

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE
ELEVACIÓN MÓVIL PARA OPTIMIZAR
LAS LABORES DE MANTENIMIENTO
EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L.
DE LA CIUDAD DE AREQUIPA**

TESIS

Presentada por:

Bach. Aarón Gilbert Huaraca Paria

Para optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO

TACNA – PERÚ

2024

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR
LAS LABORES DE MANTENIMIENTO
EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L.
DE LA CIUDAD DE AREQUIPA**

Tesis sustentada el 08 de noviembre del 2024 y aprobada por unanimidad,
siendo el jurado calificador integrado por:

PRESIDENTE:


.....
DR. FRANCISCO GAMARRA GÓMEZ

SECRETARIO:


.....
MTRO. REYNALDO CLEMENTE TELLES RÍOS

VOCAL:


.....
DR. WILLIAMS SERGIO ALMANZA QUISPE

ASESOR:


.....
DR. WILLIAMS SERGIO ALMANZA QUISPE

CERTIFICADO DE SIMILITUD

Yo, **Williams Sergio Almanza Quispe**, Asesor de Tesis declara que la Tesis titulada: **"DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE LA CIUDAD DE AREQUIPA"** presentada por el Bachiller **Aarón Gilbert Huaraca Paria**, para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico.

Habiendo cumplido con lo establecido en el reglamento de originalidad y de similitud de trabajo de investigación y producción, intelectual, considerando que según la revisión, evaluación y análisis realizado a través del software de similitud textual – Turnitin – cuenta con el nivel de similitud permitido cuyo porcentaje es 10 %. Por lo que, **CERTIFICO LA SIMILARIDAD** de la Tesis está de acuerdo al nivel **PERMITIDO**, para continuar con los trámites correspondientes y para su publicación en el repositorio institucional.

Se emite el presente certificado con fines de continuar con los trámites respectivos para su obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Tacna, 16 diciembre de 2024



.....
Dr. Williams Sergio Almanza Quispe
Asesor de Tesis DNI 44369780

ORCID: 0000-0003-0812-7834



.....
Aarón Gilbert Huaraca Paria
DNI. 71238034



DEDICATORIA

Este esmerado trabajo va dedicado a mis padres luchadores y entrañables hermanos, que forjaron en mí la perseverancia y el anhelo de escalar en mi vida profesional.

AGRADECIMIENTO

Agradecer infinitamente a Dios por haber hecho posible culminar con mucha dedicación este trabajo.

A mi familia, padres y hermanos, que, con su apoyo intelectual y espiritual, supieron conducirme durante todo el camino de mi carrera profesional.

Estoy muy agradecido con mi asesor de tesis, quien en todo momento estaba expectante y solícito para absolver mis consultas para concluir de la mejor manera el presente trabajo.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE GENERAL.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
RESUMEN	xvi
ABSTRACT.....	xvii
INTRODUCCIÓN.....	xviii
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1. Descripción del problema	1
1.1. Antecedentes del problema	1
1.2. Problemática de la investigación	1
1.3. Formulación del problema	3
1.4. Justificación e importancia.....	4
1.5. Alcances y limitaciones.....	5
2. Objetivos.....	6
2.1. Objetivo general.....	6

2.2.	Objetivos específicos	6
3.	Hipótesis.....	7
3.1.	Hipótesis general	7
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO		8
2.	Antecedentes del estudio	8
2.1.	Antecedentes internacionales.....	8
2.2.	Antecedentes nacionales.....	10
2.3.	Bases teóricas	11
2.3.1.	Sistemas o dispositivos de elevación de carga.....	11
2.3.2.	Tipos de sistemas o dispositivos de elevación.....	12
2.3.3.	Cinemática	15
2.3.4.	Grados de libertad	15
2.3.5.	Teoría de fatiga.....	16
2.3.6.	Estática.....	17
2.3.6.1.	Diagrama de cuerpo libre (DCL)	17
2.3.6.2.	Equilibrio estático.....	18
2.3.7.	Dinámica.....	19
2.3.7.1.	Centro de masa	19

2.3.7.2.	Centro de gravedad	20
2.3.7.3.	Momento de inercia.....	21
2.4.	Definición de términos	21
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO		23
3.1.	Tipo y diseño de la investigación	23
3.2.	Nivel de investigación	23
3.3.	Diseño de investigación	23
3.4.	Población o Unidad de Observación.....	23
3.5.	Operacionalización de variables	24
3.3.1.	Identificación de las variables	24
3.3.2.	Caracterización de las variables	24
3.6.	Definición de las variables	25
3.7.	Materiales e instrumentos.....	25
3.7.1.	Materiales	25
3.7.2.	Técnicas de recolección de datos.....	25
3.8.	Procesamiento y análisis de datos	26
CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIÓN		27
4.	Resultados.....	27

4.1.	Parámetros de diseño.....	27
4.2.	Capacidad De Carga (Peso).....	28
4.3.	Resumen de parámetros de diseño.....	28
4.4.	Dimensiones de las posiciones del elevador	29
4.5.	Peso de la estructura metálica.....	30
4.6.	Cálculo de fuerzas	30
4.7.	Análisis estático para la posición mínima y máxima de la estructura	32
4.7.1.	Posición máxima:.....	33
4.7.2.	Cálculos de reacciones:.....	34
4.7.3.	Posición mínima:.....	43
4.8.	Análisis estructural.....	53
4.8.1.	Análisis de la barra EB.....	53
4.8.2.	Análisis de las vigas carrileras	64
4.8.3.	Análisis del diámetro mínimo para el pasador de unión de tijeras.....	74
4.8.4.	Análisis de la lámina superior de la plataforma.....	82
4.8.5.	Análisis del rodillo de soporte	86

