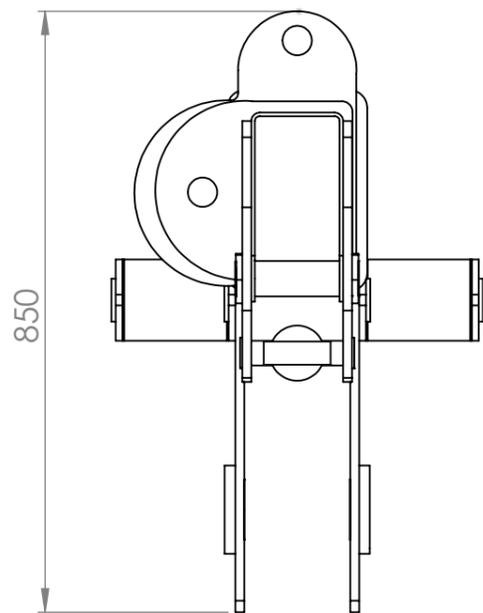
CONJUNTO PLUMA

TAIS SANTIAGO ESTEBAN

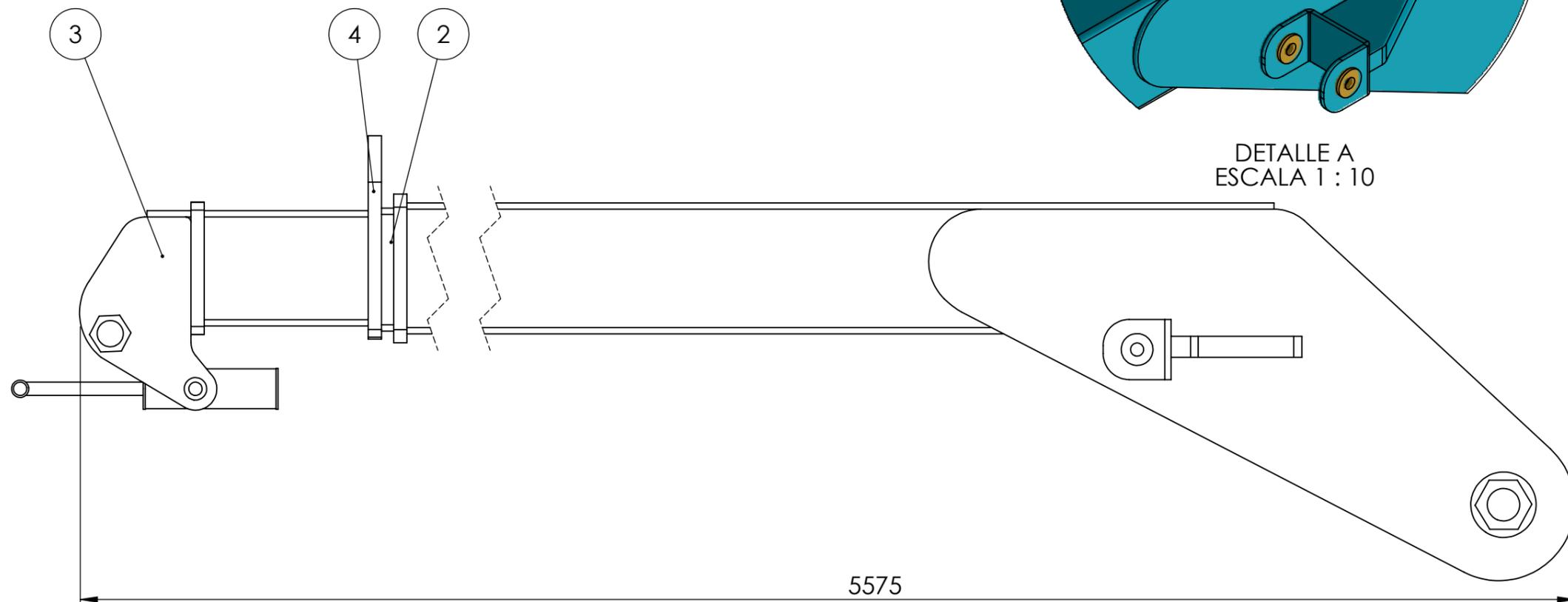


5	Base de giro		1
4	Barra soporte de pluma		1
3	Cj. Barra principal		1
2	Cj. Barra intermedia		1
1	Sistema telescopico		1
Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad

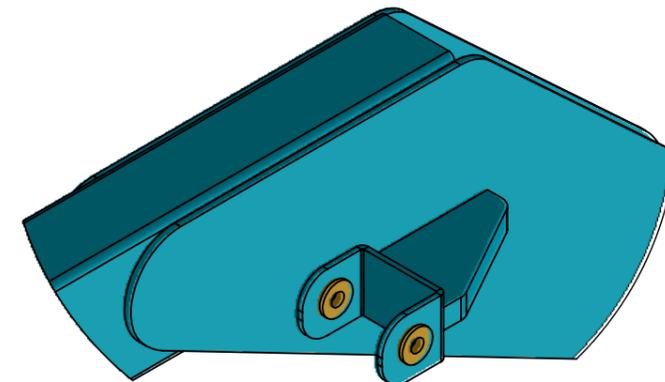
Observaciones:		Fecha	Nombre						
		Dibujado	03/23 Tais Santiago E.						
		Revisado	03/23						
Material:		Aprobado	03/23	Proyecto:					
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominacion		Grúa elevadora remol.					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	CONJUNTO COMPLETO PLUMA	Revision: 01
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Codigo de proyecto: GR
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Codigo de pieza:
		Escala:		Cantidad:					GR-1-2-00-1
		1:30		1					



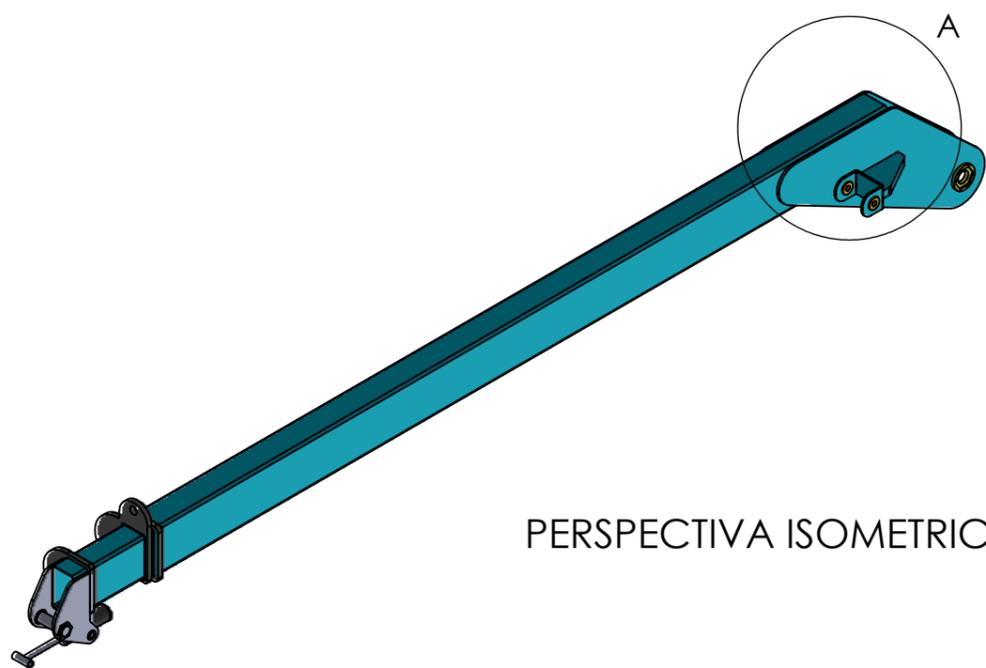
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



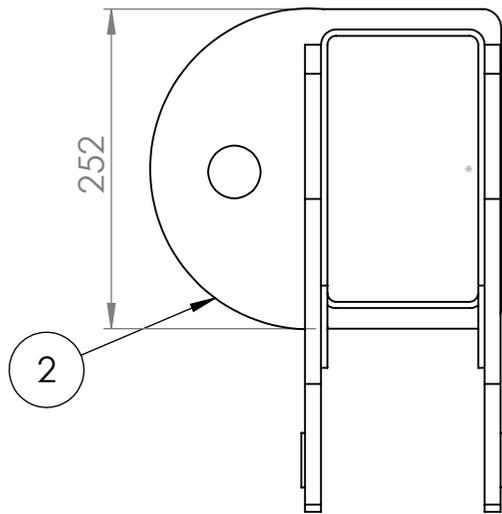
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



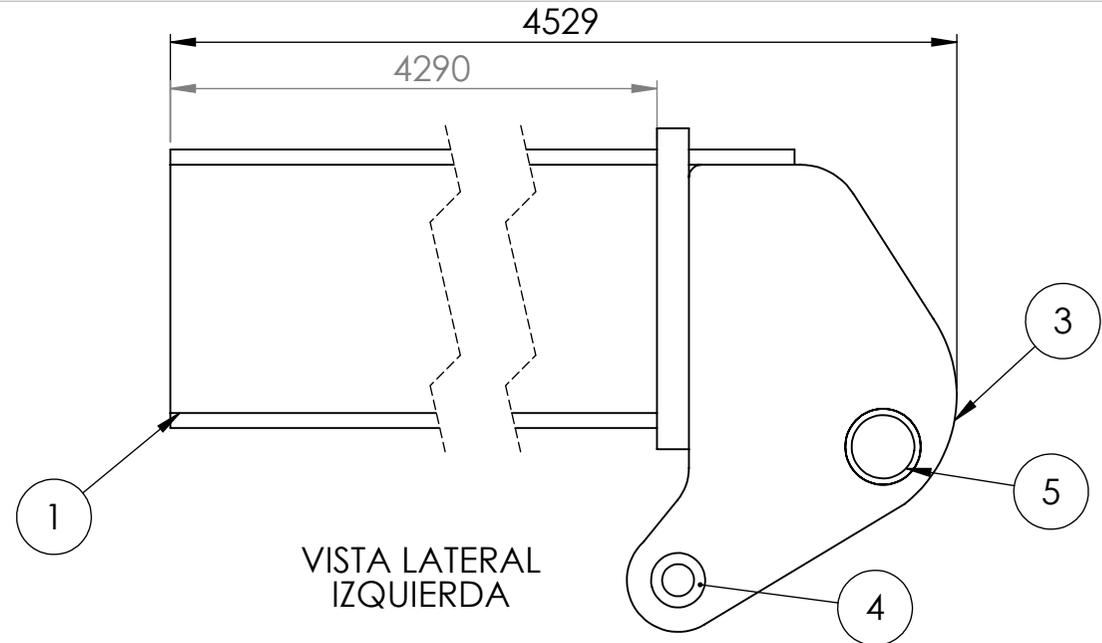
PERSPECTIVA ISOMETRICA

Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad
4	Soporte cilindro de sist. Telescopico		3
3	Scj. Barra menor Sist. Telescopico		1
2	Scj. Barra intermedia sist. Telescopico		1
1	Scj. Barra mayor sist. Telescopico		1

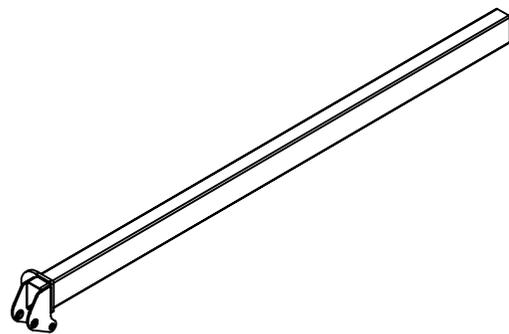
Observaciones:		Fecha	Nombre																									
		Dibujado 03/23	Tais Santiago E.																									
		Revisado 03/23																										
Material:		Aprobado 03/23		Proyecto: Grúa elevadora remol.																								
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>≤</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>±0,5</td> <td>±0,6</td> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±2</td> <td>±3</td> <td>±3</td> </tr> </table>		De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Denominacion		Revision: 01
De	3	6	30	120	315	1000	2000																					
A	6	30	120	315	1000	2000	≤																					
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3																					
Escala: 1:10		Cantidad: 1		Código de proyecto: GR																								
		Cj. SISTEMA TELESCOPICO		Código de pieza: GR-1-2-00-1																								



VISTA FRONTAL



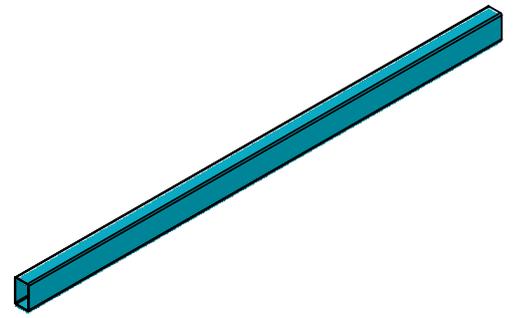
VISTA LATERAL IZQUIERDA



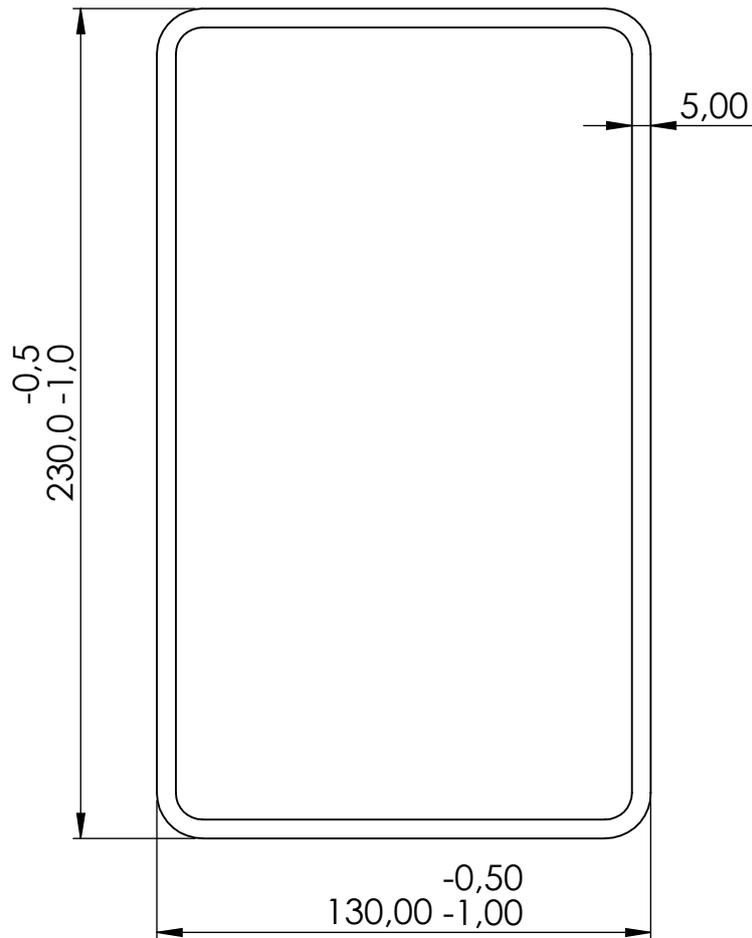
PERSPECTIVA ISOMETRICA

5	Buje perno de giro cj. canasto		2
4	Buje perno cilindro hidraulico		2
3	Placa de soporte cj. canasto		2
2	Brida de barra menor		1
1	Barra menor		1
Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad

Observaciones:		Fecha	Nombre																									
		Dibujado	03/23 Tais Santiago E.																									
		Revisado	03/23																									
Material:		Aprobado	03/23	Proyecto: Grúa elevadora remol.																								
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>≤</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>±0,5</td> <td>±0,6</td> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±2</td> <td>±3</td> <td>±3</td> </tr> </table>		De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Denominacion		Revision: 01
De	3	6	30	120	315	1000	2000																					
A	6	30	120	315	1000	2000	≤																					
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3																					
		Escala: 1:5	Cantidad: 1	Scj. BARRA MENOR DE SISTEMA TELESCOPICO Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-2-2-00-1																								

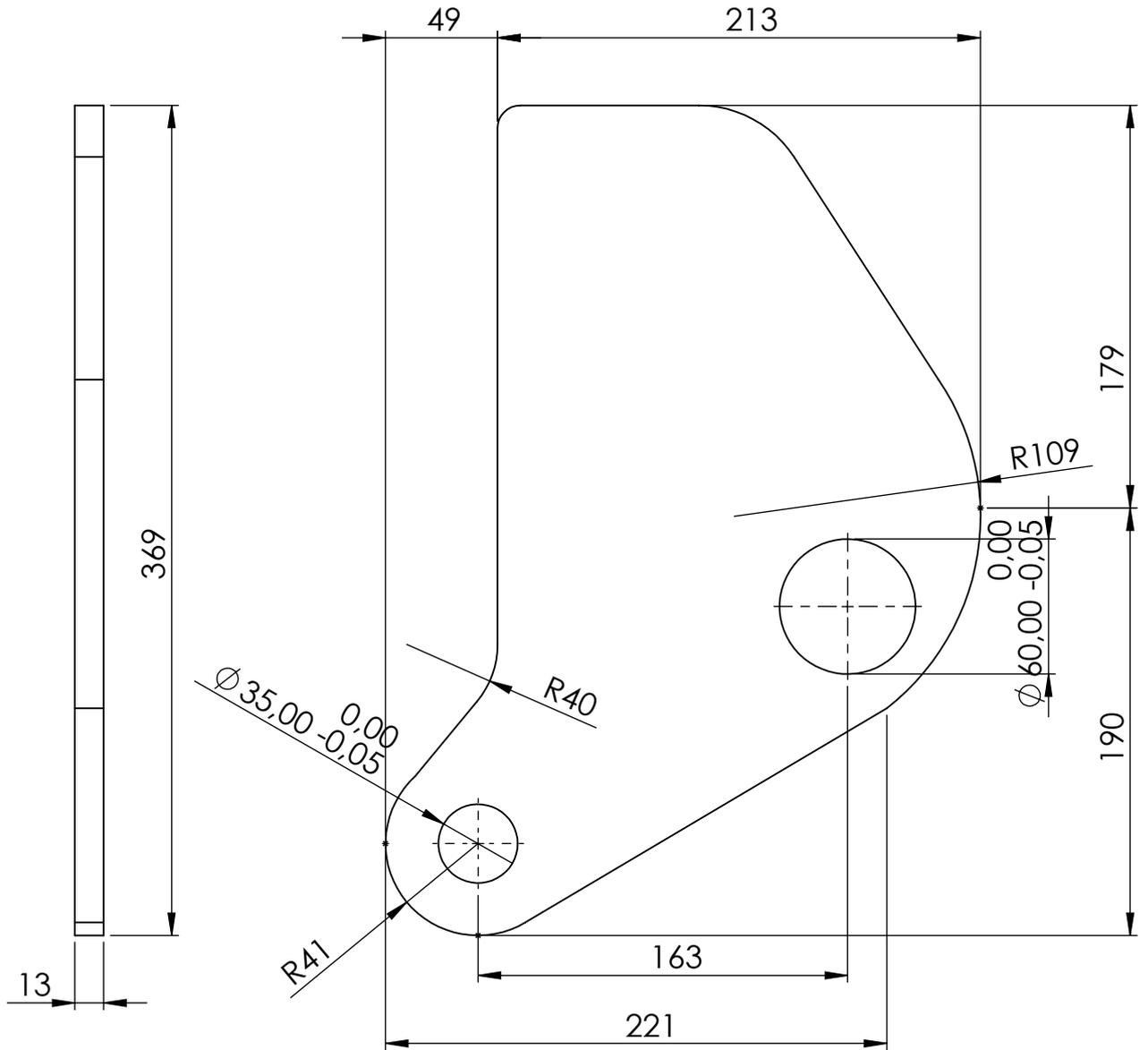


PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL

Observaciones:	Fecha		Nombre		 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL				
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.						
	Revisado	03/23							
Material:	Aprobado	03/23							
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS					Denominacion BARRA MENOR DE SISTEMA TELESCOPICO	Proyecto:			
De	3	6	30	120		315	1000	2000	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315		1000	2000	≤	Revision: 01
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1		±2	±3	±3	Codigo de proyecto: GR
		Escala: 1:2		Cantidad: 1		Codigo de pieza: GR-3-2-09-1			



Observaciones:

	Fecha	Nombre
Dibujado	03/23	Tais Santiago E.
Revisado	03/23	
Aprobado	03/23	



Material: Chapa Strenx MC700 e: 13mm

Denominacion

Proyecto:
Grúa elevadora remol.