4.8.6.	Análisis del eje de la rueda	88
4.8.7.	Selección de rodamientos para las ruedas	92
4.8.8.	Selección de ruedas:.....	97
4.8.9.	Análisis del sistema hidráulico de accionamiento	99
4.8.10.	Análisis del pasador del cilindro hidráulico.....	102
4.8.11.	Análisis de la junta del vástago del cilindro hidráulico	105
4.8.12.	Análisis de elementos finitos de toda la plataforma	107
4.9.	Discusión	117
	CONCLUSIONES	119
	RECOMENDACIONES.....	121
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	122
	ANEXOS.....	127

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Caracterización de las variables	24
Tabla 2. Instrumentos para la recolección de datos.....	26
Tabla 3. Resumen de parámetros de diseño	29
Tabla 4. Dimensiones en posiciones del elevador	30
Tabla 5. Resultado de las reacciones	57
Tabla 6. Resultado del momento máximo.....	57
Tabla 7. Propiedades del ASTM A36.....	57
Tabla 8. Reesultados de las reacciones	67
Tabla 9. Resultado del momento máximo.....	67
Tabla 10. Propiedades físicas del SAE 1045.....	77
Tabla 11. Cojinetes radiales y axiales simplificados	94

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Estoca o pato hidráulico.....	13
Figura 2. Elevador manual tipo montacarga.	14
Figura 3: Plataforma elevadora tipo tijera.	15
Figura 4: Diagrama de cuerpo libre.....	18
Figura 5: Ascensor en reposo.....	27
Figura 6: Ascensor en elevación.....	28
Figura 7: Dimensiones del elevador.....	29
Figura 8. Posición inicial en el cilindro-pistón.	30
Figura 9. Posición máxima en el cilindro-pistón.....	31
Figura 10: Análisis estático para la posición máxima.....	33
Figura 11. DCL en la barra AB.....	34
Figura 12. DCL de la barra AF.....	36
Figura 13. DCL en la barra AF.....	38
Figura 14. Análisis estático para la posición máxima.....	43
Figura 15. DCL de la barra AB.....	44
Figura 16. DCL de la barra AF.....	46

Figura 17. DCL de la barra EB.....	48
Figura 18. Barra EB diseñada en SolidWorks.....	54
Figura 19. DCL de la barra EB.....	54
Figura 20. DCL de la barra EB en el software SKY CIV BEAM.	55
Figura 21. Diagrama de momento para la barra EB.	56
Figura 22. Diagrama de corte para la barra EB.	56
Figura 23. Sección del perfil rectangular.....	59
Figura 24. Distribución y magnitud de carga en la barra EB.	61
Figura 25. Distribución de esfuerzo y Von Mises para la barra EB.	63
Figura 26. Desplazamiento máximo para la barra EB.....	63
Figura 27. Factor de seguridad para la barra EB.	64
Figura 28. Vista lateral de las vigas carrileras.....	64
Figura 29. DCL de la viga carrilera.	65
Figura 30. Diagrama de reacciones en el software SKY CIV BEAM.....	66
Figura 31. Diagrama de momento para la viga carrilera.	66
Figura 32. Diagrama de corte para la viga carrilera.	67
Figura 33. Catálogo de productos HIERROBECO, C.A. para vigas UPN.	70
Figura 34. Distribución y magnitud de carga en la viga carrilera.....	71

Figura 35. Distribución de esfuerzos y Von Mises para la viga carrilera. .	73
Figura 36. Desplazamiento máximo de la viga carrilera.	73
Figura 37. Factor de seguridad en la viga carrilera.....	74
Figura 38. Vista lateral del pasador.	75
Figura 39. Triángulo de reacciones en el punto C.	76
Figura 40. Distribución de cargas y magnitud de fuerzas en el pasador..	79
Figura 41. Distribución de esfuerzos en el pasador.....	81
Figura 42. Deformación máxima en el pasador.	81
Figura 43. Factor de seguridad para el pasador.	82
Figura 44. Lámina superior de la plataforma.....	83
Figura 45. Distribución de cargas y magnitud de fuerzas.	83
Figura 46. Distribución de esfuerzo y Von Mises para la lámina superior.	84
Figura 47. Desplazamiento máximo de la lámina superior.	85
Figura 48. Factor de seguridad en la lámina superior.....	85
Figura 49. Rodillo de soporte.....	86
Figura 50. Eje de la rueda.....	88
Figura 51. DCL del eje de la rueda.	89

Figura 52. Catálogo de rodamientos SKF.....	96
Figura 53. Rodamiento.	97
Figura 54. Catálogo SITASA para la rueda.....	98
Figura 55. Catálogo SITASA para el perfil de la rueda.....	101
Figura 56. Propuesta de pistón hidráulico.....	101
Figura 60. Plataforma en la posición máxima.	108
Figura 61. Datos ingresados a SolidWorks de simulación requerida.	109
Figura 62. Concentración de esfuerzo máximo.....	111
Figura 63. Desplazamiento máximo respecto a la posición inicial.	111
Figura 64. Factor de seguridad o la confianza del material.	112
Figura 65. Plataforma de la posición mínima.....	112
Figura 66. Datos ingresados a SolidWorks para simulación requerida..	114
Figura 67. Concentración de esfuerzo máximo.....	115
Figura 68. Desplazamiento máximo respecto a su posición inicial.	116
Figura 69. Factor de seguridad o la confianza del material.	116

RESUMEN

El trabajo de investigación presentado como “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE LA CIUDAD DE AREQUIPA”, abarca el diseño estructural y otros parámetros de funcionamiento para la manipulación de cargas de una empresa dedicada al servicio de alquiler de equipos pesados y el mantenimiento de las mismas. Al concluir se obtuvo un diseño de elevación móvil con un soporte de carga de 300 kg y una elevación de 1.45 m. Además, este mecanismo presenta un sistema de tijeras, impulsado por un pistón hidráulico para el levantamiento de la carga. A partir de ello, se realizó un análisis estructural mediante el programa de simulación SOLIDWORKS para la comprobación de los esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad del material seleccionado para perfiles (ASTM A36) y ejes (SAE 1045), junto con los planos de diseño para su posterior construcción.