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS							
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

**PLACA DE SOPORTE DE
CONJUNTO CANASTO**

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

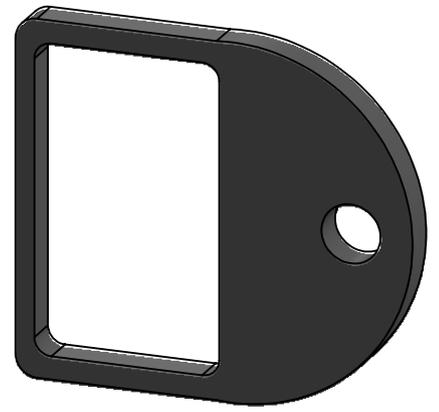
Codigo de pieza:

GR-2-3-13-1

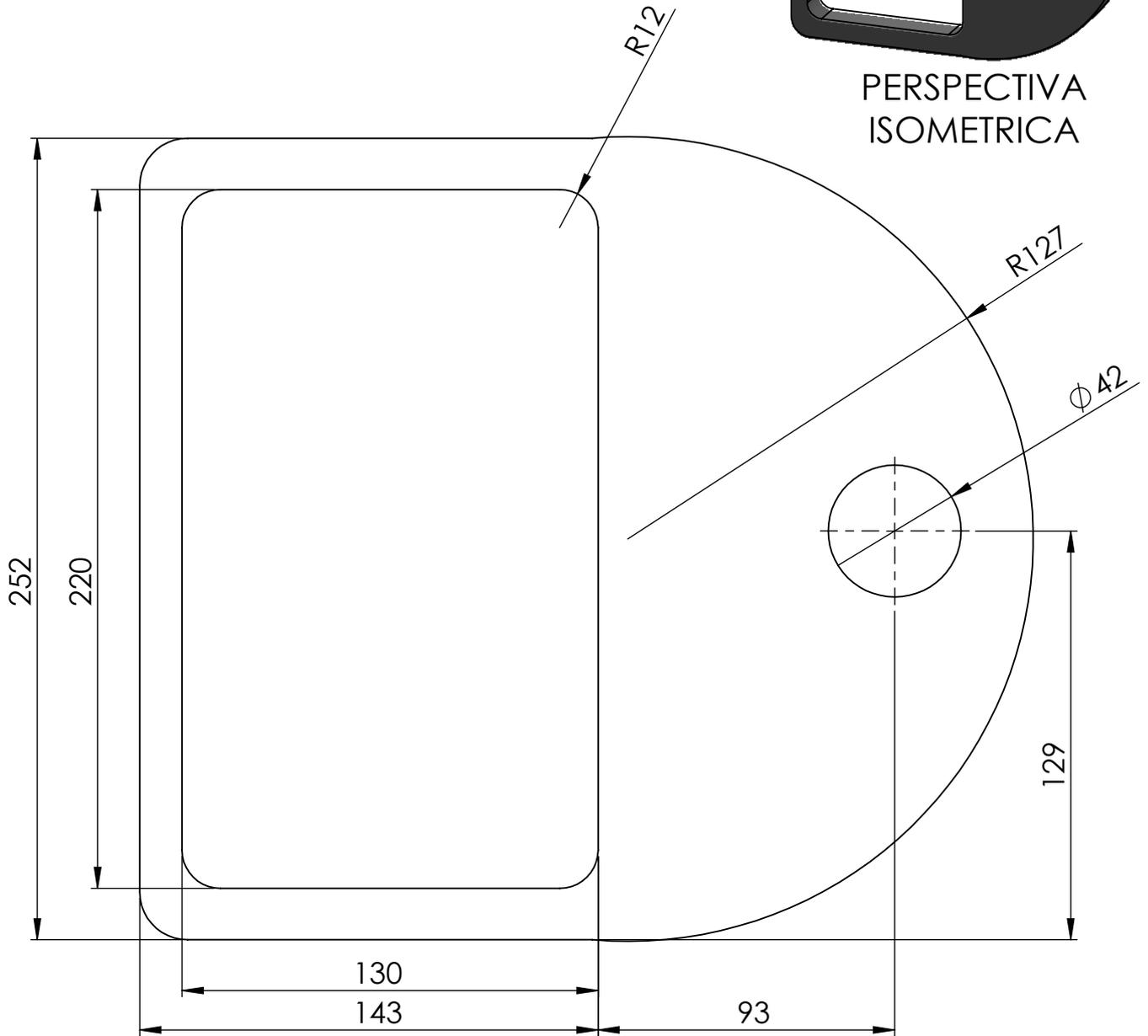


Escala:
2:1

Cantidad:
2



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: CHAPA F24 esp:1''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-2-01-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

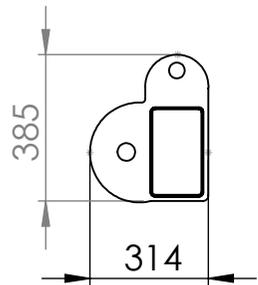
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

PUNTERA DE BARRA MENOR

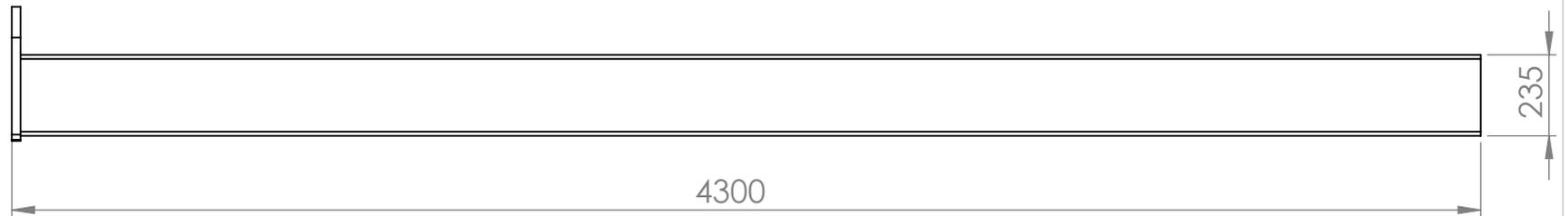


Escala:
1:2

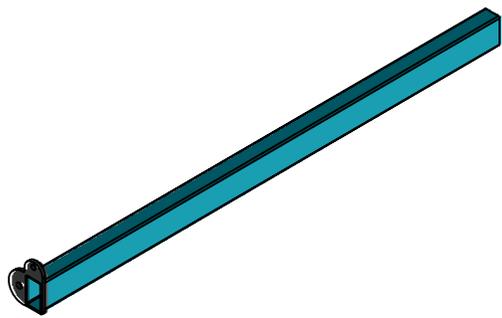
Cantidad:
1



VISTA FRONTAL

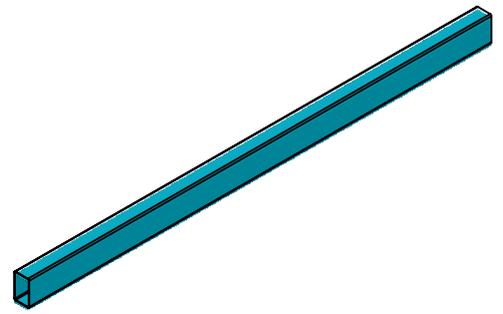


VISTA LATERAL IZQUIERDA

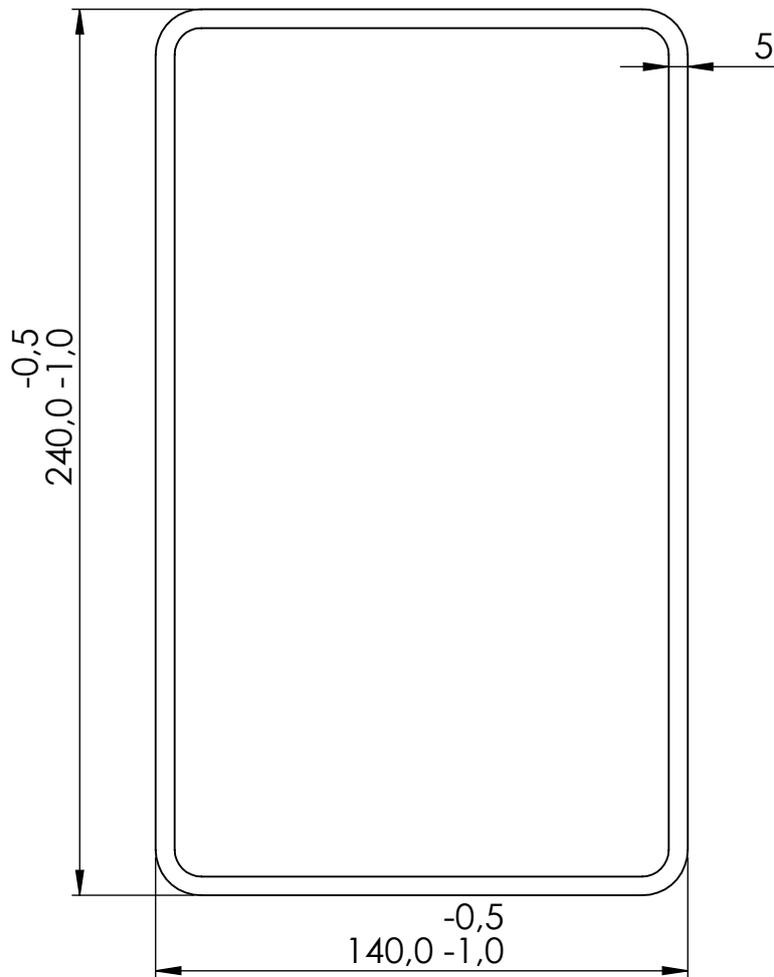


PERSPECTIVA ISOMETRICA

2	Puntera de barra intermedia		1					
1	Barra intermedia		1					
Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad					
Observaciones:		Fecha	Nombre					
		Dibujado 03/23	Tais Santiago E.					
		Revisado 03/23						
Material:		Aprobado 03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominacion						
De	3	6	30	120	315	1000	2000	
A	6	30	120	315	1000	2000	≤	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
		Escala:	Cantidad:	SCJ. BARRA INTERMEDIA SISTEMA TELESCOPICO				
		1:10	1					
		Proyecto:						
		Grúa elevadora remol.						
		Revision: 01						
		Codigo de proyecto: GR						
		Codigo de pieza:		GR-2-2-00-1				

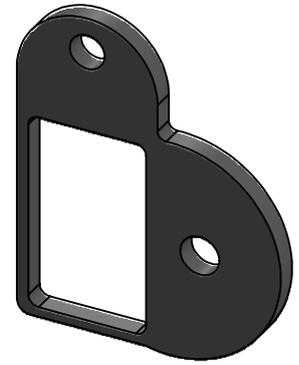


PERSPECTIVA ISOMETRICA

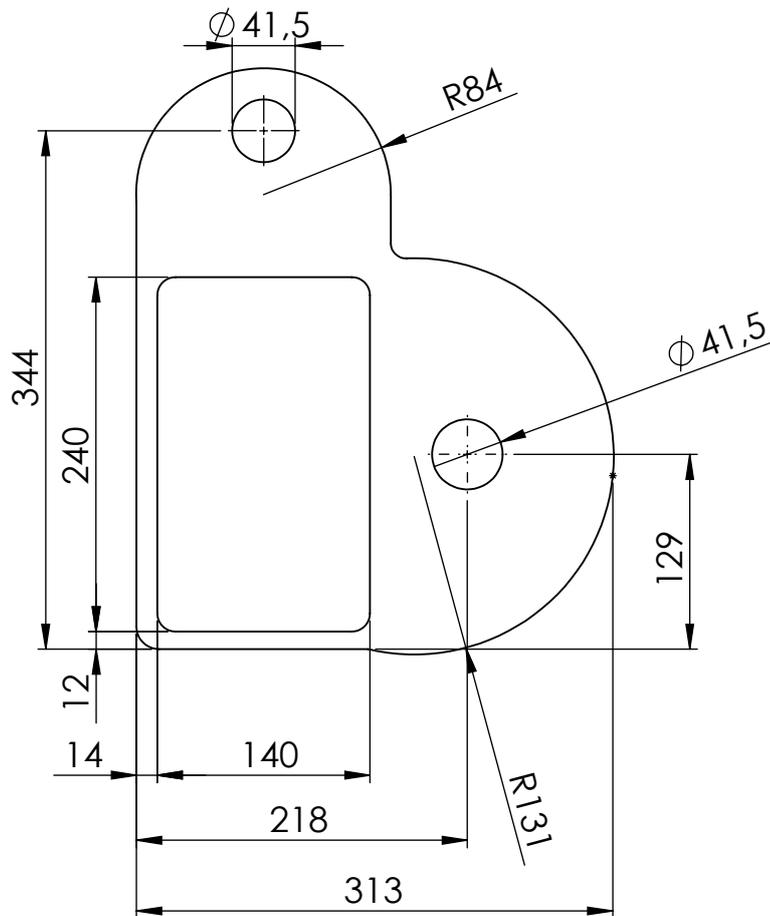


VISTA FRONTAL

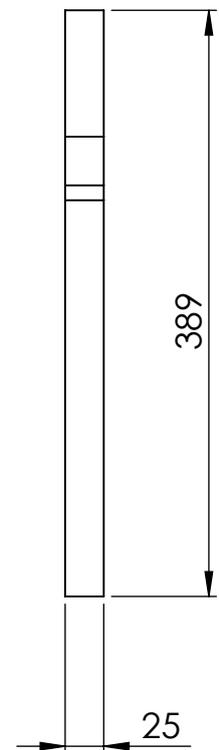
Observaciones:	Fecha		Nombre																													
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.																													
	Revisado	03/23																														
Material: STRENX MC700 esp: 5mm	Aprobado	03/23			Proyecto:																											
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>≤</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>±0,5</td> <td>±0,6</td> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±2</td> <td>±3</td> <td>±3</td> </tr> </table>					De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Denominacion		Grúa elevadora remol.	
					De	3	6	30	120	315	1000	2000																				
A	6	30	120	315	1000	2000	≤																									
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3																									
BARRA INTERMEDIA DE SISTEMA TELESCOPICO					Revision: 01																											
					Codigo de proyecto: GR																											
					Codigo de pieza:																											
Escala: 1:2		Cantidad: 1		GR-3-2-03-1																												



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa F24 esp: 1''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-2-08-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

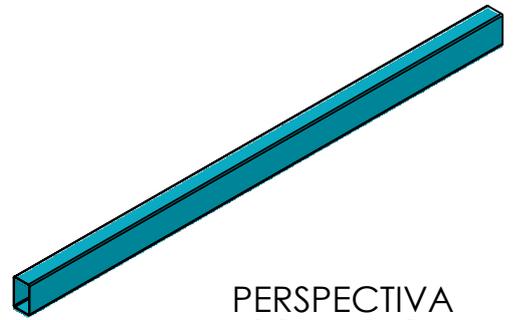
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

PUNTERA DE BARRA INTERMEDIA DE SISTEMA TELESCOPICO

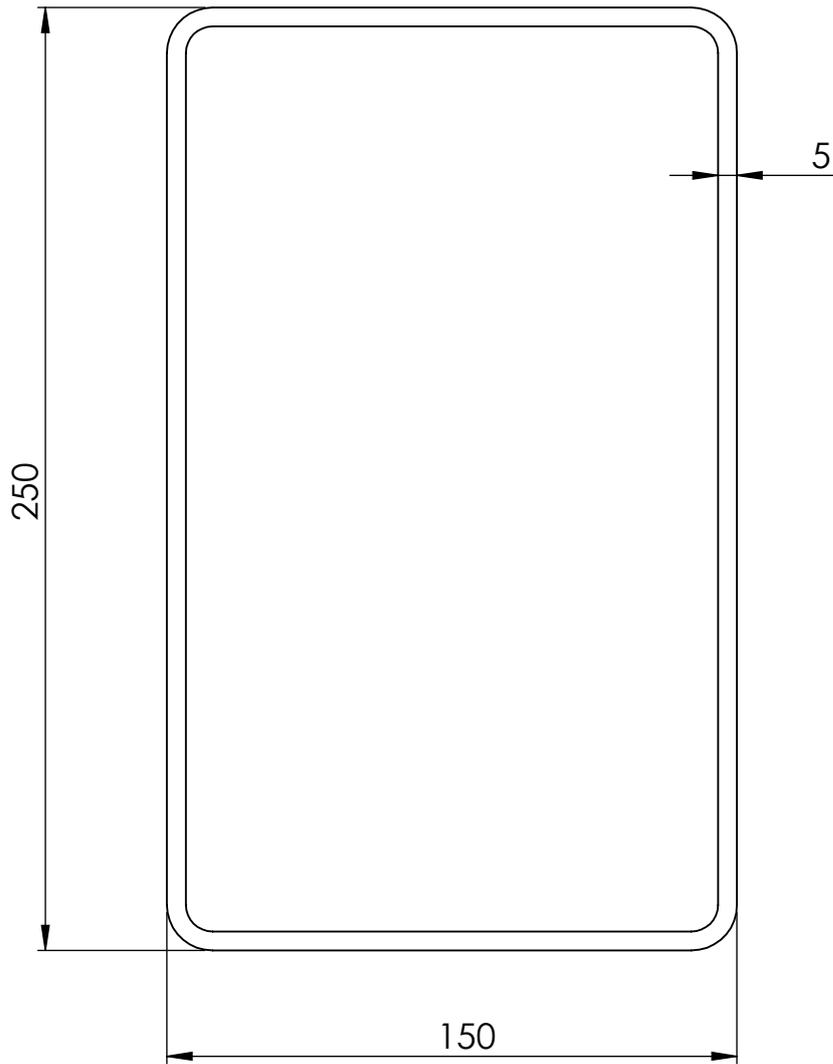


Escala:
1:2

Cantidad:
1



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL

Observaciones:

	Fecha	Nombre
Dibujado	03/23	Tais Santiago E.
Revisado	03/23	
Aprobado	03/23	



Material: STRENX MC700 Largo: 4400mm

Denominacion

Proyecto:
Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-2-06-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

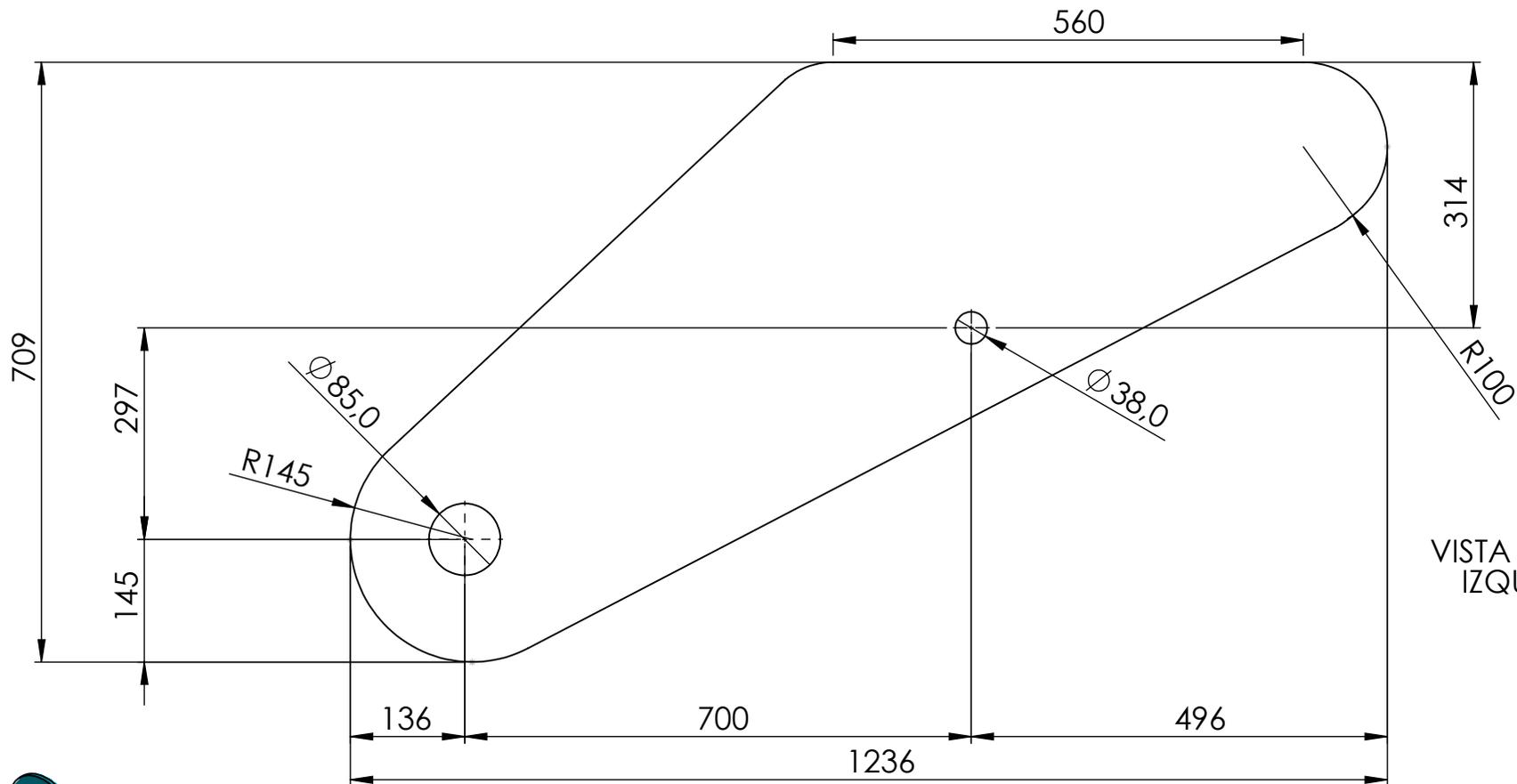
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