Palabras clave: Diseño, Optimizar, Seguridad, Simulación, Estructura.

ABSTRACT

The research work presented as “DESIGN OF AN ADJUSTABLE MOBILE LIFT SYSTEM TO OPTIMIZE MAINTENANCE WORK IN THE COMPANY COTRANS E.I.R.L. OF THE CITY OF AREQUIPA”, covers the structural design and other operating parameters for the handling of loads of a company dedicated to the rental service of heavy equipment and their maintenance. Upon completion, a mobile lifting design was obtained with a load support of 300 kg and a lift of 1.45 m. In addition, this mechanism features a scissor system, driven by a hydraulic piston to lift the load. From this, a structural analysis was carried out using the SOLIDWORKS simulation program to verify the forces, displacements and safety factor of the material selected for profiles (ASTM A36) and axles (SAE 1045), together with the design drawings for later construction.

Keywords: Design, optimize, security, simulation, structure.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los dispositivos o mecanismos que se usan para elevación de cargas pesadas se han vuelto indispensables para diferentes sectores de la industria, ya sea construcción, minería, mantenimiento, etc. Esta iniciativa surge en el taller de la empresa COTRANS E.I.RL., con el propósito de facilitar y dar confort al personal en sus labores de mantenimiento de equipos pesados, ya sea preventivo o correctivo, a fin de puedan optimizar y reducir accidentes que afecten su ergonomía. Por ello, el diseño del mecanismo está basado en una estructura tipo tijera impulsada por un cilindro hidráulico que se desarrollará bajo parámetros estructurales principales como la elevación, carga, movilidad y seguridad.

El primer capítulo inicia con el planteamiento del problema que describe la situación actual, de tal forma que se plasmará en la formulación del problema y en los objetivos que busca la tesis para la realización del trabajo.

En el segundo capítulo se realizará a detalle el marco teórico, complementando con los antecedentes nacionales e internaciones relacionados con el presente trabajo de investigación.

El tercer capítulo contempla el marco metodológico, donde se explica el tipo y diseño de investigación para esta tesis, además de

sustentar las variables que resultarán importantes para recolectar los datos que servirán para responder las preguntas de investigación.

En el cuarto capítulo que se denomina resultados y discusión, se incluirán los cálculos realizados que servirán para el diseño de la plataforma y se comparará algunas similitudes con estudios anteriores que sostengan el funcionamiento del mecanismo.

Por último, se realizan las conclusiones y recomendaciones, que buscan la sostenibilidad y factibilidad de esta tesis.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1. Descripción del problema

1.1. Antecedentes del problema

La empresa COTRANS E.I.R.L. inició sus actividades el 20 de setiembre de 1985 en la ciudad de Arequipa, fundada por el señor Carlos Raúl Coháila Tamayo.

Esta empresa comenzó con el alquiler de maquinaria pesada en el rubro de la construcción, posteriormente, abarcó el mantenimiento preventivo y correctivo de su maquinaria liviana y pesada. En paralelo, desde hace algunos años, se dedica al alquiler de maquinaria pesada a compañías mineras a nivel nacional.

Esta labor de mantenimiento lo desarrolla en el distrito de Cerro Colorado, donde destaca el mantenimiento preventivo que otorga a su maquinaria.

1.2. Problemática de la investigación

En el desarrollo de estas actividades se pudo comprobar que a nivel de países vecinos las actividades de mantenimiento carecen de herramientas de apoyo para optimizar las labores diarias “por lo

que es indispensable un dispositivo que realice el montaje y desmontaje de la caja de cambios, ya que existe un gran índice de personas que han tenido accidentes y lesiones como problemas de espalda o de otras partes del cuerpo por tratar de realizar este trabajo sin la ayuda de una maquinaria adecuada” (Arriaga Ortega, 2010).

Así también, dentro del mundo de la mecánica la necesidad de un equipo para hacer la carga y descarga, es latente “sin embargo, al indagar se encuentran en el mercado dispositivos de este tipo, y al exponer la situación a la empresa señalan que estos no cumplen con los requerimientos que desean. Por tal razón, se emplea el método QFD con el que se espera comprender la necesidad real del cliente, y así determinar las exigencias de la empresa, y obtener las características principales que debe tener el prototipo para realizar la ejecución de su diseño, de manera preliminar” (Guzman Ortega & Santana Jimenez, 2020).

El Perú no es ajeno a esa dificultad, por tanto, “La falta de equipos apropiados para el traslado, movimiento y levantamiento de las estructuras que serán motivo de reparación y mantenimiento

constituye una deficiencia que hace poco probable un trabajo técnico y especializado” (Rojas Achulle, 2017).

Siendo así, se propone para la empresa COTRANS E.I.R.L. una mejora tecnológica que permitirá la innovación de su taller, a través de la incorporación de un sistema graduable de elevación que facilitará al personal maniobrar con sencillez los equipos o repuestos (caja de cambios, zapatas, cuchillas, etc.). Además, el estudio propuesto permitirá reducir los accidentes laborales, protegiendo la integridad física del personal de mantenimiento.

1.3. Formulación del problema

Durante mi labor en dicha empresa, específicamente el área de campo o taller, se observó un alto riesgo de lesiones en la vida laboral de los trabajadores al realizar el levantamiento de caja de cambios, piezas de carrilerías, elementos de corte, etc., en las actividades de montaje o desmontaje dentro del mantenimiento de los equipos pesados de gran dimensión como excavadoras, volquetes, cargadores frontales, entre otros. (Ver anexo 1).

Es por este problema expuesto que se formula la siguiente interrogante general:

¿Cómo diseñar un sistema graduable de elevación móvil que permitirá optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.?

Para lo cual, se tienen las siguientes interrogantes específicas:

¿Cómo identificar el tipo de sistema graduable de elevación móvil que permitirá optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.?

¿Cómo determinar que los parámetros dimensionales del sistema graduable de elevación móvil permitan optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.?

¿Cómo validar la integridad estructural del sistema graduable de elevación móvil permitirá validar su integridad estructural?

1.4. Justificación e importancia

El estudio en mención permitirá contar con un sistema de elevación hidráulica mediante el diseño propuesto, el cual considera la aplicación de cálculos de esfuerzos y programas de simulación, para evitar la carga y descarga de repuestos pesados, así como de herramientas que sean necesarias; de tal manera que optimice y

produzca eficiencia en las labores de mantenimiento, minimizando la pérdida de tiempo, mano de obra innecesaria y evitando accidentes.

Por lo tanto, este proyecto plantea por el lado técnico y económico, el diseño de un sistema de elevación, que permitirá a la empresa COTRANS E.I.R.L., aumentar la velocidad de operación en el mantenimiento y reducir los costos de mano de obra, ya que este mecanismo generará una sostenibilidad económica a largo plazo realizando todas las actividades que requieran de forma más eficiente.

Además, presenta una relevancia tecnológica, ya que la utilidad de la ingeniería permite diseñar un sistema de elevación móvil de hasta 300 kg, consiguiendo resultados de alta confiabilidad operacional, permitiendo a la empresa COTRANS E.I.R.L. brindar seguridad a sus trabajadores evitando accidentes y estar un paso adelante frente a otras empresas del mismo rubro.

1.5. Alcances y limitaciones

Para el estudio en mención, se considera el área de taller de mantenimiento de la empresa COTRANS E.I.R.L. y todo lo que este abarque para realizar las diferentes actividades con su maquinaria

pesada con incidencia en la carga de caja de cambios (Ver anexo 3). Además, se realizó una inspección visual de los trabajos realizados por los mecánicos bajo el concepto de la presente investigación. Se tiene en consideración las herramientas y/o componentes que podrá levantar este equipo, los cuales no deberán superar la capacidad de carga y las dimensiones que tendrá el equipo en mención.

2. Objetivos

2.1. Objetivo general

Diseñar un sistema graduable de elevación móvil que soporte un peso de hasta 300 kg, para optimizar las labores de mantenimiento que brinda la empresa COTRANS E.I.R.L. a su maquinaria pesada.

2.2. Objetivos específicos

- Identificar el tipo de sistema graduable de elevación móvil que permita optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.
- Determinar los parámetros dimensionales para el sistema graduable de elevación móvil, de manera que permita

optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.

- Validar la integridad estructural del sistema graduable de elevación móvil, mediante un programa de simulación computacional.

3. Hipótesis

3.1. Hipótesis general

El diseño de un sistema graduable de elevación móvil, para elevar pesos de hasta 300 kg., optimizará las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2. Antecedentes del estudio

En este apartado se ofrecerán diferentes estudios e investigaciones a nivel nacional e internacional que guardan relación con el problema planteado.

2.1. Antecedentes internacionales

Rubio Silva (2018) presentó la tesis *“Diseño de un sistema de elevación para una línea de ensamble de equipos de cocción”* en la ciudad de México. Dicho trabajo de investigación enfoca el diseño de un sistema de elevación para una línea de ensamble manual de equipos de cocción de una empresa mexicana, a partir de un diseño conceptual obtenido de las necesidades del cliente mediante la metodología QFD, un análisis funcional, y la matriz morfológica. Como resultado se consiguió un sistema elevación que consta de un subsistema mecánico y un subsistema electroneumático, que permite regular la altura permitiendo a través de un mecanismo de tijeras y un pistón neumático, facilitando así el ensamble de los equipos a alturas de trabajo convenientes para los operadores.

Medina Montaña (2018) En su tesis denominada “*Diseño de una mesa elevadora para un sistema de transporte terrestre en las líneas de ensamble aeronáutico*”, en la ciudad de Pereira, Colombia; tuvo la finalidad de buscar una solución a las dificultades en los cambios significativos en la línea de producción, ya que se necesitaban trasladar partes del turbofán o componentes aeronáuticos entre cada estación de trabajo. Por lo tanto, obtuvo como resultado este sistema de elevación cumpliendo con los requisitos de flexibilidad y capacidad de adaptación a diversos recorridos y trayectorias definidos por la distribución de las estaciones de trabajo.

2.2. Antecedentes nacionales

García Delgado (2021) en su tesis titulada *“Diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación, para la manipulación de cargas en las empresas metalmecánicas”*, realizó un análisis estructural del diseño seleccionado en el software CAD – CAE SolidWorks, para comprobar que la plataforma giratoria móvil que plantea, tenga una capacidad de carga de 1 500 kg y una altura de elevación de 1,5 m permitiendo el giro de su plataforma a 360°, además de contar con un sistema de tijeras, impulsado por dos cilindros hidráulicos para su elevación. Por último, se determinó un factor de seguridad para dimensionar la estructura de la máquina a partir de la utilización de perfiles estructurales convencionales de acero S460N, así como de los elementos de conexión a partir del acero ASTM A36.