BARRA MAYOR DE SISTEMA TELESCOPICO

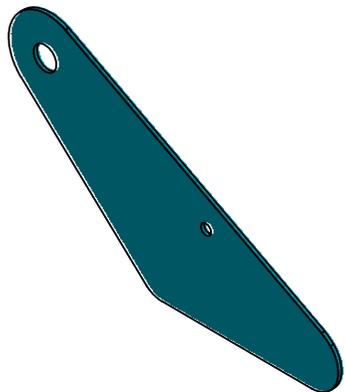


Escala:
1:2

Cantidad:
1

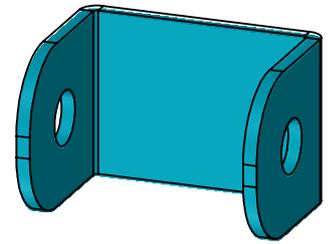


VISTA LATERAL
IZQUIERDA

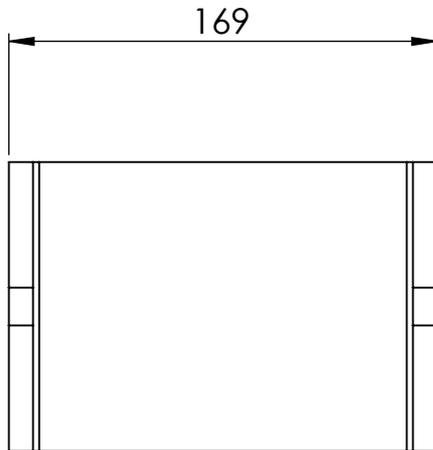


PERSPECTIVA
ISOMETRICA

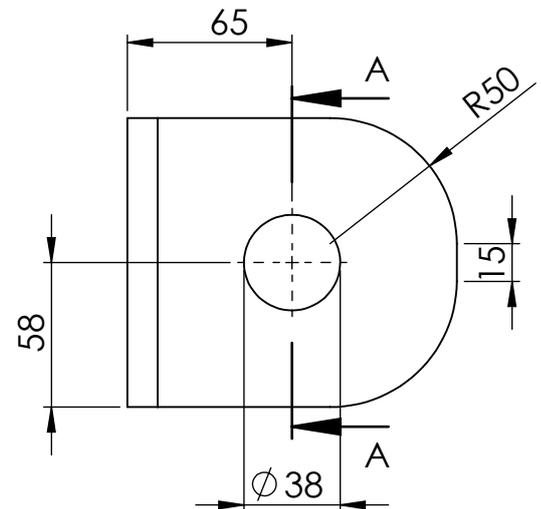
Observaciones:	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL					
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
	Revisado	03/23						
Material: Strenx MC700 esp: 1/2"	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominación CHAPA DE VINCULACIÓN DE BARRA					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6		±0,8	±1	±2	±3	±3
 Escala: 1:5		Cantidad: 6		Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-3-2-03-1				



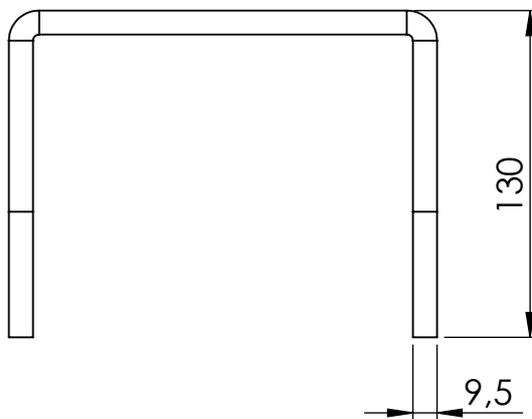
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR

Observaciones:

Des.: 430mm x 116mm e:9,5mm

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa F24 esp: 3/8"

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-2-04-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:

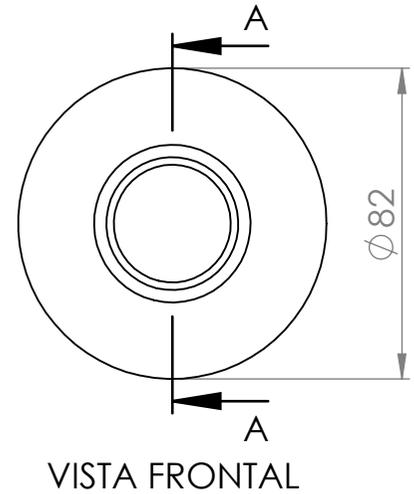
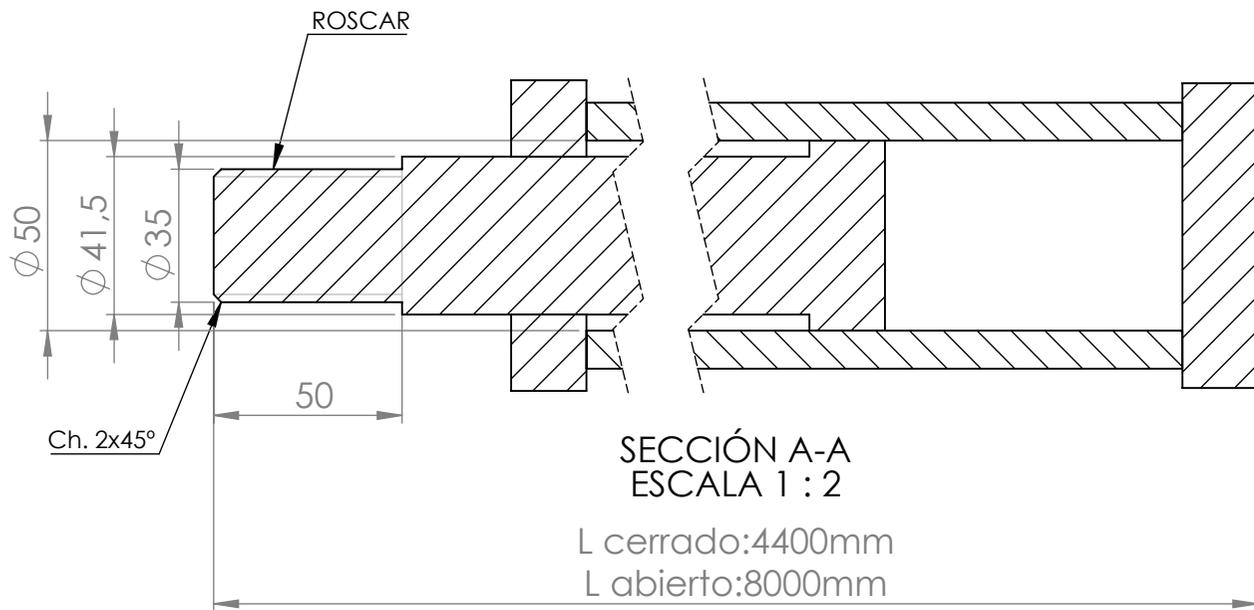
1:3

Cantidad:

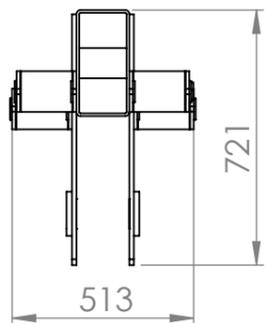
10



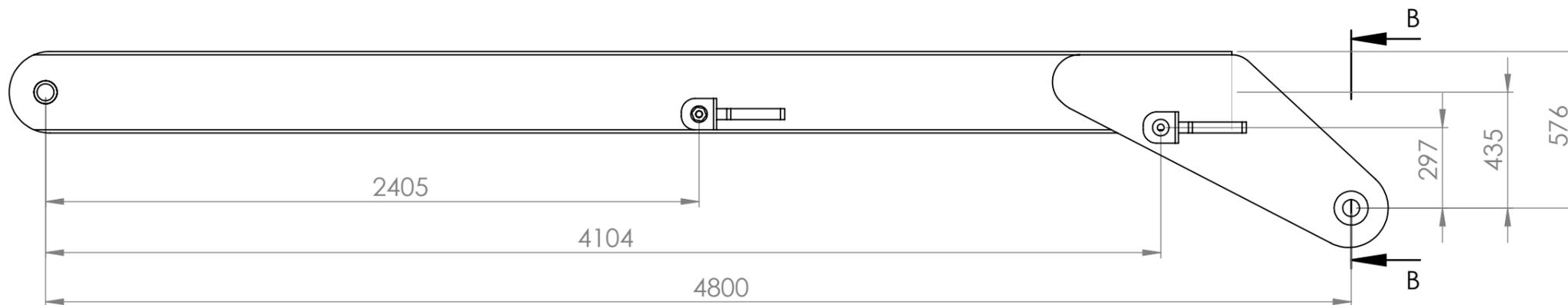
**AGARRE DE
CILINDRO
HIDRAULICO**



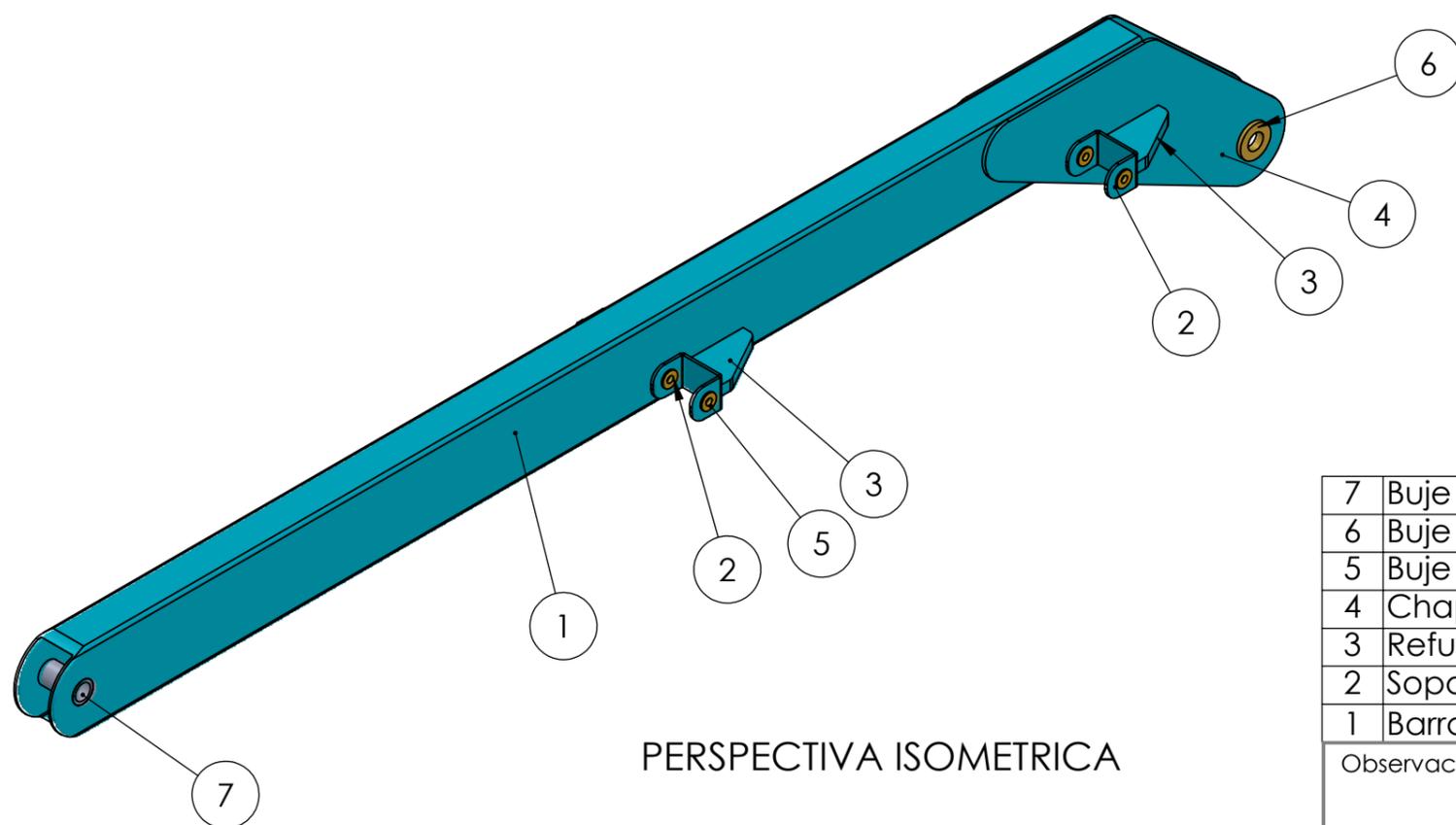
Observaciones:	Fecha	Nombre							
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.					
	Revisado	03/23							
Material:	Aprobado	03/23							
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	CILINDRO DE SISTEMA TELESCOPICO	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Revision: 01
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Código de proyecto: GR
		Escala:		Cantidad:					
		1:5		2					
						Código de pieza: GR-2-2-00-1C			



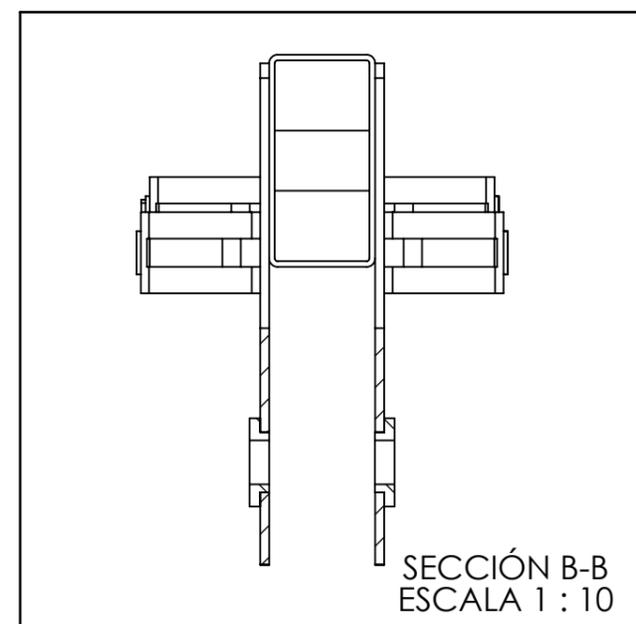
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

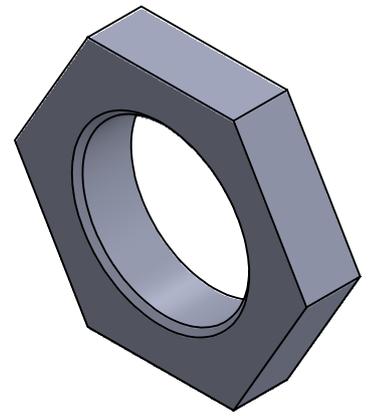


PERSPECTIVA ISOMETRICA

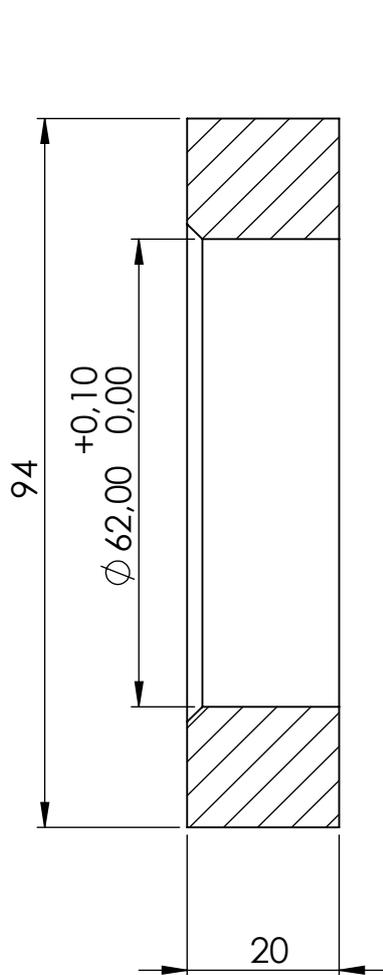


7	Buje central de barra		1
6	Buje de chapa vinculo		2
5	Buje de soporte cilindro		4
4	Chapa de vinculación de barra		2
3	Refuerzo soporte cilindro hidraulico		2
2	Soporte cilindro hidraulico		2
1	Barra intermedia		1

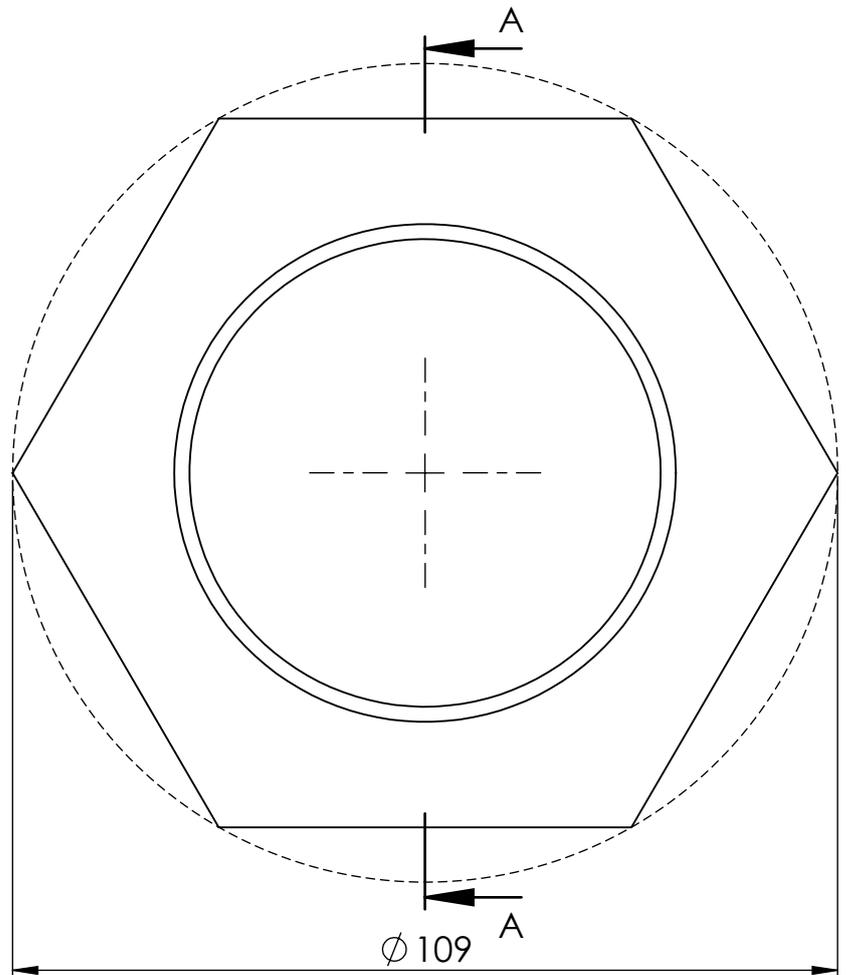
Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado 03/23	Tais Santiago E.						
Revisado 03/23								
Material:	Aprobado 03/23							
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominación SCJ. BARRA INTERMEDIA DE PLUMA					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
Escala:		Cantidad:						
1:20		1						
Proyecto:			UTN UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL					
Grúa elevadora remol.								
Revision: 01								
Codigo de proyecto: GR								
Codigo de pieza:								
GR-2-2-00-1								



PERSPECTIVA ISOMETRICA



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado

03/23

Tais Santiago E.