Santisteban Bancés (2020) propuso en su trabajo de investigación denominado *“Diseño de una plataforma elevadora de tijera para optimizar la inspección de tanques cisterna en la empresa S&H Ingenieros”*, realizar la inspección de los vehículos cisterna automotriz, semirremolques y remolques desde arriba, por encima de los 2 metros de altura. En esta tesis se utilizaron técnicas de observación y revisión documental como técnicas de recolección de

datos, además se obtuvo información primaria y con la ayuda de las tarjetas de registro, registros de control y tarjetas de revisión documental, esta información se complementó concluyendo que el área de la plataforma tiene 3.75 m^2 de un peso total de 3136 N teniendo una fuerza distribuida de $2.776 \text{ KN} / \text{m}^2$ cumpliendo con lo establecido en la normativa vigente que establece que debe ser menor de $3 \text{ KN} / \text{m}^2$, habiendo par fuerzas externas producidas por el viento aplicado al equipo, siendo las herramientas esta fuerza el 3% de la masa total de la plataforma y con respecto a las cargas manuales que actúan a $1,1 \text{ m}$.

2.3. Bases teóricas

2.3.1. Sistemas o dispositivos de elevación de carga

Los sistemas o dispositivos de elevación son necesarios para elevar diferentes tipos de carga sin ayuda de grúas, monorraíles o brazos giratorios. Este sistema de elevación normalmente se compone de apoyos fijos o también, móviles. Además, es importante tener en cuenta ciertos criterios o características del mecanismo de elevación en el sistema, tales como:

- Estructura o construcción metálica rígida.

- Tener una instalación sencilla y que no ocupe espacio.
- Ser independiente a algún vehículo de transporte.
- Ser de fácil manejo para la altura en la que se trabaje.

2.3.2. Tipos de sistemas o dispositivos de elevación

En la actualidad, existe una gran variedad de equipos que cumplen con el objetivo de elevar y sostener cualquier requerimiento de carga, ya sea de control manual o electrónico dependiendo del dimensionamiento o viabilidad económica del taller mecánico y de sus actividades.

Por lo tanto, es importante mencionar y describir algunos de ellos, muy comunes en talleres mecánicos y que servirán para ampliar el panorama en la selección del sistema de elevación más adecuado.

- **Estoca o pato hidráulico.**

Este equipo es de los más comunes en talleres mecánicos. Su diseño está enfocado en facilitar la movilidad de cargas pesadas de hasta 3 toneladas y elevarlas hasta 19 cm para evitar las rayaduras con el piso, según catálogo (AMERICANA, 2019).

Figura 1
Estoca o pato hidráulico



Nota. Tomado de AMERICANA, 2019.

- **Elevador manual tipo montacarga**

Los elevadores manuales tipo montacarga son herramientas o equipos con doble función, elevación de carga y movilidad para tramos cortos. Según información de catálogo, tienen la capacidad de cargar hasta 1.5 toneladas y elevar hasta 1.6 metros de altura. Con estas características resulta seguro y confiable para su desempeño en la industria (EDIPESA, 2022).

Figura 2

Elevador manual tipo montacarga



Nota. Tomado de EDIPESA, 2022.

- **Plataforma elevadora tipo tijera**

Este equipo nos ofrece la elevación y transporte de la carga que se coloque, según catálogo hasta las 1.5 toneladas y una altura de elevación de hasta 1 metro, dependiendo de su tamaño. Además, es capaz de adaptarse a las necesidades de elevación de una manera estable, compacta y segura. El mecanismo se presenta con accionamiento electro-hidráulico o simplemente hidráulico accionado de manera manual (UNICRAFT, 2018).

Figura 3

Plataforma elevadora tipo tijera



Nota. Tomado de UNICRAFT, 2018.

2.3.3. Cinemática

La cinemática es el estudio del movimiento sin considerar las causas que lo producen. Un objetivo fundamental de la cinemática es crear o diseñar los movimientos deseados de la parte mecánica, para luego calcular las posiciones, velocidades y aceleraciones que los movimientos crearán en las partes (Norton, 2011, pág. 9).

2.3.4. Grados de libertad

Es la cantidad de ingresos independientes necesarios para ubicar con certeza todos los elementos de un mecanismo con respecto al suelo o la bancada. Otro concepto, puede ser como la cantidad de componentes para ejecutar el mecanismo.

$$M = 3(n - 1) - 2j_p - j_h \quad [1]$$

Esta ecuación es también conocida como el método de Gruebler (M), donde se tiene que identificar el número de eslabones (n), las juntas o uniones principales (j_p) y las uniones de orden superior (j_h). (Myszka, 2012, p. 8)

2.3.5. Teoría de fatiga

A medida que pasa el tiempo, todas las estructuras o el material presentan roturas, debido a los esfuerzos variables a los que se tenía acostumbrado. Este es un fenómeno que se le denomina fatiga y el ASTM, a través, de sus normativas lo presenta como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a esfuerzos y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos” (García Lazo, 2009).

Por lo tanto, este fenómeno aumentará su tamaño de manera progresiva sin importar que las tensiones sean inferiores o elevadas hasta que el área o sección que quede sea lo suficientemente pequeña para producir una rotura (Rodríguez Galbarro, 2018).

$$S'_n < S_y < S_u \quad [2]$$

De esta fórmula se interpreta el concepto mencionado, el límite de fatiga (S'_n) es menor al límite de fluencia (S_y) y menor al límite de rotura (S_u).

2.3.6. Estática

2.3.6.1. Diagrama de cuerpo libre (DCL)

En este tipo de proyectos que se trabajan con un mecanismo compuesto de diferentes elementos, es preciso la construcción de un diagrama de cuerpo libre para identificar y examinar las fuerzas que actúan en cada uno de ellos (H. Myszka, 2012).