Revisado

03/23

Aprobado

03/23



Material: Chapa F24 e: 5/16''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-2-3-27-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:

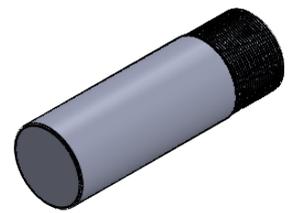
1:1

Cantidad:

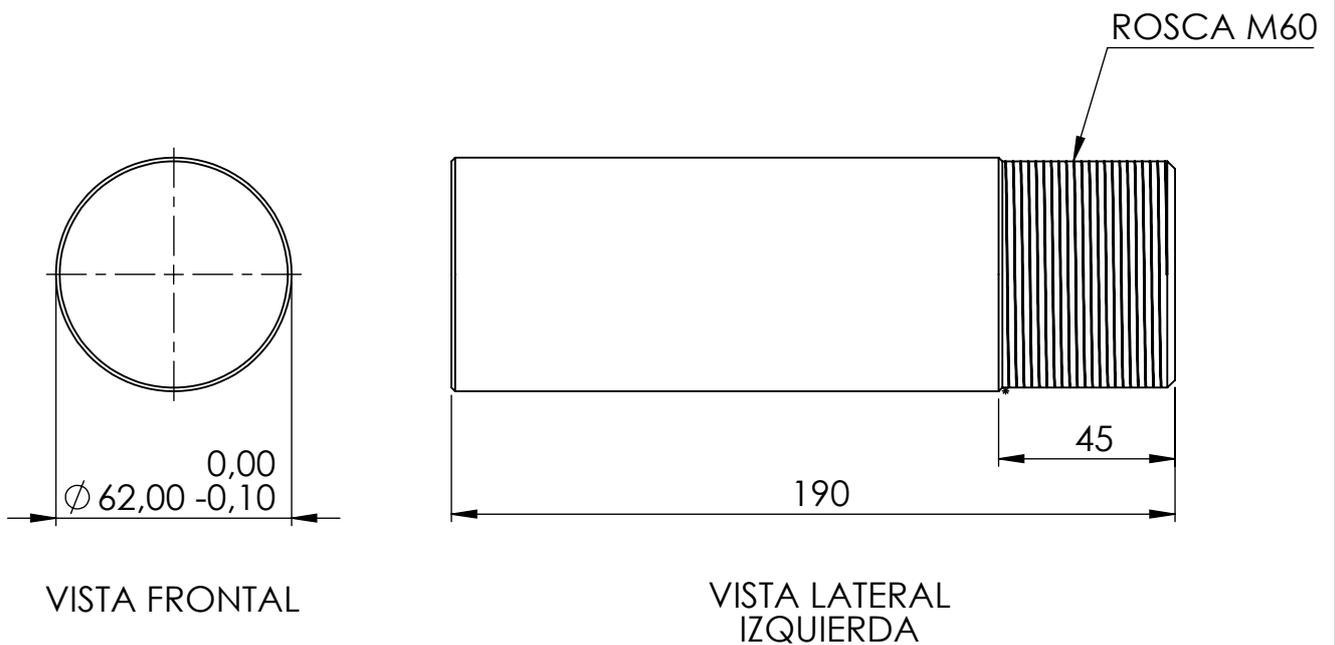
3

BASE DE PERNO DE ARTICULACION

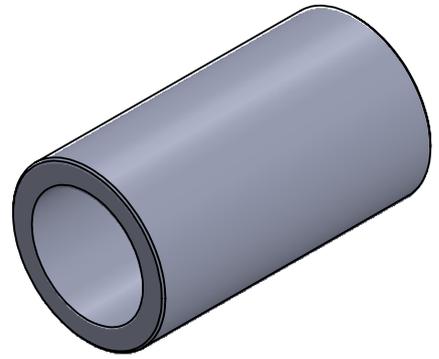




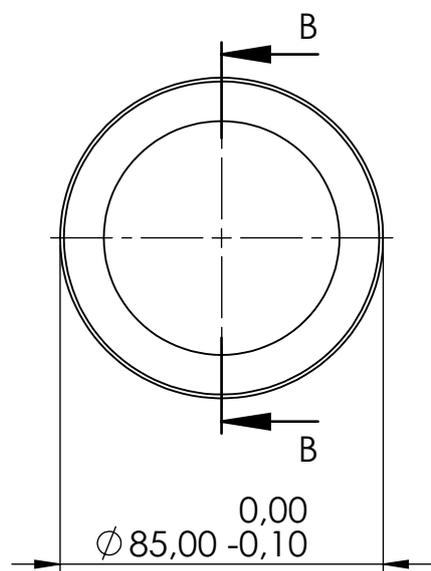
PERSPECTIVA ISOMETRICA



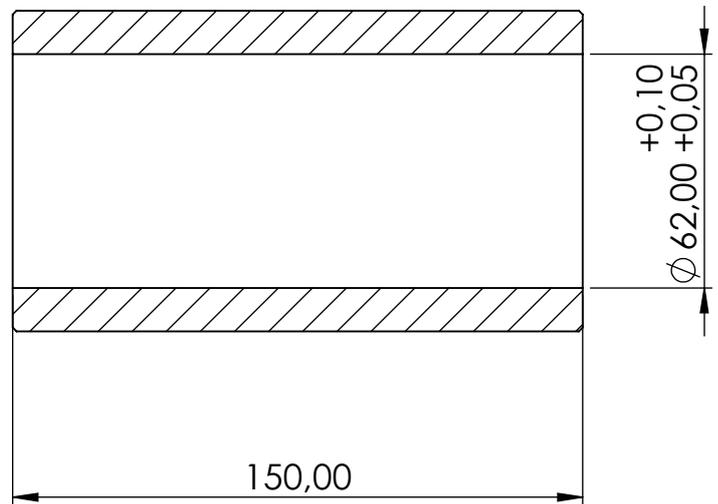
Observaciones:		Fecha		Nombre																											
		Dibujado	03/23	Tais Santiago E.																											
		Revisado	03/23																												
Material: Acero AISI 1045 D:1''		Aprobado	03/23			Proyecto:																									
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>≤</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>±0,5</td> <td>±0,6</td> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±2</td> <td>±3</td> <td>±3</td> </tr> </table>		De	3	6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Denominacion		Grúa elevadora remol.			
		De	3	6	30	120	315	1000	2000																						
		A	6	30	120	315	1000	2000	≤																						
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3																								
Escala:		Cantidad:		PERNO EJE DE GIRO																											
1:2		1						Revision: 01																							
				Codigo de proyecto: GR																											
				Codigo de pieza:																											
				GR-3-2-20-1																											



PERSPECTIVA ISOMETRICA

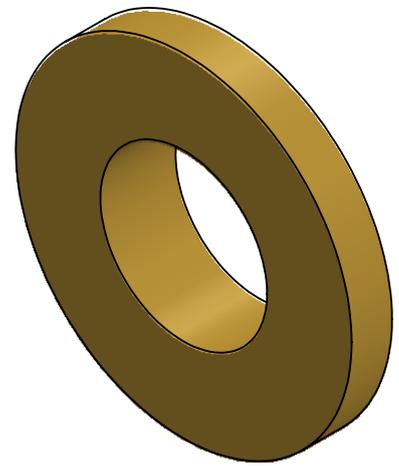


VISTA FRONTAL

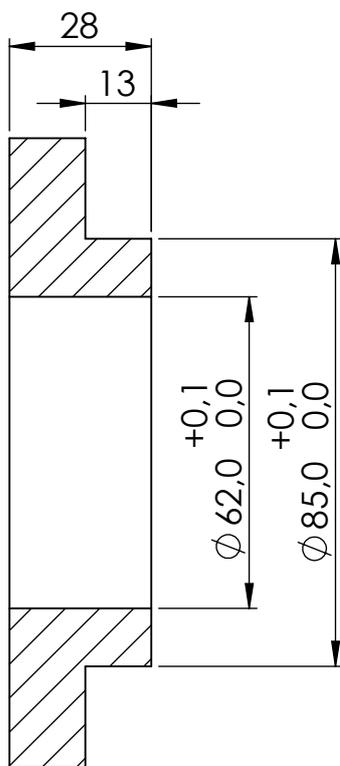


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

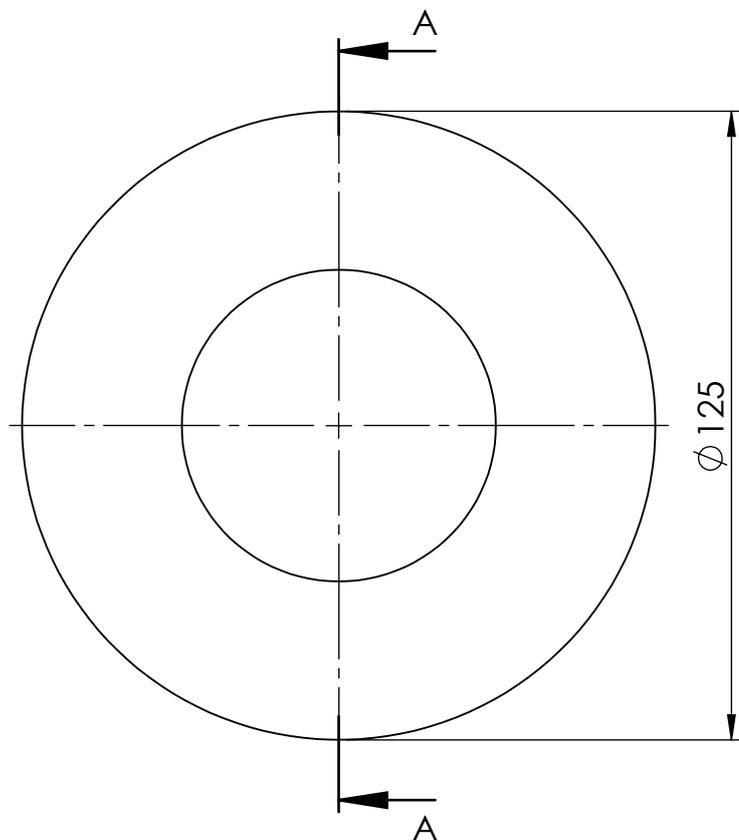
Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
	Revisado	03/23						
Material: Acero AISI 1045 D: 2 3/4"	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominacion BUJE CENTRAL DE BARRA					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6		±0,8	±1	±2	±3	±3
	Escala:	Cantidad:	Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-3-2-26-1					
	1:2	3						



PERSPECTIVA ISOMETRICA

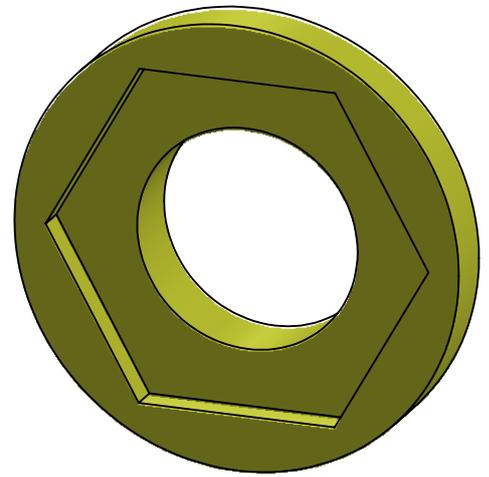


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5

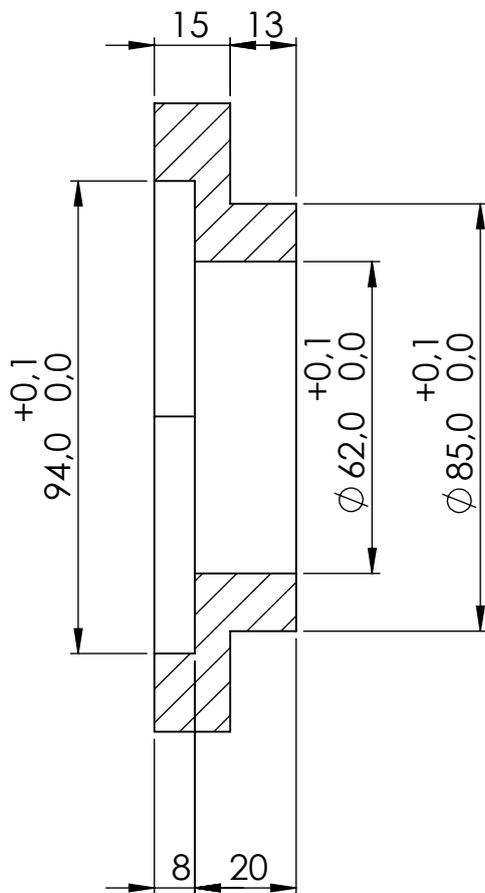


VISTA FRONTAL

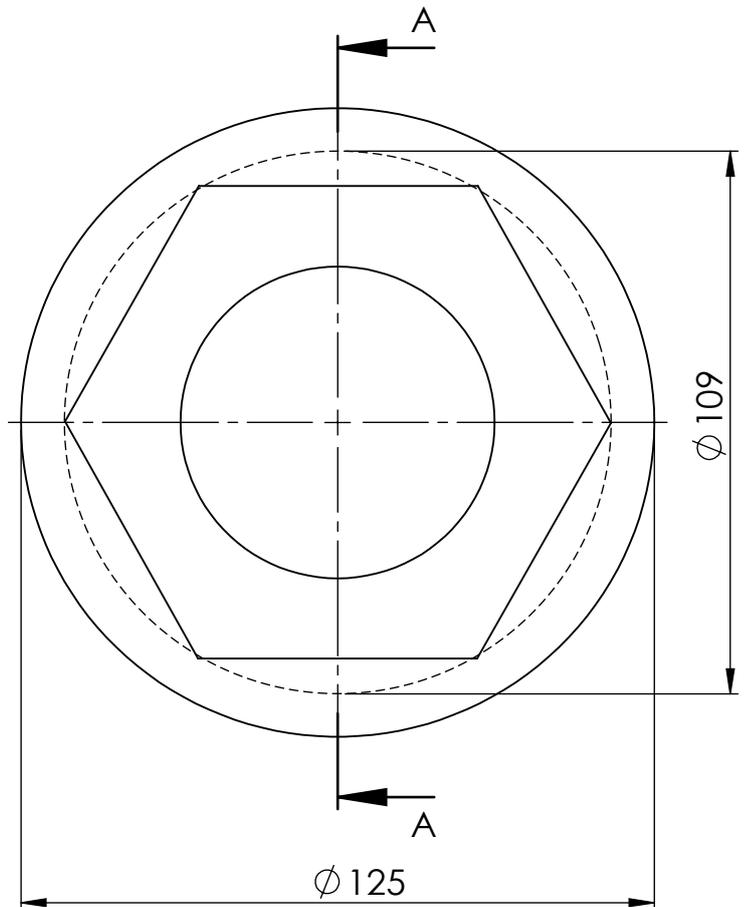
Observaciones:	Fecha	Nombre							
	Dibujado 03/23	Tais Santiago E.							
	Revisado 03/23								
Material: Acero AISI 4140 D: 5''	Aprobado 03/23		Proyecto: Grúa elevadora remol.						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominacion BUJE IZQUIERDO PLACA ARTICULACION						
De	3	6		30	120	315	1000	2000	
A	6	30		120	315	1000	2000	≤	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		
 Escala: 1:1.5		Cantidad: 1		Proyecto: Revision: 01		Codigo de proyecto: GR		Codigo de pieza: GR-3-2-23-1	



PERSPECTIVA ISOMETRICA



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado

03/23

Tais Santiago E.

Revisado

03/23

Aprobado

03/23



Material: Acero AISI 4140 D: 5''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

**BUJE DERECHO PERNO
ARTICULACION**

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-2-24-1

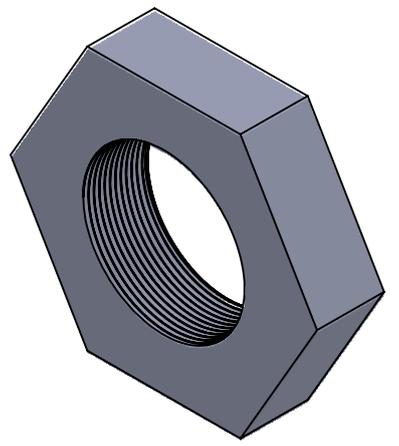


Escala:

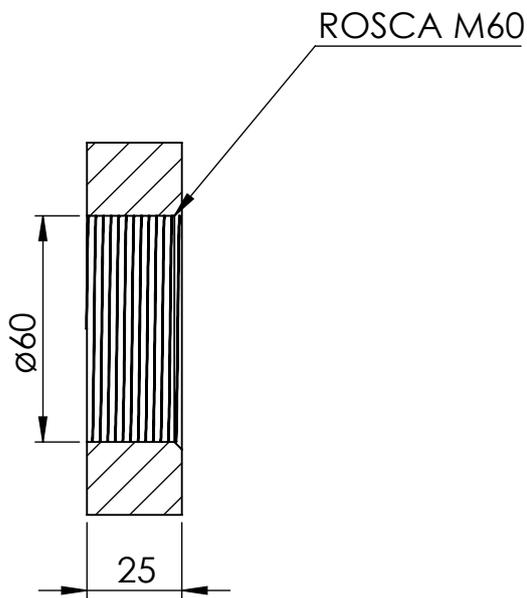
1:1.5

Cantidad:

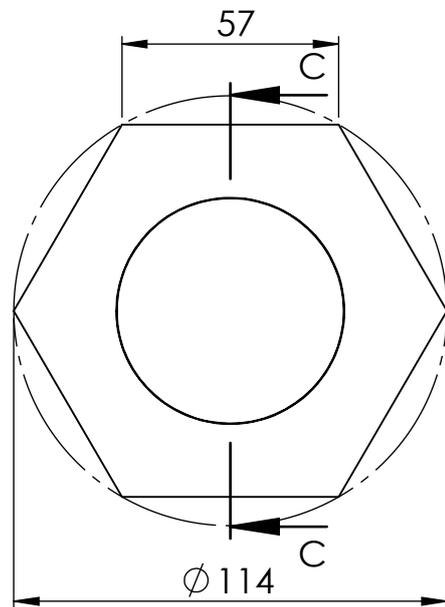
1



PERSPECTIVA ISOMETRICA

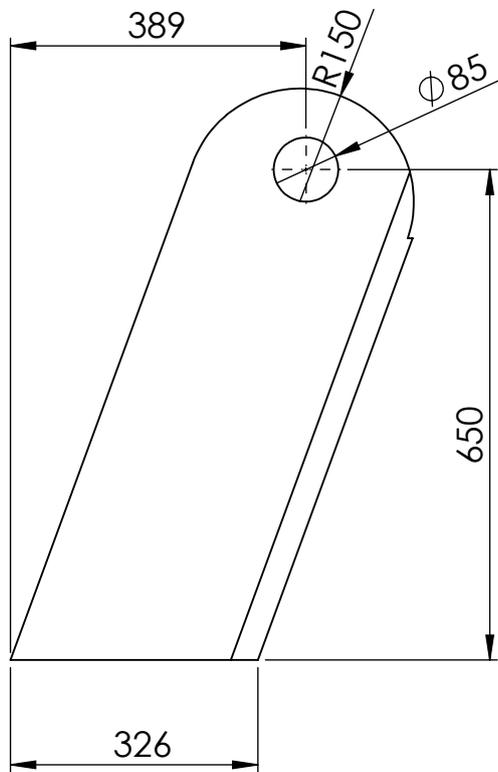


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2

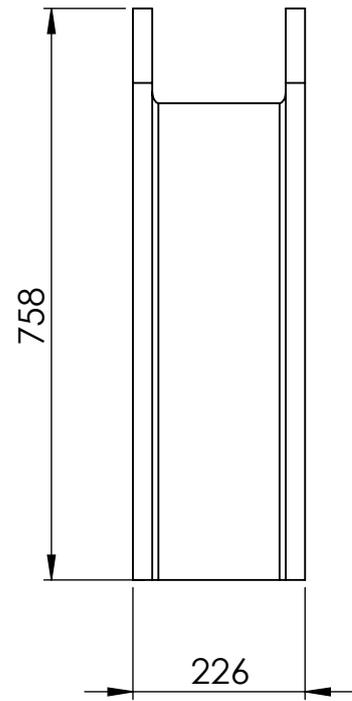


VISTA FRONTAL

Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
	Revisado	03/23						
Material: Acero SAE 1045	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominacion TUERCA DE AJUSTE DE PERNO					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6		±0,8	±1	±2	±3	±3
		Escala:	Cantidad:	Proyecto: Grúa elevadora remol.				
		1:2	3	Revision: 01				
				Codigo de proyecto: GR				
				Codigo de pieza: GR-3-2-21-1				



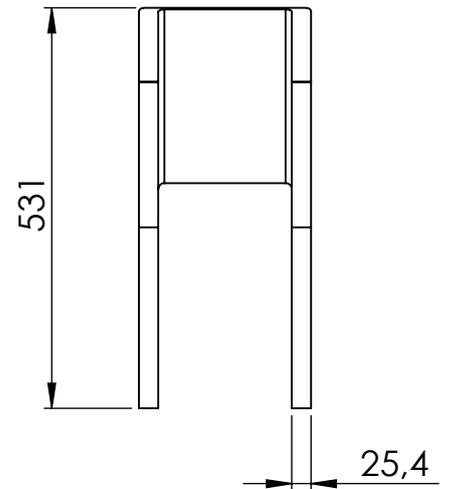
VISTA LATERAL DERECHA



VISTA FRONTAL



PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: STRENX MC700

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-3-01-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

BARRA SOPORTE DE PLUMA



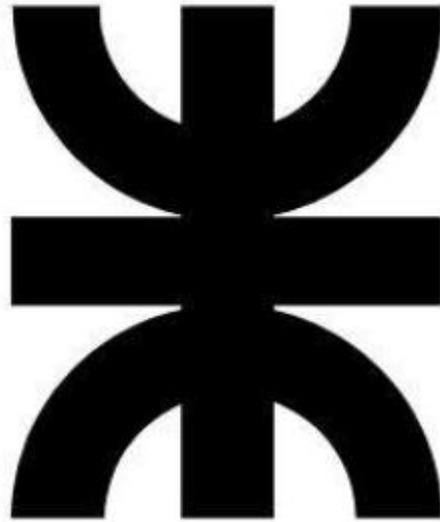
Escala:

1:10

Cantidad:

1

Año 2023

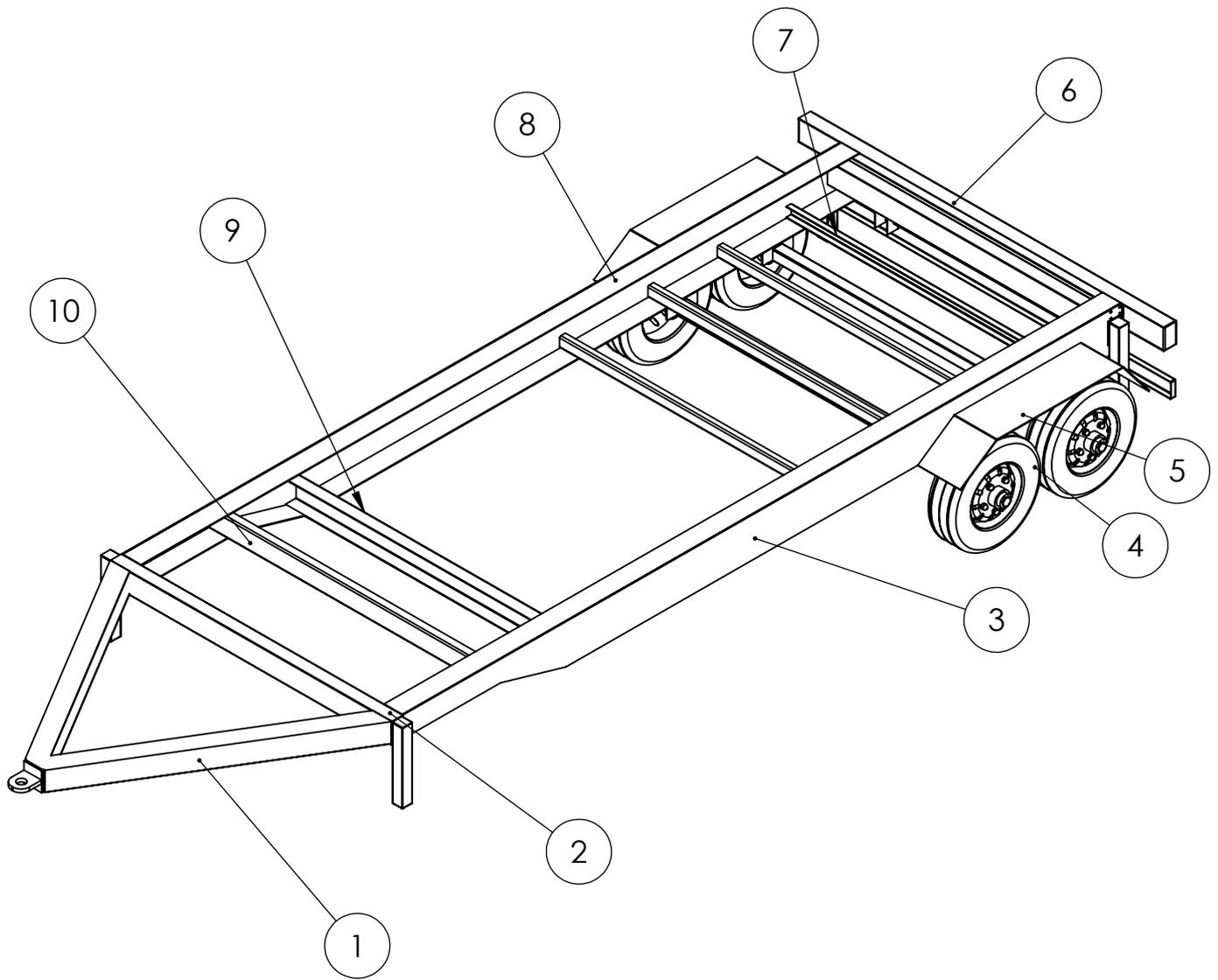


**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional Villa María
Ingeniería Mecánica

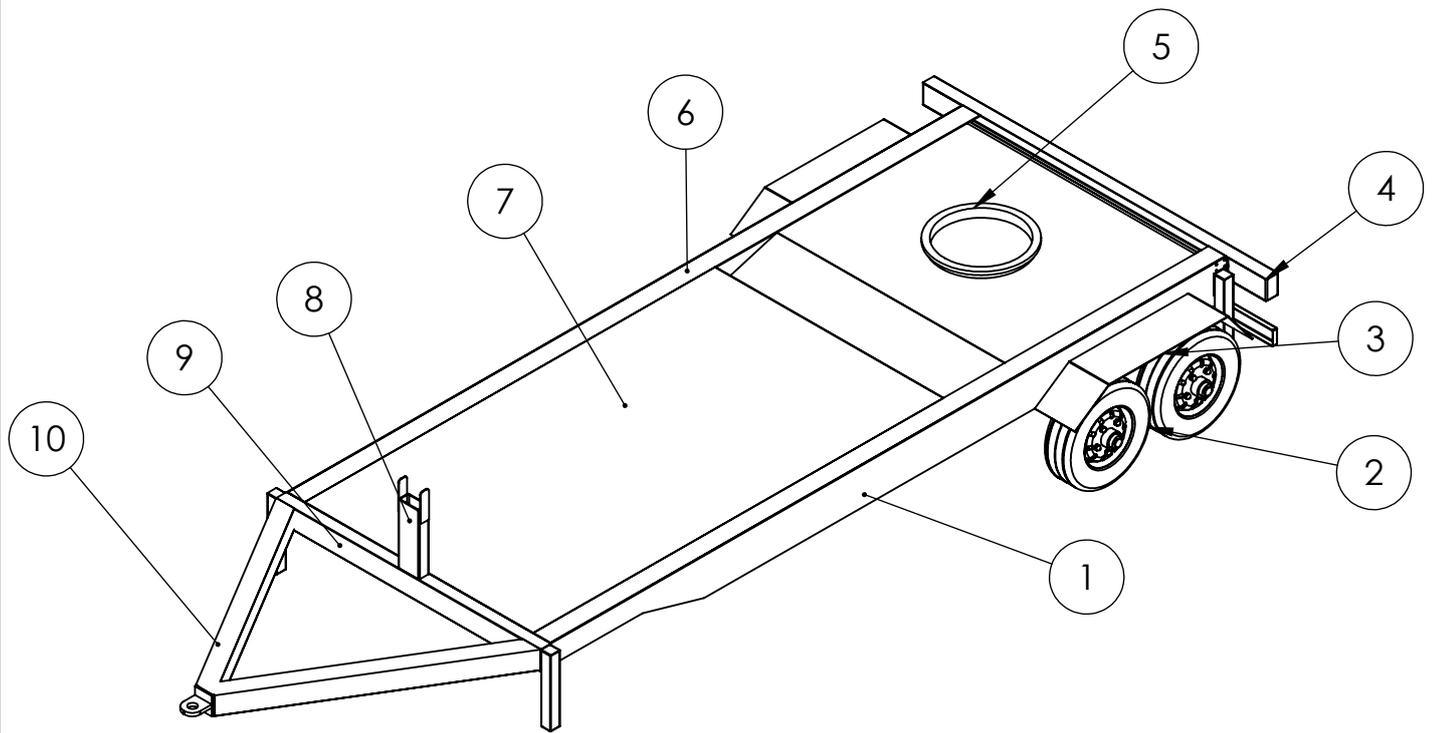
CONJUNTO CHASIS

TAIS SANTIAGO ESTEBAN



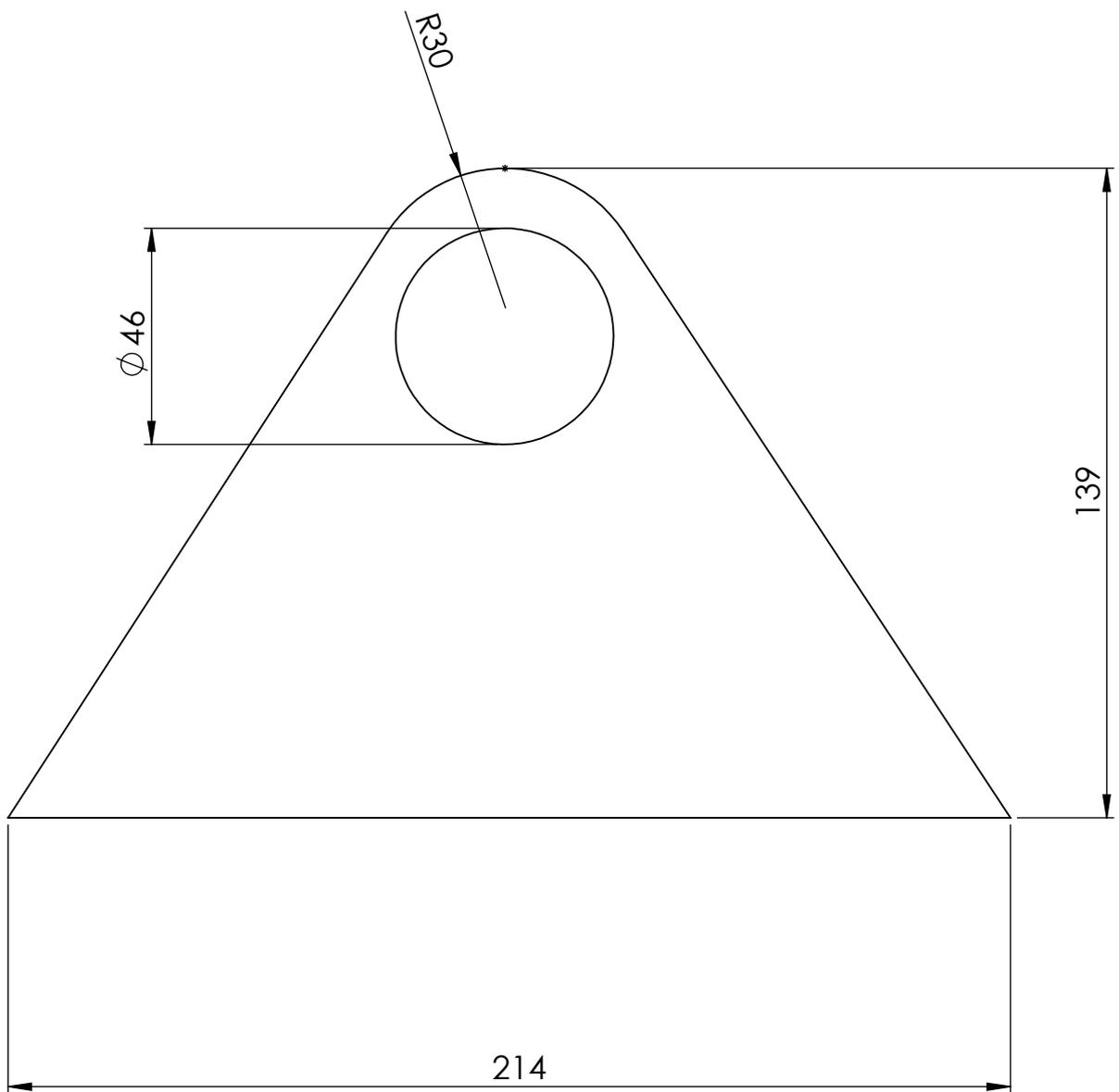
10	Travesaño medio		1
9	Travesaño mayor		1
8	Scj. Larguero izquierdo		1
7	Travesaño		4
6	Cj. Paragolpes		1
5	Guardabarros		2
4	Cj. Eje		2
3	Scj. Larguero izquierdo		1
2	Viga de estabilidad		2
1	Cj. Lanza		1
Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad

Observaciones:		Fecha	Nombre					
		Dibujado 03/23	Tais Santiago E.					
		Revisado 03/23						
Material:		Aprobado 03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS				Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Código de proyecto: GR Código de pieza: GR-1-2-00-1				
De	3	6	30		120	315	1000	2000
A	6	30	120		315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8		±1	±2	±3	±3
Escala:		Cantidad:		Cj. Estructura de chasis				
1:37		1						
								



10	Cj. Lanza		1
9	Cj. Viga de estabilidad		2
8	Cj. Columna de apoyo		1
7	Piso de chasis		1
6	Cj. Larguero derecho		1
5	Cj. Caja de soporte de pluma		1
4	Cj. Paragolpes		1
3	Guardabarro		2
2	Cj. Eje		2
1	Cj. Larguero izquierdo		1
N°	Nombre	Descripción	Cantidad

Observaciones:	Fecha	Nombre								
	Dibujado 03/23	Tais Santiago E.								
	Revisado 03/23									
Material:	Aprobado 03/23	Denominación	Proyecto:							
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Grúa elevadora remol.							
De	3	6	30	120	315	1000	2000	CJ. TRAILER REMOLCABLE	Revision: 01	
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Código de proyecto: GR	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Código de pieza:	
		Escala:	Cantidad:							GR-1-3-00-1
		1:43	1							



Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa F24 e: 1''

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

SOPORTE DE CILINDRO
HIDRAULICO BASE DE GIRO

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:
GR-3-3-05-1

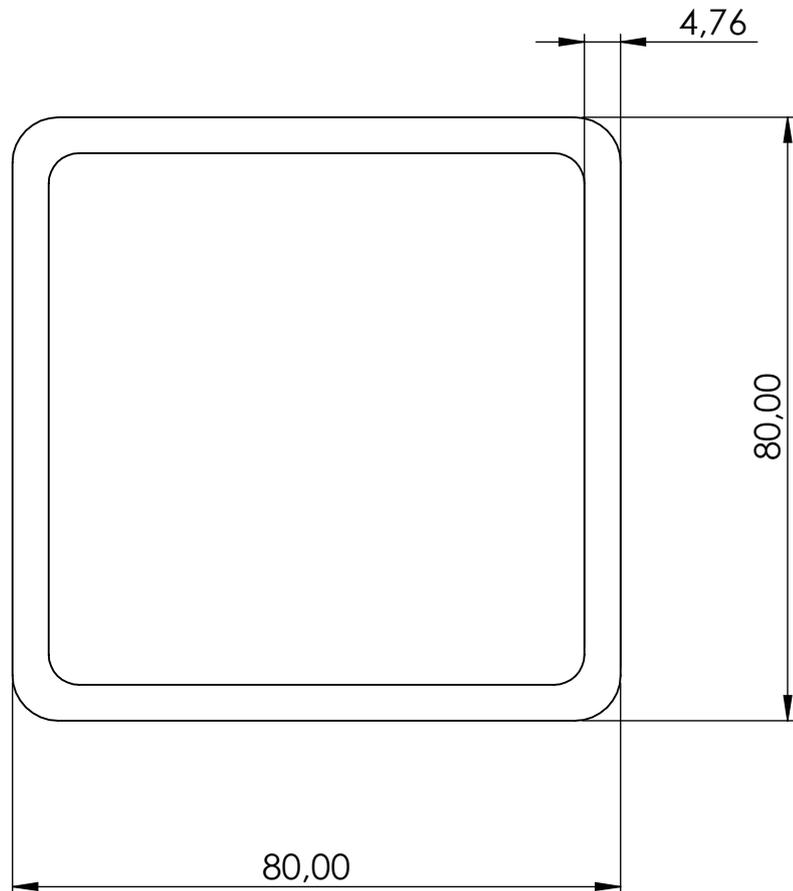


Escala:

1:1.5

Cantidad:

2



Observaciones:

	Fecha	Nombre
Dibujado	03/23	Tais Santiago E.
Revisado	03/23	
Aprobado	03/23	



Material: Perfil 80x80mm largo 2290mm

Denominacion

Proyecto:
Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:
GR-3-3-02-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

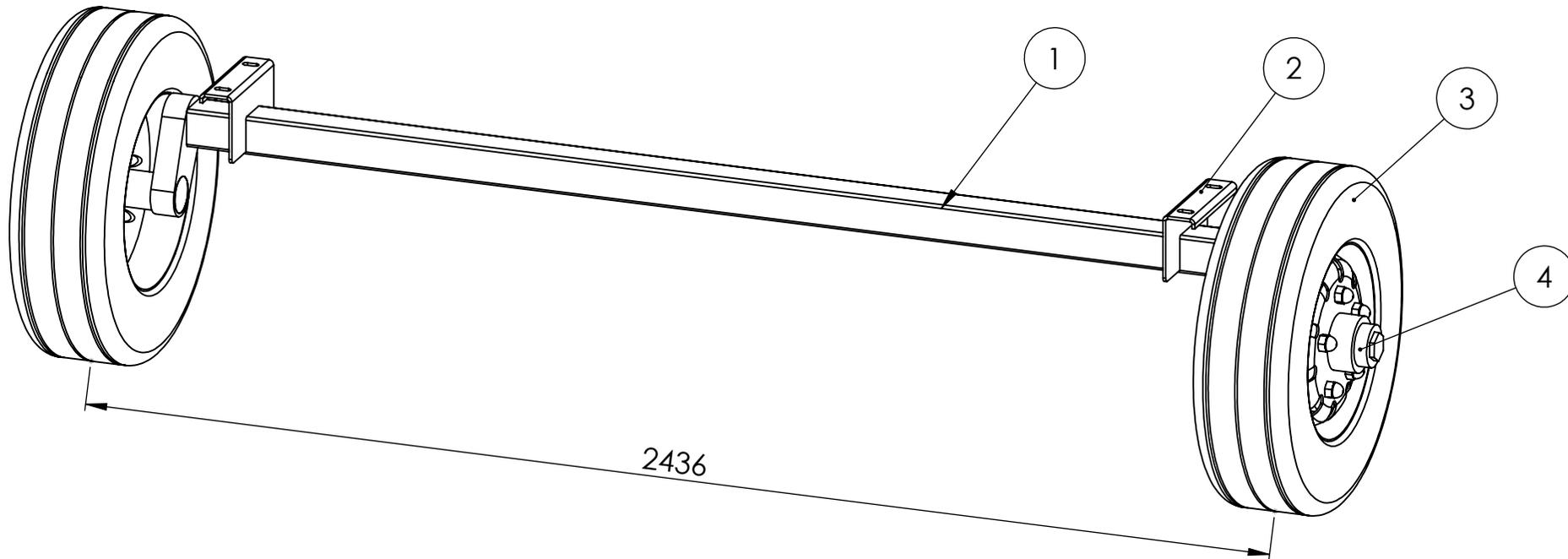
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

PERFIL EJE DE CHASIS



Escala:
1:1

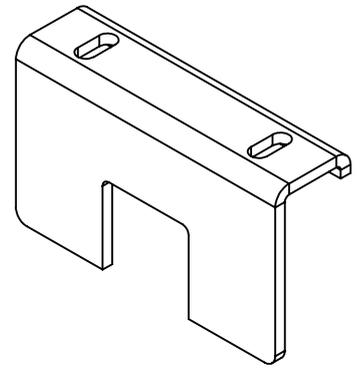
Cantidad:
1



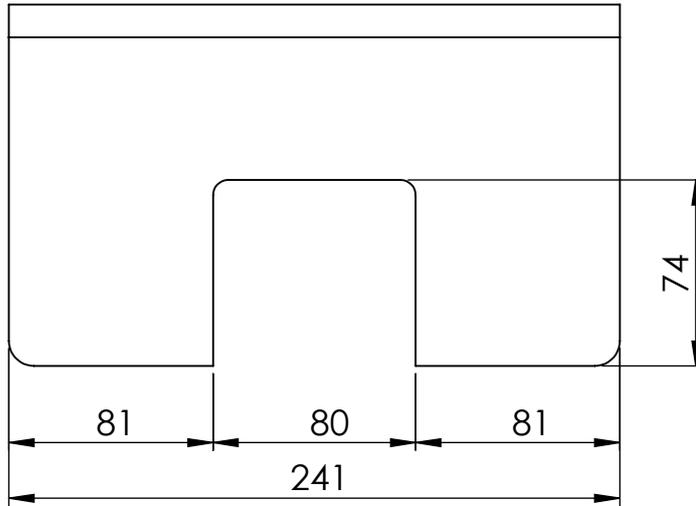
4	Cj. Rueda	Elemento comercial	2
3	Punta de eje	Elemento comercial	2
2	Apoyo chasis		2
1	Eje de chasis		1
N°	Nombre	Descripción	Cantidad

Observaciones:		Fecha	Nombre																									
		Dibujado	03/23 Tais Santiago E.																									
		Revisado	03/23																									
Material:		Aprobado	03/23	Proyecto: Grúa elevadora remol.																								
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS <table border="1"> <tr> <td>De</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>315</td> <td>1000</td> <td>2000</td> <td>≤</td> </tr> <tr> <td>Toler:</td> <td>±0,5</td> <td>±0,6</td> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±2</td> <td>±3</td> <td>±3</td> </tr> </table>		De	3		6	30	120	315	1000	2000	A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Denominación	
De	3	6	30	120	315	1000	2000																					
A	6	30	120	315	1000	2000	≤																					
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3																					
		Escala:	Cantidad:	Código de proyecto: GR																								
		1:13	2	Código de pieza: GR-1-3-00-1																								

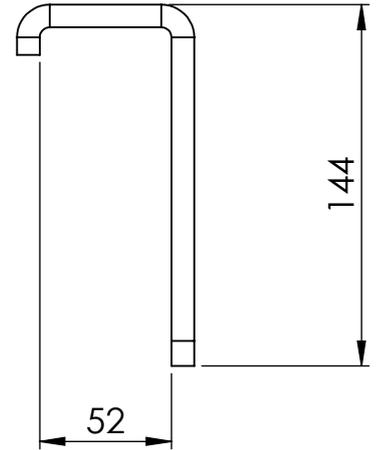
CJ. EJE DE CHASIS



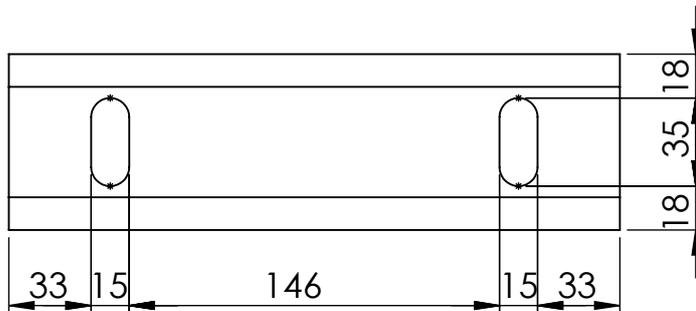
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa F36 e: 5/16"

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-3-03-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