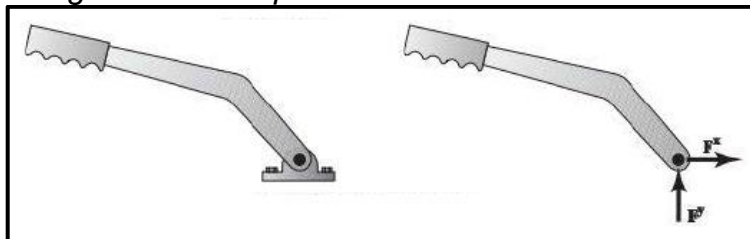
Por lo tanto, se puede mencionar algunos pasos importantes para la realización del diagrama de cuerpo libre:

- Aislar el elemento o componente que se vaya a analizar.
- Dibujar el elemento sin los soportes, apoyos o contactos visibles que tenga con otro elemento.

- Sustituir dichos apoyos por las fuerzas, reacciones y/o momentos adecuados al eje X o Y en que se encuentren.

De esta manera, se puede dibujar un diagrama de cuerpo como se muestra en la Figura 4 que se muestra a continuación:

Figura 4
Diagrama de cuerpo libre



Nota. Tomado de Myszka, 2012, p. 334.

2.3.6.2. Equilibrio estático

Según (H. Myszka, 2012) , el equilibrio estático se da cuando un objeto o cuerpo cumple las dos siguientes condiciones basadas en la primera ley de Newton:

- **Condición 1:** La suma de todas las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo sean iguales a 0.

$$\sum F = 0 \quad [3]$$

- **Condición 2:** Indica que el cuerpo estará en equilibrio estático cuando la suma de momentos que actúan sobre él, sea cero.

$$\sum M = 0 \quad [4]$$

2.3.7. Dinámica

2.3.7.1. Centro de masa

Se puede definir como la posición que ocupa dentro de uno o más objetos, en otras palabras, viene a ser el lugar donde se concentra la totalidad de la masa del objeto. Además, en objetos rígidos con una densidad constante se encuentra en el centroide. Este concepto será útil, porque se podrá describir el movimiento de los objetos con formas diferentes o raras y resolver cualquier problema. La técnica más usada para hallar el centro de masa del componente dado, es por medio de la aritmética vectorial, buscando el centro de masa a lo largo de cada eje X y Y (Khan Academy, 2022).

$$\vec{r}_{CM} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * \vec{r}_i}{m_{total}} = \frac{m_1 * \vec{r}_1 + m_2 * \vec{r}_2 + \dots + m_n * \vec{r}_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad [5]$$

En la ecuación (5) se puede entender la técnica por aritmética vectorial que se mencionó anteriormente, donde $(\vec{r}_{CM}, \vec{r}_i)$ son el vector de posición del centro de masa y respecto a su eje de referencia en metros, y va multiplicado por la masa total y de las partes que lo componen (m_{total}, m_i) en kilogramos (Fernández, 2022).

2.3.7.2. Centro de gravedad

Es el lugar respecto a un cuerpo donde se consolida la fuerza de gravedad, el cual afecta a la masa que constituye a dicho cuerpo, en otras palabras, es el lugar donde se congrega el peso. Por lo tanto, es importante este concepto para el análisis y la construcción de diferentes máquinas y estructuras. Por ejemplo, si el Centro de Gravedad de un andamio que es común verlo en trabajos de altura y construido de diferentes materiales como metal, aluminio y hasta de madera, entonces si este no se conecta de la manera correcta con sus demás eslabones en el centro de gravedad, pondrá en peligro la vida de los trabajadores si los hubiera (ÁLAVA INGENIEROS, 2022).

2.3.7.3. Momento de inercia

Se refiere a la magnitud angular que refleja la oposición que tiene un cuerpo determinado a rotar, y su torque generará un movimiento rotacional. Entonces, el momento de inercia está relacionado a la distribución de la masa de un objeto. En otras palabras, mientras mayor sea la distancia al centro de rotación, mayor será el momento de inercia, considerando su eje de posición (CASIOPEA, 2021).

$$I = \sum_{i=1}^n m_i * r_i^2 \quad [6]$$

En la ecuación (6), el momento de inercia se expresa como (I), (m) es la masa de cada cuerpo en análisis y (r) es la distancia desde el centro de rotación.

2.4. Definición de términos

- Estructura: Es la composición de elementos importantes o que guardan relación entre sí con un orden específico.
- Dinámica: Es el estudio del movimiento considerando las causas que lo producen.

- Estática: Es el estudio que se realiza a los cuerpos en reposo y las leyes de equilibrio.
- Inercia: Es la imposibilidad que presenta un cuerpo cuando tenga que modificar su estado de movimiento.
- Torque: También denominado momento, es aquella que mide la fuerza sometida sobre un eje.
- Cuerpo: Es un objeto o una composición de materia caracterizado por tener masa.
- Elevador: Es aquel aparato o dispositivo que cumple la función de elevar cualquier tipo de carga considerando sus características.
- Dispositivo: Es un conjunto de elementos que están unidos para realizar alguna función o actividad determinada.
- Plataforma: Es un sostén o base para algo en específico, construida de forma de horizontal plana y totalmente descubierta.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Tipo de investigación

El tipo de investigación es tecnológico, porque se enfoca en ubicar formas prácticas que permitan transformar los procesos actuales o idear soluciones innovadoras para problemas cada vez más intrincados.

3.2. Nivel de investigación

Es descriptiva, porque se orienta hacia la entrega de una representación clara y detallada de los hechos observados, sin pretender establecer conexiones causales.

3.3. Diseño de investigación

Es experimental aleatorio, ya que contará con dos niveles que manipularán la variable independiente y por la medición antes y después de la variable dependiente.

3.4. Población o Unidad de Observación

La unidad de observación será el sistema graduable de elevación móvil.

3.5. Operacionalización de variables

3.3.1. Identificación de las variables

- a) **Variable independiente:** Diseño de un sistema graduable de elevación móvil.
- b) **Variable dependiente:** Optimizar las labores de mantenimiento.