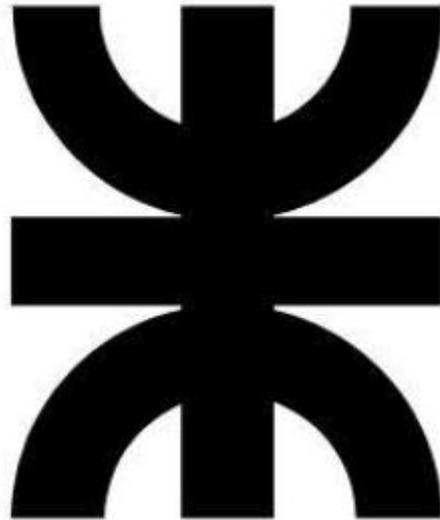
APOYO DE CHASIS



Escala:
1:3

Cantidad:
2

Año 2023

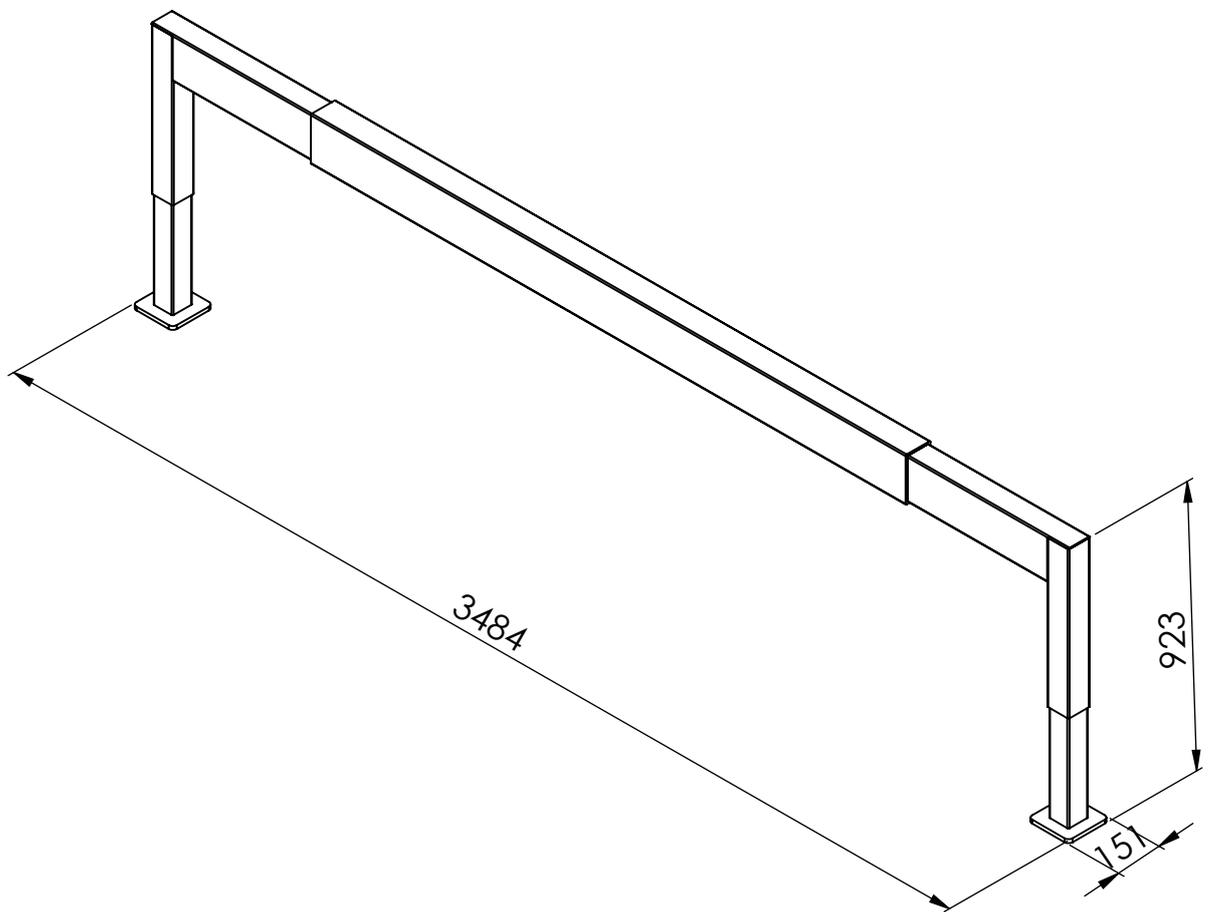


**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

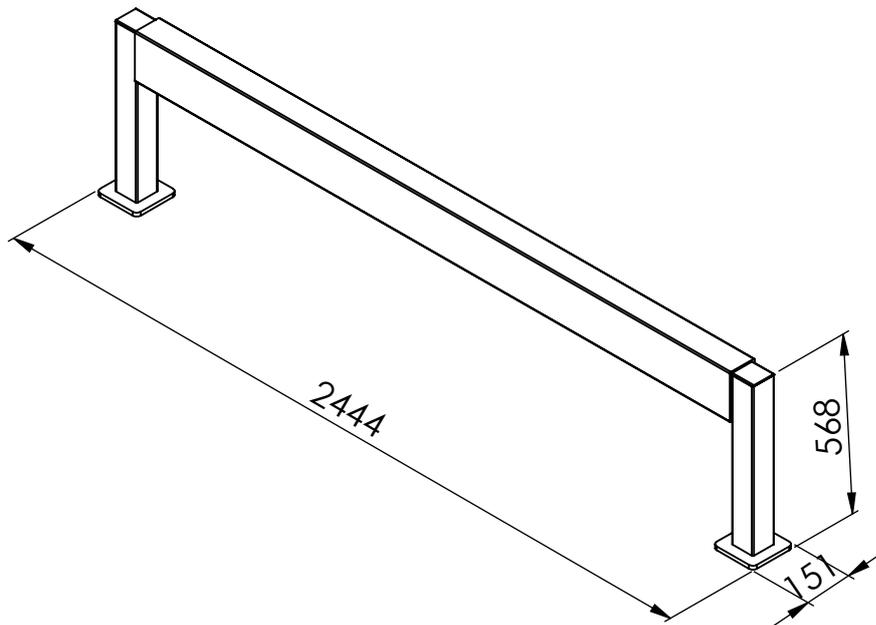
Facultad Regional Villa María
Ingeniería Mecánica

SUBCONJUNTO VIGA DE ESTABILIDAD

TAIS SANTIAGO ESTEBAN

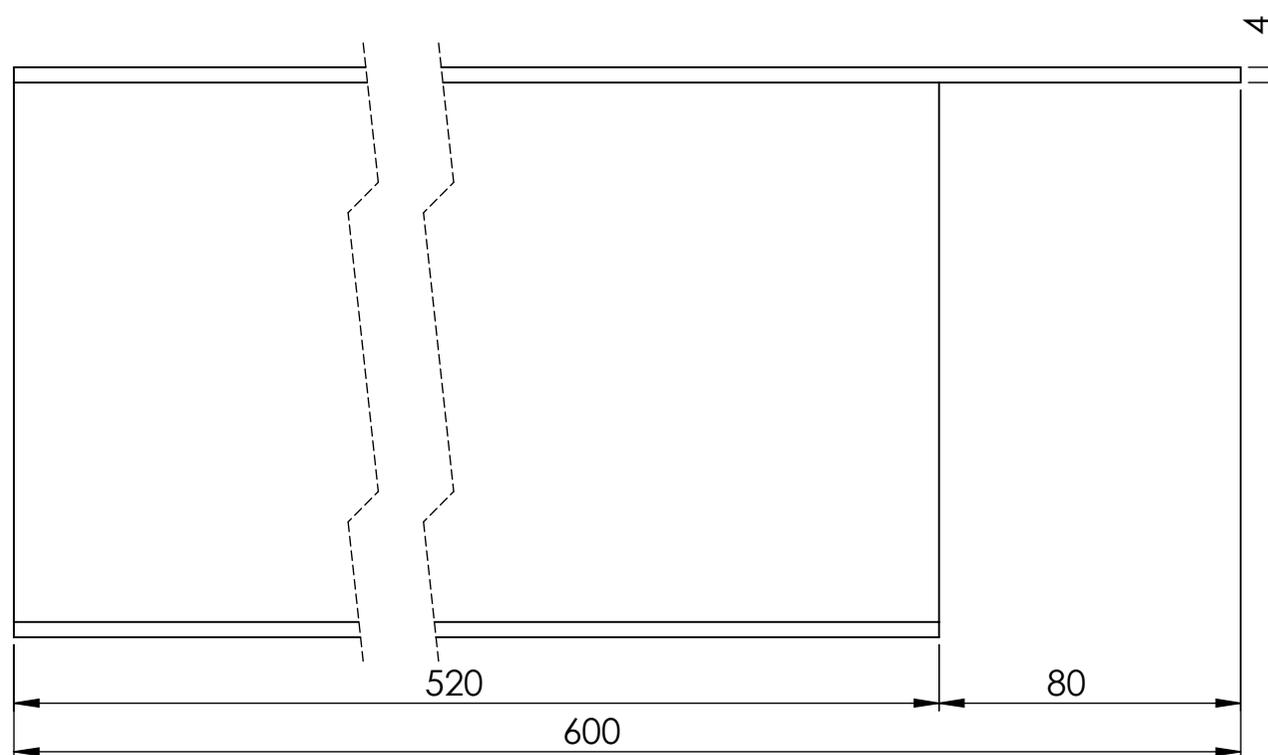
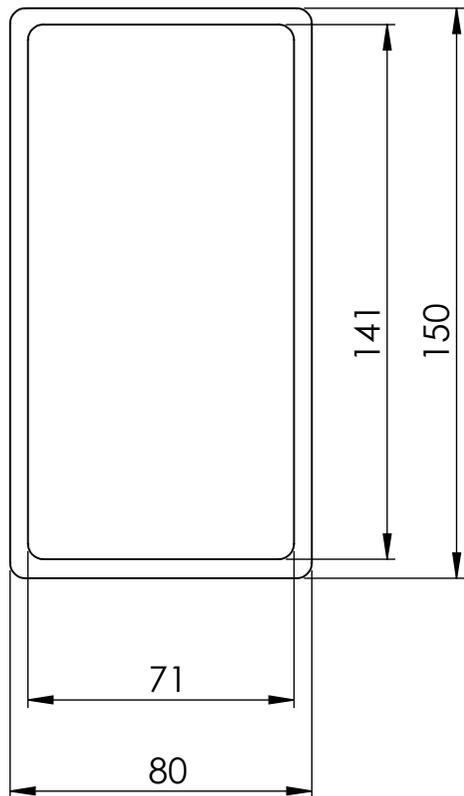


DIMENSIONES VIGA DE ESTABILIDAD DESPLEGADA

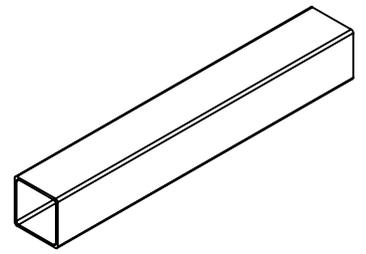


DIMENSIONES VIGA DE ESTABILIDAD PLEGADA

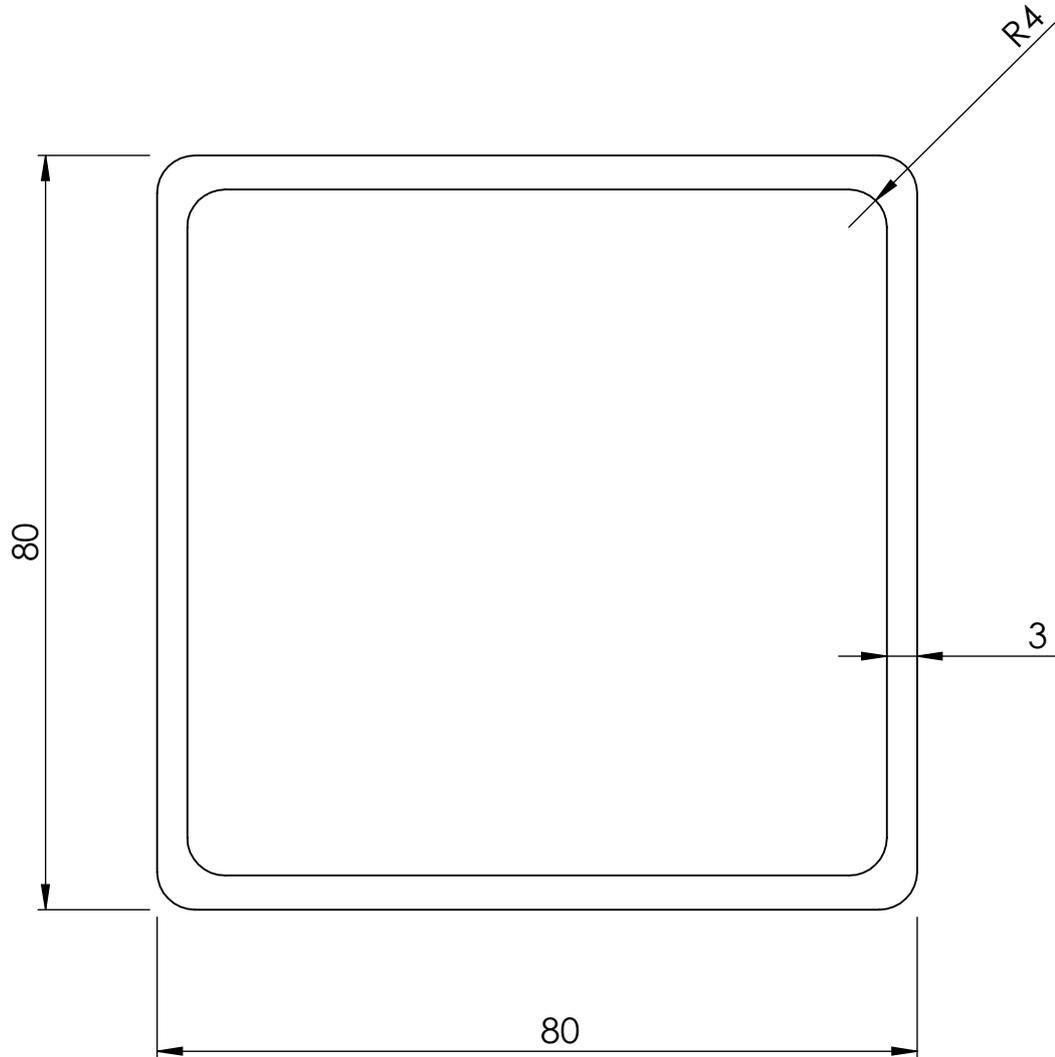
Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado 03/23	Tais Santiago E.						
	Revisado 03/23							
Material:	Aprobado 03/23		Proyecto: Grúa elevadora remol.					
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominacion DIMENSIONES DE VIGA DE ESTABILIDAD					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
	Escala:	Cantidad:						
	1:20	2						
			Codigo de proyecto: GR					
			Codigo de pieza: GR-2-3-00-1					



Observaciones:	Fecha	Nombre						
	Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
	Revisado	03/23						
Material:	Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominación VIGA TELESCOPICA DE SISTEMA DE ESTABILIDAD					
De	3	6		30	120	315	1000	2000
A	6	30		120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6		±0,8	±1	±2	±3	±3
		Escala:	Cantidad:					
		1:2	2					
			Proyecto:					
			Grúa elevadora remol.					
			Revision: 01					
			Codigo de proyecto: GR					
			Codigo de pieza:					
			GR-2-3-02-1					

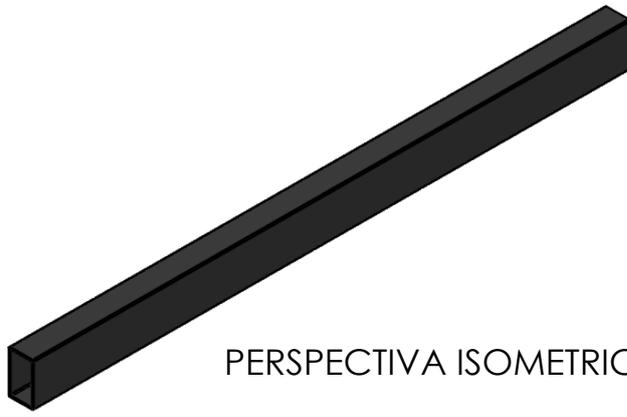


PERSPECTIVA ISOMETRICA

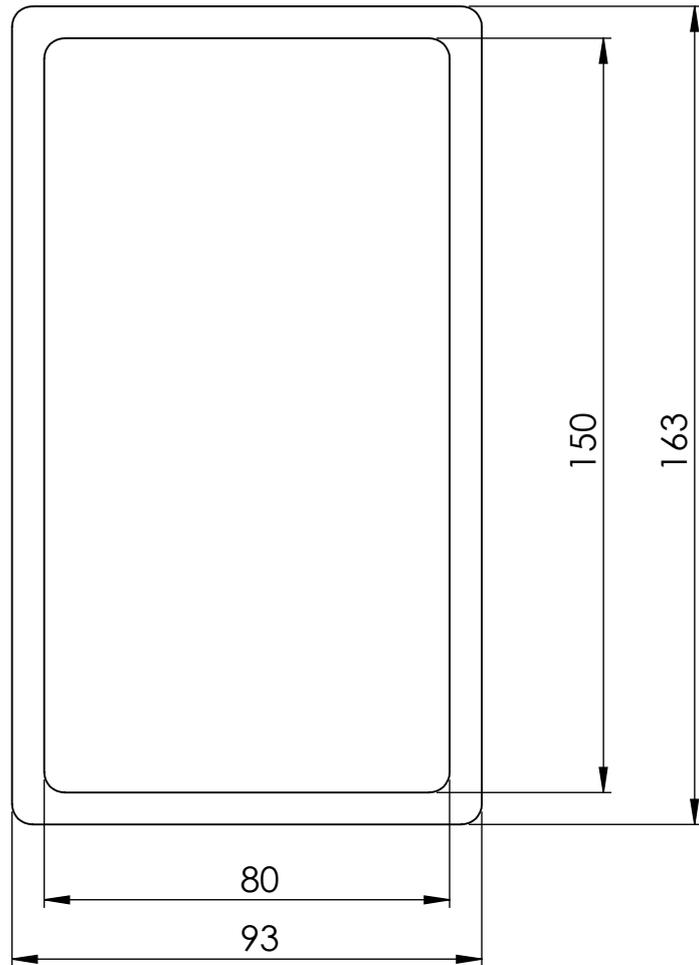


VISTA FRONTAL

Observaciones:	Fecha		Nombre		 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL				
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.						
	Revisado	03/23							
Material: Perfil rectangular largo 550mm	Aprobado	03/23			Proyecto:				
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Denominacion		Grúa elevadora remol.				
De	3	6	30	120	315	1000	2000	COLUMNA DE ESTABILIDAD	Revision: 01
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Codigo de proyecto: GR
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Codigo de pieza:
		Escala:		Cantidad:					GR-2-3-03-1
		1:0.5		2					



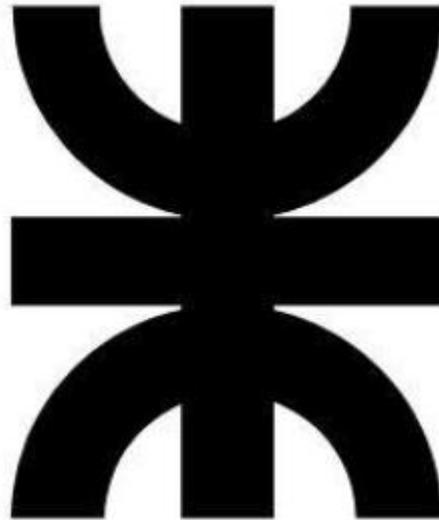
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL

Observaciones:		Fecha		Nombre		 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL		
Largo: 2214mm		Dibujado	03/23	Tais Santiago E.				
		Revisado	03/23					
Material: Perfil rectangular hueco		Aprobado	03/23					
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominacion						Proyecto:
De	3	6	30	120	315	1000	2000	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Revision: 01
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Codigo de proyecto: GR
		Escala:		Cantidad:				Codigo de pieza:
		1:1.5		1				GR-3-3-01-1
		VIGA SOPORTE DE ESTABILIDAD						