3.3.2. Caracterización de las variables

Para dar a conocer la caracterización de las variables, se usará la siguiente tabla 1 con las dimensiones que cuentan estas variables, así como sus indicadores.

Tabla 1
Caracterización de las variables

VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	
V.D. Optimizar las labores de mantenimiento	ESFUERZOS	Horas de trabajo	
		Carga aplicada	
		Área de sección	
	DEFORMACIÓN	Longitud inicial	
		Variación de longitud	
	DESPLAZAMIENTO	Tipo de terreno	
VI: Diseño de un sistema graduable de elevación móvil	FACTOR DE SEGURIDAD	Distancia	
		Resistencia real	
	ELEVACIÓN	Resistencia requerida	
		FATIGA	Cargas dinámicas
		Presión	
ÁREA DE LA PLATAFORMA	Fuerza de los cilindros		
	Largo		
	Ancho		
		Espesor	

3.6. Definición de las variables

- a) **Variable Independiente:** Por medio de esta variable se busca establecer el diseño físico que permitan al sistema de elevación móvil soportar las diferentes cargas, esfuerzos y futuras fallas que permitan mantener y prevenir su integridad.
- b) **Variable dependiente:** En este trabajo la variable dependiente permitirá optimizar las labores de mantenimiento mediante el trabajo que desarrolle el sistema de elevación móvil.

3.7. Materiales e instrumentos

3.7.1. Materiales

- Manuales de equipos y/o componentes.
- Normativa de seguridad.
- Software de simulación SolidWorks.
- Software AutoCAD.

3.7.2. Técnicas de recolección de datos

Para la presente investigación la información se obtendrá utilizando las técnicas detalladas en la Tabla Nro. 2.

Tabla 2

Técnicas de recolección de datos

TÉCNICA	USO	INSTRUMENTO
Observación	Análisis mediante un enfoque cuantitativo de las observaciones que se codifican para obtener datos numéricos exactos	Notas de campo
		Vídeo
		Audio

3.8. Procesamiento y análisis de datos

La recopilación obtenida con ayuda de las técnicas antes mencionadas, servirá para obtener un listado con los datos y posteriormente se tabulará y procesará la información utilizando las herramientas de Excel.

3.9. Matriz de consistencia

Ver anexo

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4. Resultados

4.1. Parámetros de diseño

A continuación, se mostrarán los requisitos del elevador de tijera a diseñar en cuanto a dimensionamiento, capacidad de carga y accionamiento.

Dimensionamiento:

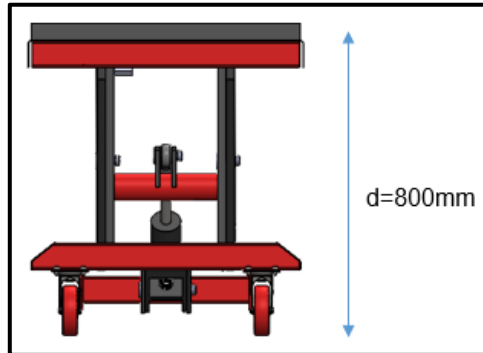
Altura mínima con ángulo inicial de 10° .

Figura 5
Ascensor en reposo



Nota. Altura máxima con ángulo de 55° .

Figura 6
Ascensor en elevación



4.2. Capacidad de Carga (Peso)

La estructura se diseñará para levantar 300 kg de cargas viva, entendiéndose carga viva como aquella carga que varía con el tiempo el cual podrá ser menor a la carga estipulada del diseño.

4.3. Resumen de parámetros de diseño

Antes de proceder con los sistemas y sub sistemas se presentan a continuación un resumen de los parámetros de diseño mencionados anteriormente.

Tabla 3
Parámetros de diseño

Nº	Parámetro	Dimensión
1	Altura máxima en reposo	300mm
2	Altura máxima actuante.	800mm
3	Longitud de la plataforma	1000mm
4	Ancho de la plataforma	800mm
5	Capacidad de carga viva	300kg

4.4. Dimensiones de las posiciones del elevador

En la siguiente Tabla 4 se presentará la variación de dimensiones del elevador, partiendo de la variación del ángulo de elevación con la finalidad de obtener diferentes dimensiones como altura y distancia entre los apoyos:

Figura 7
Dimensiones del elevador

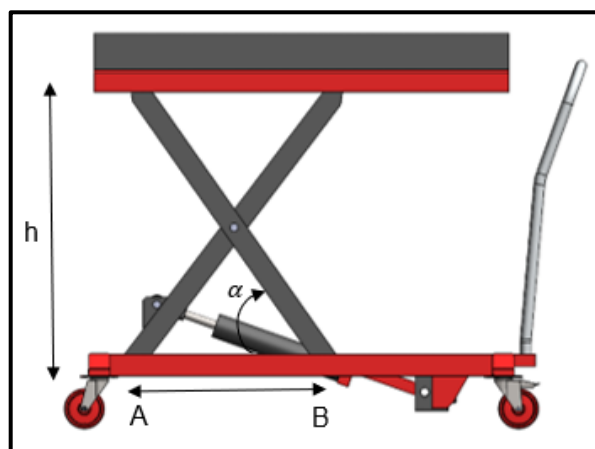


Tabla 4

Dimensiones en posiciones del elevador

Ángulo de elevación (α) °	Altura total (mm)	Distancia entre apoyos (mm)
10	385	635
20	495	565
30	598	510
40	690	442
50	770	360
55	800	340

4.5. Peso de la estructura metálica

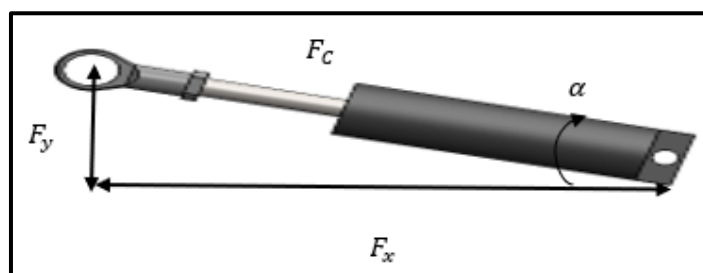
Por medio del software SolidWorks y el pre dimensionamiento del diseño, para efectos de cálculo y poder avanzar en el diseño se procedió a aproximar un peso de toda la estructura a 100 Kg que probablemente esté por encima del peso real. Esto quiere decir que el peso total a izar el cilindro pistón será de 400 Kg.