Año 2023



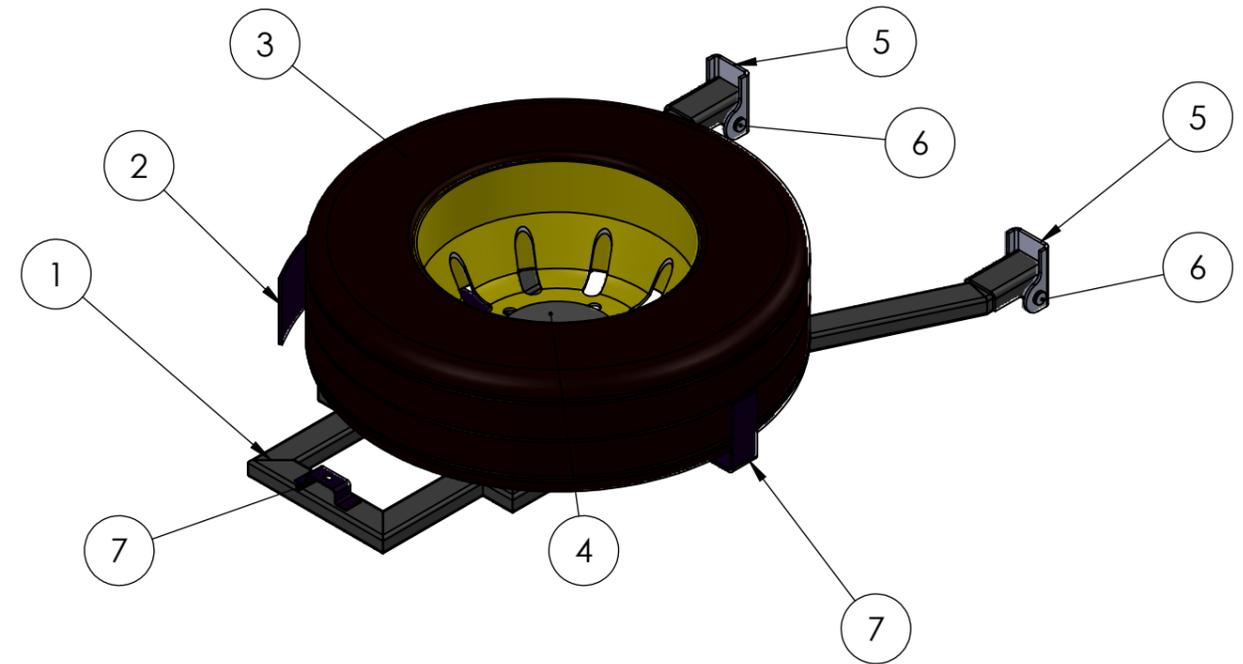
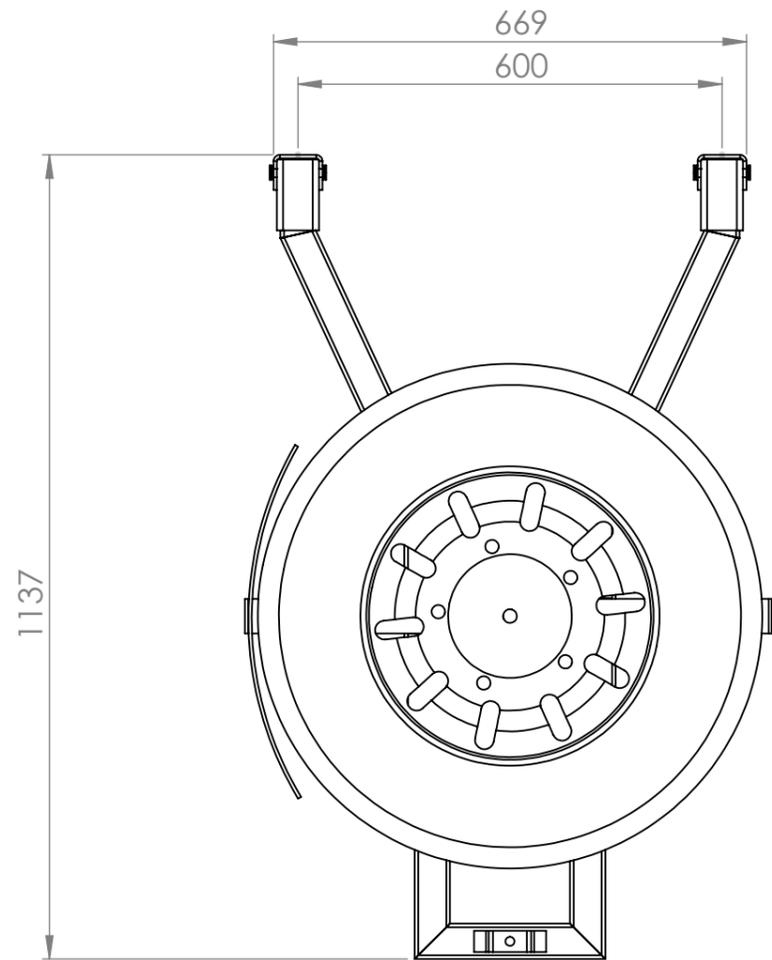
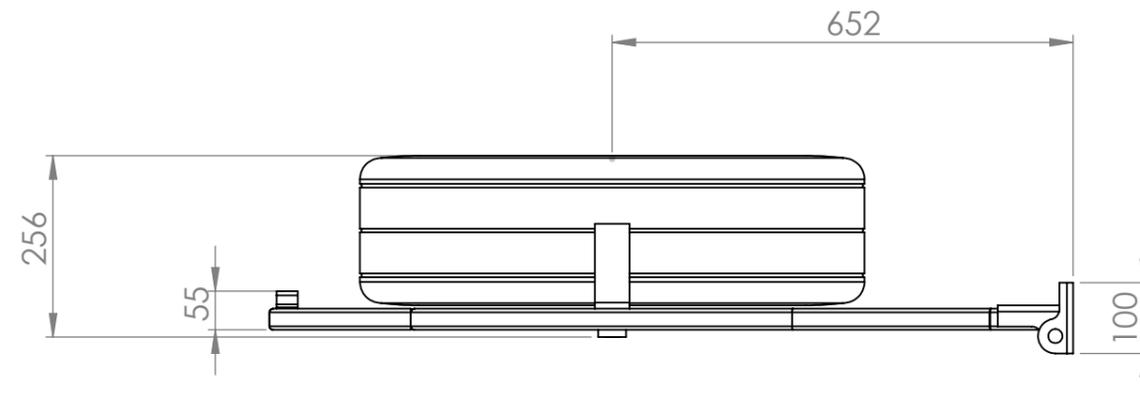
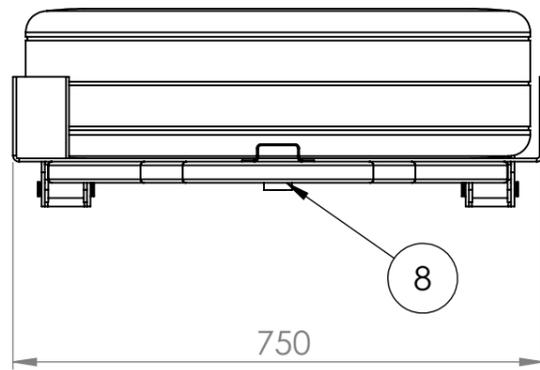
**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL**

Facultad Regional Villa María

Ingeniería Mecánica

**SUBCONJUNTO SISTEMA
PORTAUXILIOS**

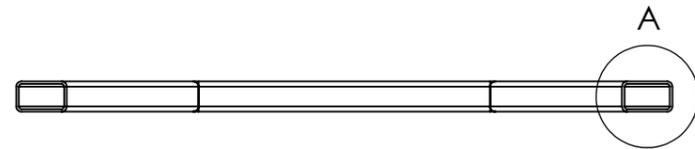
TAIS SANTIAGO ESTEBAN



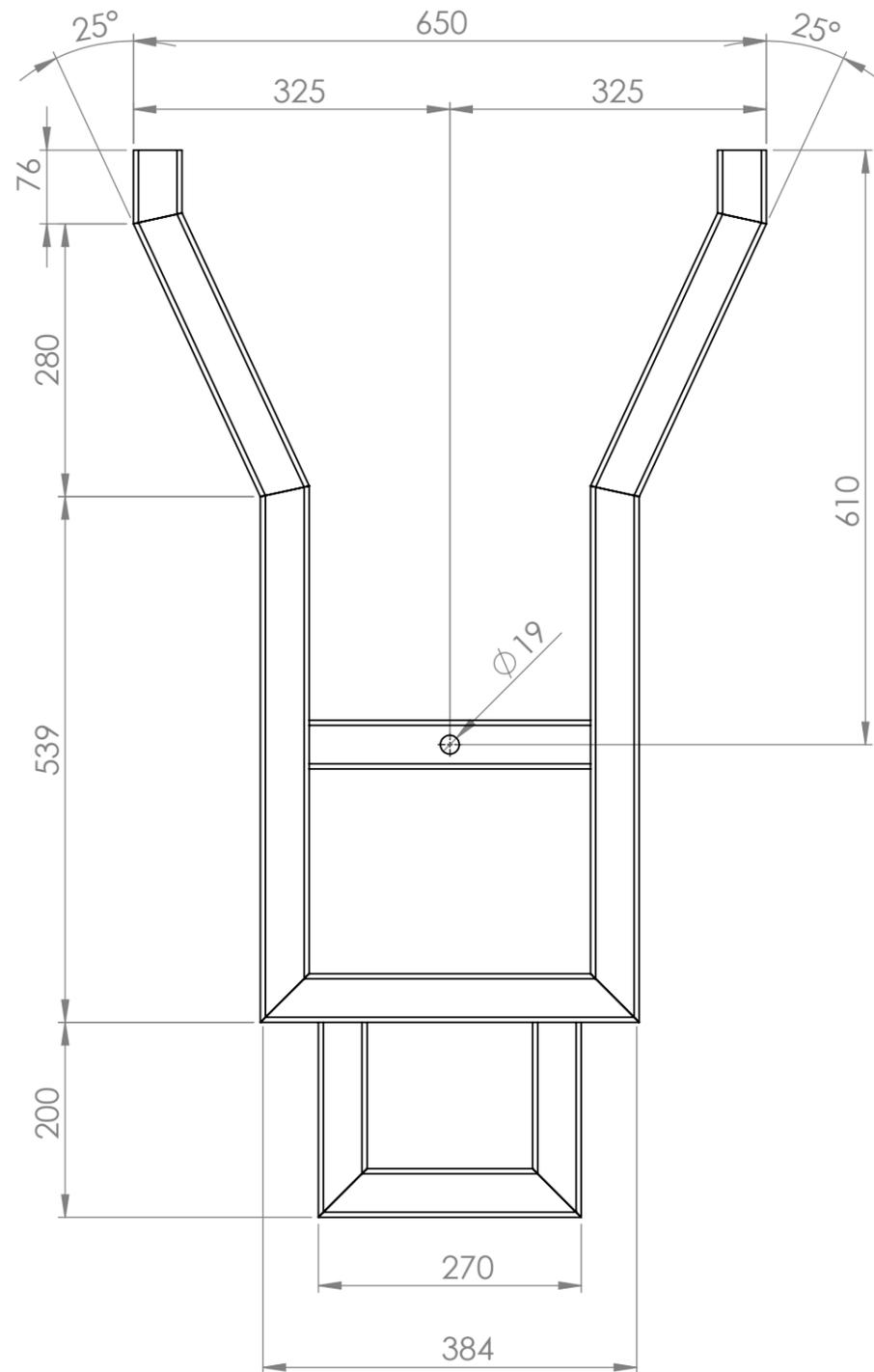
9	Bisagra fija		
8	Buje roscado		1
7	Soporte de rueda		1
6	Perno bisagra		2
5	Bisagra fija		2
4	Arandela de ajuste		1
3	Rueda		1
2	Guía de rueda		1
1	Bastidor		1

Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad
----	--------	---------------	----------

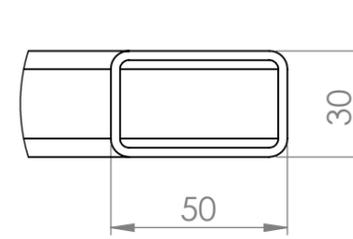
Observaciones:	Fecha	Nombre						
Dibujado	03/23	Tais Santiago E.						
Revisado	03/23							
Material:	Aprobado	03/23	Proyecto:					
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Grúa elevadora remol.					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	
A	6	30	120	315	1000	2000	≤	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
Escala:			Cantidad:					
1:10			1					
Denominacion			CONJUNTO SOPORTE RUEDA DE AUXILIO					
Revision: 01			Codigo de proyecto: GR					
Codigo de pieza:			GR-2-3-00-1					



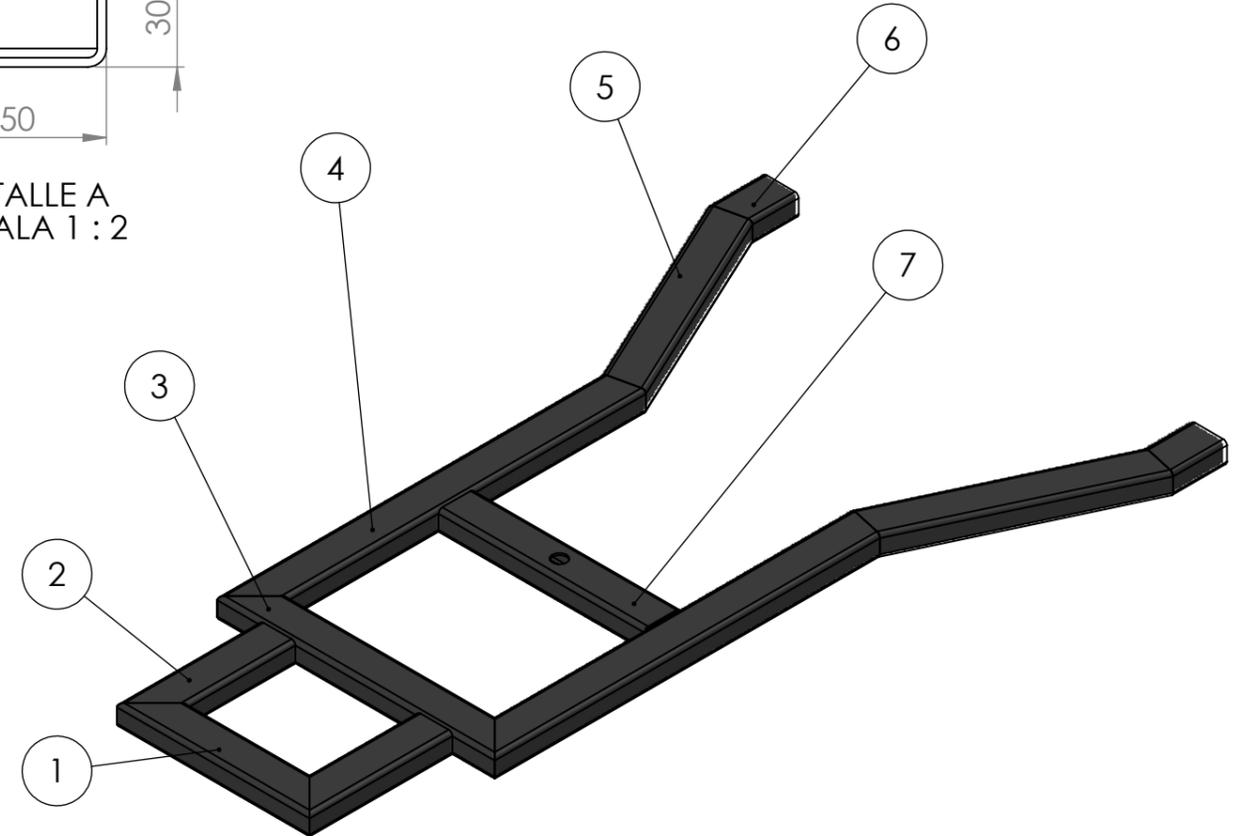
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



DETALLE A
ESCALA 1 : 2



PERSPECTIVA ISOMETRICA

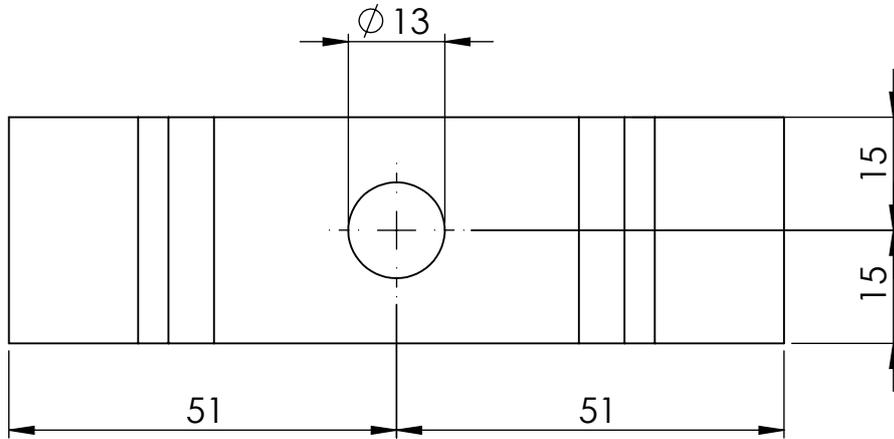
7	Travesaño con agujero		1
6	Puntal		2
5	Larguero diagonal		2
4	Larguero mayor		2
3	Travesaño de punta		1
2	Lateral chico		2
1	Puntal		1

Nº	Nombre	Observaciones	Cantidad
----	--------	---------------	----------

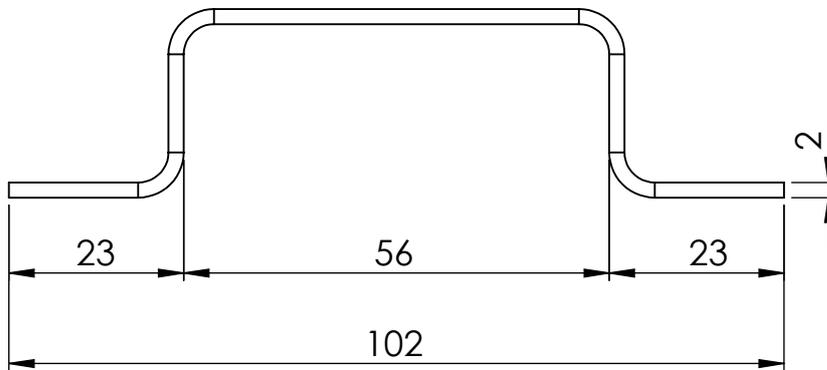
Observaciones:		Fecha	Nombre						
		Dibujado 03/23	Tais Santiago E.						
		Revisado 03/23							
Material:		Aprobado 03/23							
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominacion		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	Grúa elevadora remol.	
A	6	30	120	315	1000	2000	≤	Revision: 01	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	Codigo de proyecto: GR	
Escala:		Cantidad:		SUBCONJUNTO BASTIDOR PORTAUXILIO		Codigo de pieza:		GR-2-3-01-1	
1:7		1							



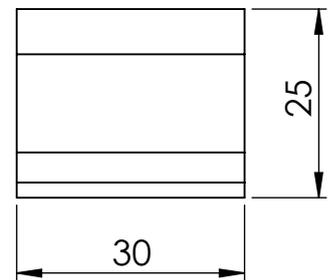
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa negra F24

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-3-02-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

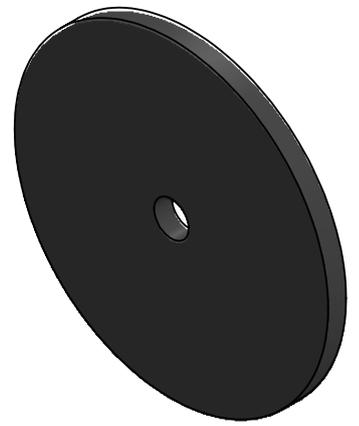
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

SOPORTE DE MALACATE

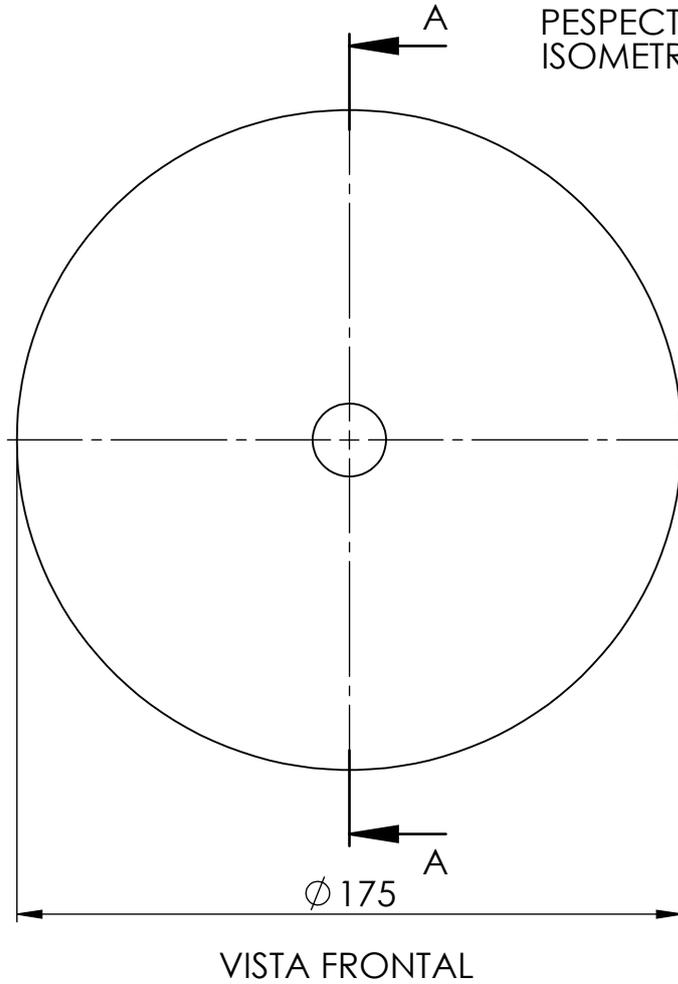
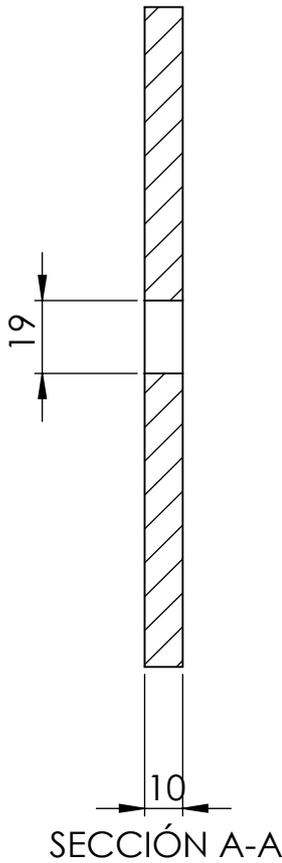


Escala:
1:1

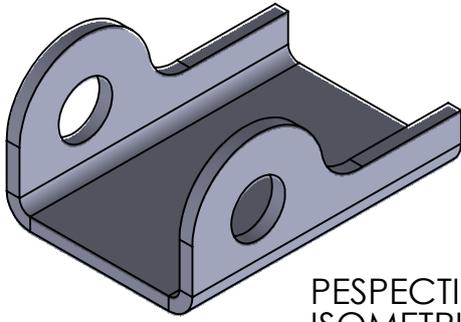
Cantidad:
1



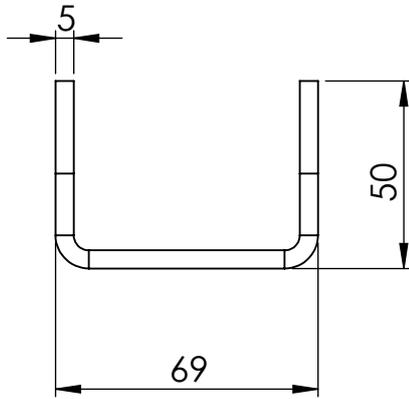
PESPECTIVA ISOMETRICA



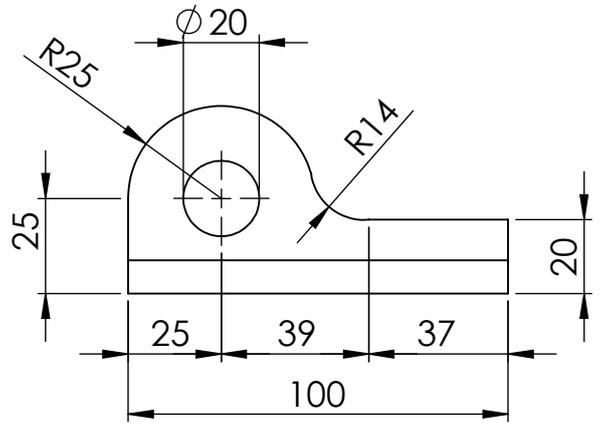
Observaciones:		Fecha		Nombre		 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL	
		Dibujado	03/23	Tais Santiago E.			
		Revisado	03/23				
Material: Chapa F24 1/2"		Aprobado	03/23			Proyecto:	
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominacion		Grúa elevadora remol.			
		ARANDELA DE AJUSTE		Revision: 01			
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3
		Escala:		Cantidad:			
		1:2		1			
				Codigo de proyecto: GR			
				Codigo de pieza:			
				GR-3-3-03-1			



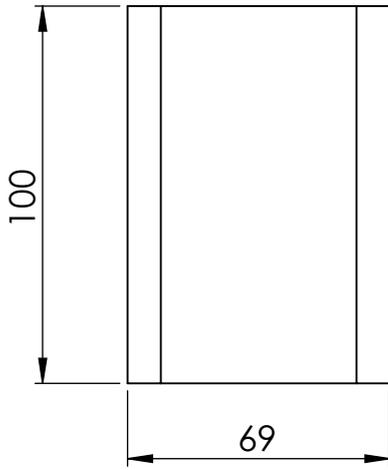
PESPECTIVA ISOMETRICA



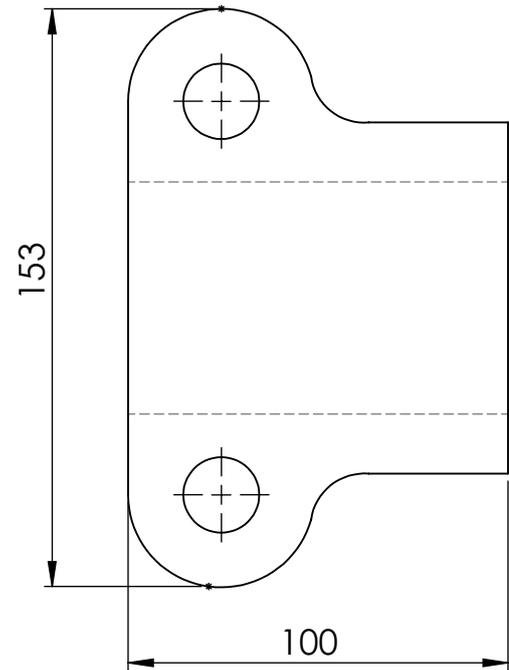
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL DERECHA



VISTA SUPERIOR



CHAPA DESPLEGADA

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa negra F24

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-3-04-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

BISAGRA FIJA

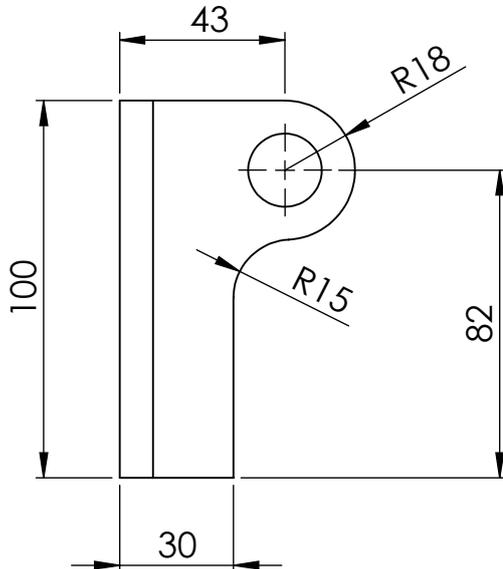


Escala:
1:2

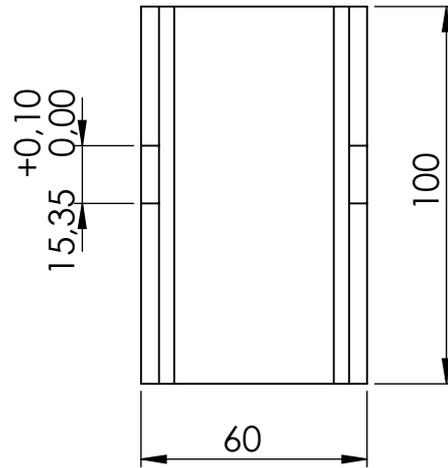
Cantidad:
2



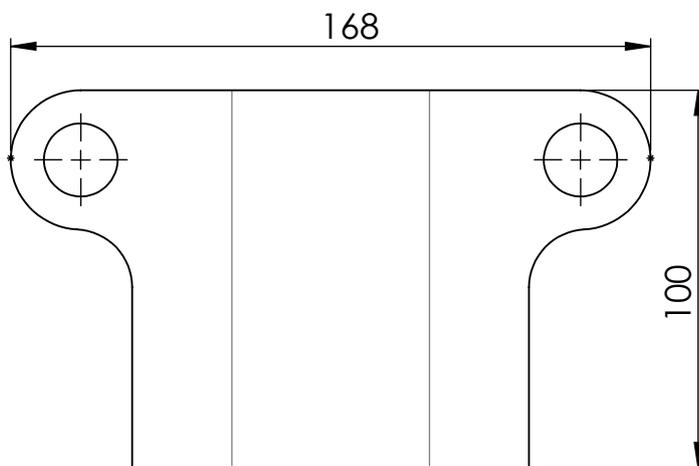
PERSPECTIVA ISOMETRICA



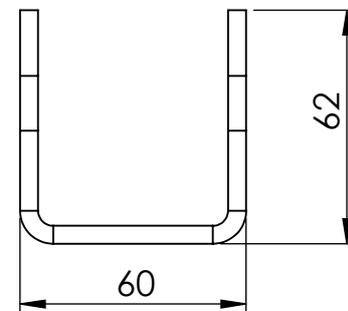
VISTA LATERAL DERECHA



VISTA FRONTAL



CHAPA DESPLEGADA



VISTA SUPERIOR

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Chapa negra F24

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-3-06-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

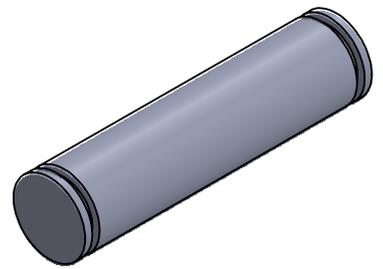
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3



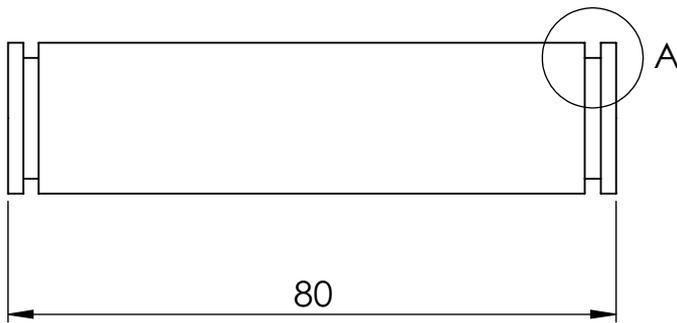
Escala:
1:2

Cantidad:
2

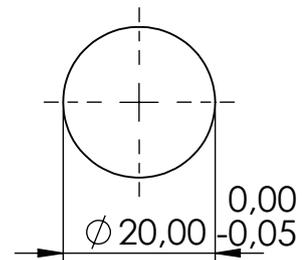
BISAGRA MOVIL



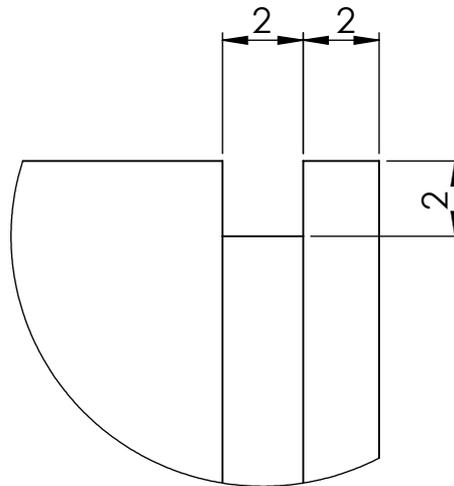
PERSPECTIVA ISOMETRICA



VISTA LATERAL DERECHA

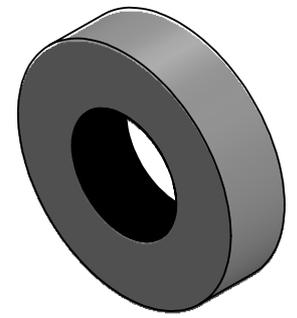


VISTA FRONTAL



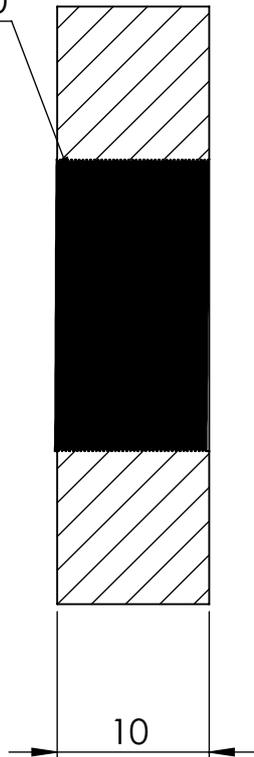
DETALLE A
ESCALA 5 : 1

Observaciones:	Fecha		Nombre					
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.					
	Revisado	03/23						
Material: Acero SAE 1010 $\phi 1''$	Aprobado	03/23			Proyecto: Grúa elevadora remol. Revision: 01 Codigo de proyecto: GR Codigo de pieza: GR-3-3-07-1			
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS				Denominacion PERNO DE BISAGRA				
De	3	6	30			120	315	1000
A	6	30	120		315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
		Escala: 2:1	Cantidad: 2					

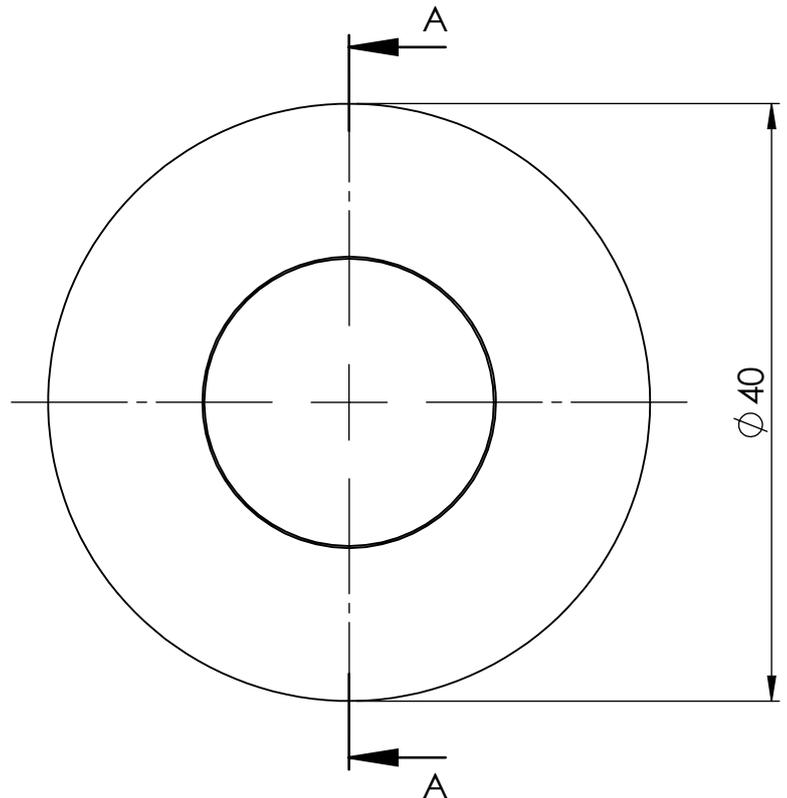


PERSPECTIVA ISOMETRICA

ROSCA M10



SECCIÓN A-A



VISTA FRONTAL

Observaciones:

Fecha

Nombre

Dibujado 03/23 Tais Santiago E.

Revisado 03/23

Aprobado 03/23



Material: Acero SAE 1010 $\varnothing 2''$

Denominacion

Proyecto:

Grúa elevadora remol.

Revision: 01

Codigo de proyecto: GR

Codigo de pieza:

GR-3-3-07-1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS

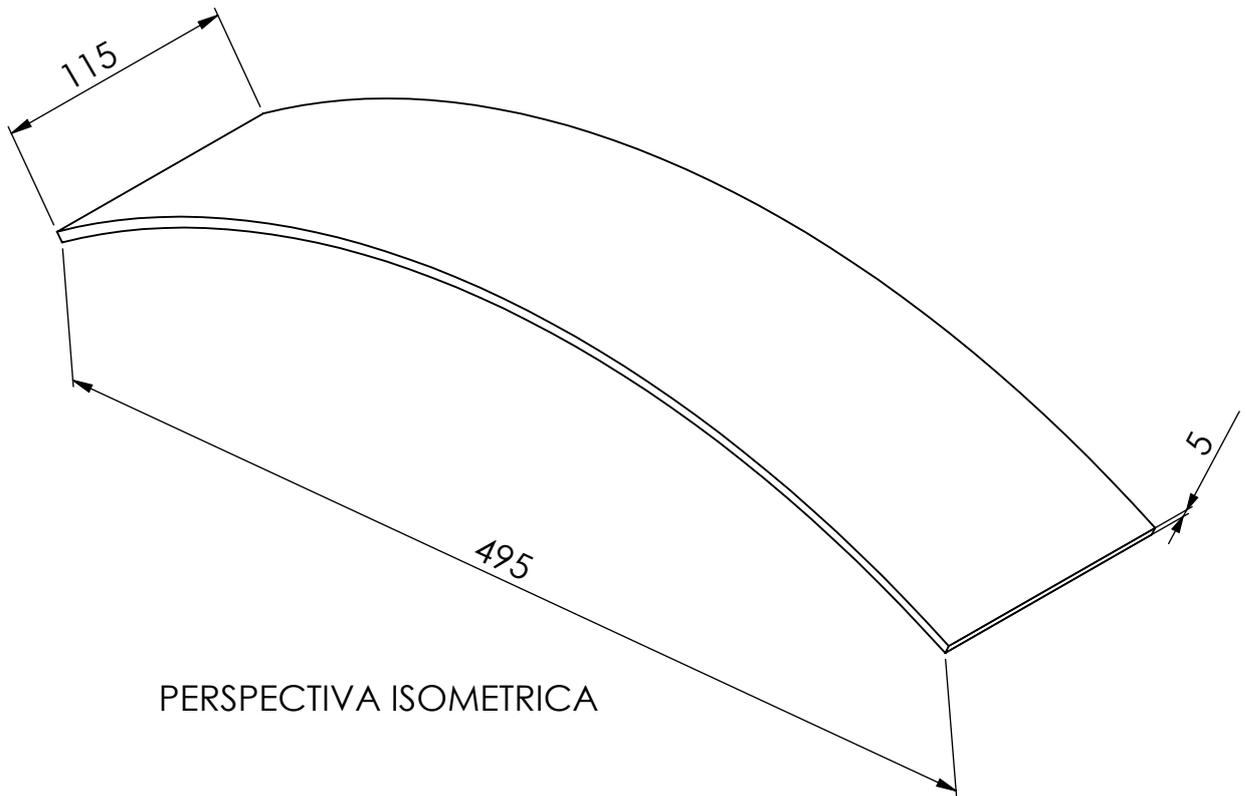
De	3	6	30	120	315	1000	2000
A	6	30	120	315	1000	2000	≤
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3

Escala:
2:1

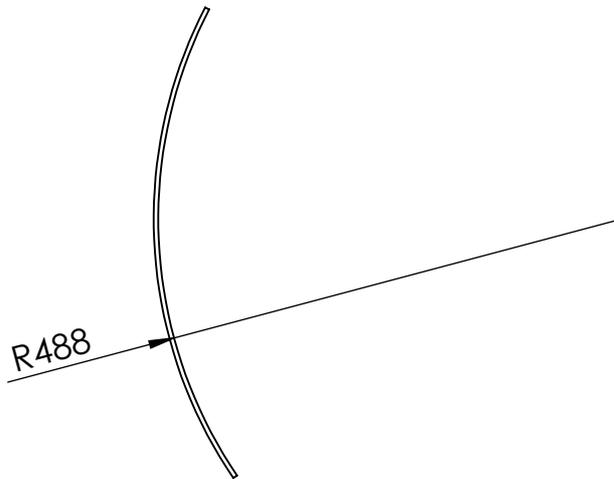
Cantidad:
1

BUJE ROSCADO



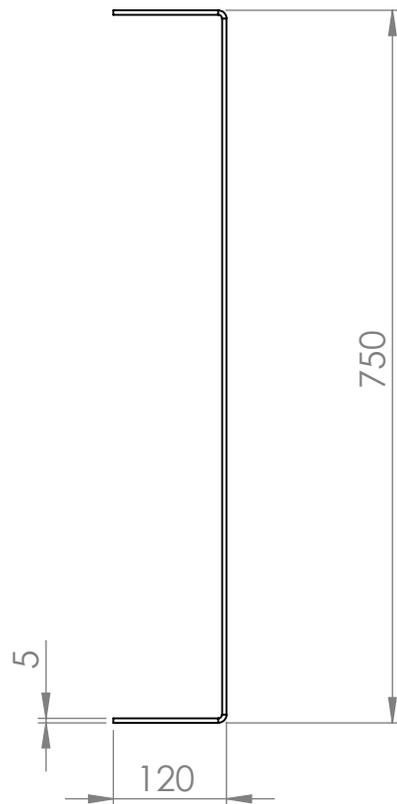


PERSPECTIVA ISOMETRICA

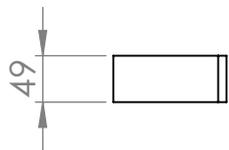


PERFIL DE ROLADO

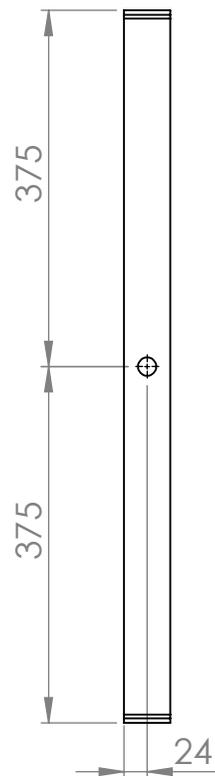
Observaciones:	Fecha		Nombre					
	Dibujado	03/23	Tais Santiago E.					
	Revisado	03/23						
Material: Chapa F24 esp: 3/16"	Aprobado	03/23			Proyecto:			
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS					Denominacion			
					CHAPA GUIA APOYO DE RUEDA DE AUXILIO			
De	3	6	30	120	315	1000	2000	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤	
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3	
		Escala:		Cantidad:				Revision: 01
		1:3		1				Codigo de proyecto: GR
								Codigo de pieza:
								GR-3-3-08-1



VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



VISTA LATERAL IZQUIERDA

PERSPECTIVA ISOMETRICA



Observaciones:		Fecha	Nombre						
		Dibujado	03/23		Tais Santiago E.				
		Revisado	03/23						
Material: Chapa F24		Aprobado	03/23						
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Denominación		Proyecto:					
De	3	6	30	120	315	1000	2000	CHAPA APOYO DE RUEDA	Grúa elevadora remol.
A	6	30	120	315	1000	2000	≤		Revision: 01
Toler:	±0,5	±0,6	±0,8	±1	±2	±3	±3		Código de proyecto: GR
		Escala:	Cantidad:		Código de pieza:		GR-3-3-09-1		
		1:8	1						