4.6. Cálculo de fuerzas

Posición inicial:

Figura 8

Posición inicial en el cilindro-pistón



Donde:

$F_y = \text{Fuerza necesaria para el ascenso vertical (4000N)}$

$$F_x = \frac{F_y}{\text{tg}(\alpha)}$$

Donde: α (angulo que se forma con el piston) = 35°

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

Entonces:

$$F_x = \frac{4000N}{\text{tg}(35)} = 5712.6N$$

$F_C = \text{Fuerza aplicada por el piston}$

De la siguiente manera se determinará la fuerza del cilindro en la posición inicial:

$$F_C = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

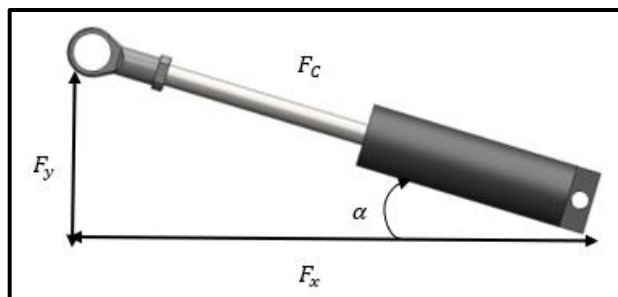
$$F_C = \sqrt{4000N^2 + 5712.6N^2}$$

$$F_C = 6973.3N$$

Posición máxima:

Figura 9

Posición máxima en el cilindro-pistón



Donde:

$$F_y = \text{Fuerza necesaria para el ascenso vertical (4000N)}$$

$$F_x = \frac{F_y}{\operatorname{tg}(\alpha)}$$

$$\alpha (\text{ángulo que se forma con el piston}) = 45^\circ$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

Entonces:

$$F_x = \frac{4000N}{\operatorname{tg}(45^\circ)} = 4000 \text{ N}$$

$$F_c = \text{Fuerza aplicada por el piston}$$

De la siguiente manera se determinará la fuerza del cilindro en la posición máxima:

$$F_c = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$F_c = 5656.85 \text{ N}$$

4.7. Análisis estático para la posición mínima y máxima de la estructura

El armazón se formula como una estructura de barras acopladas, con la consiguiente hipótesis de que no existen momentos torsores en los pasadores.

4.7.1. Posición máxima:

A continuación, se muestra el esquema cuando el sistema se encuentra en su posición de altura máxima.

Distancias:

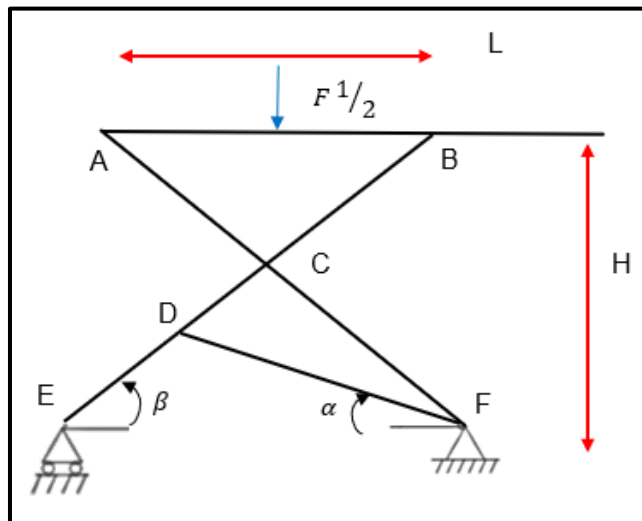
$$AF = EB = 0.63m$$

$$AB = 0.34m \text{ (Distancia entre apoyos)}$$

$$F = \frac{4000N}{2} = 2000N$$

$$H = 0.5m = \text{Distancia medida entre sujeciones}$$

Figura 10
Análisis estático para la posición máxima

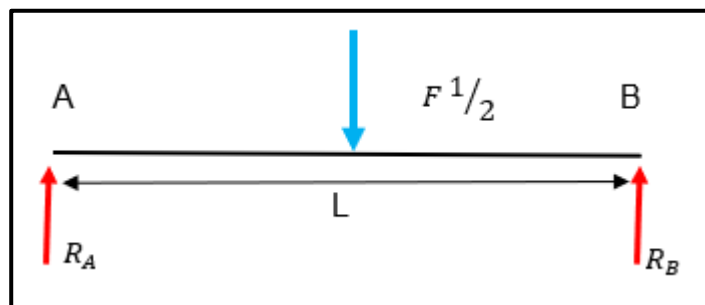


4.7.2. Cálculos de reacciones:

Como se conoce la carga aplicada se procederá a determinar las reacciones producidas en los puntos AB.

Barra AB:

Figura 11
DCL en la barra AB



Donde:

$$F^{1/2} = 2000N$$

$$L = 0.34m$$

A continuación, se determinará las reacciones en el punto A y B, donde se aplicarán las ecuaciones [3] y [4].

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A - (2000N) + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = 2000N$$

$$\sum M_B = 0$$

$$0.17m(2000N) - R_A(0.34m) = 0$$

$$\mathbf{R_A = 1000N}$$

Sustituyendo el valor de R_A en la ecuación 1

$$R_A + R_B = 2000N$$

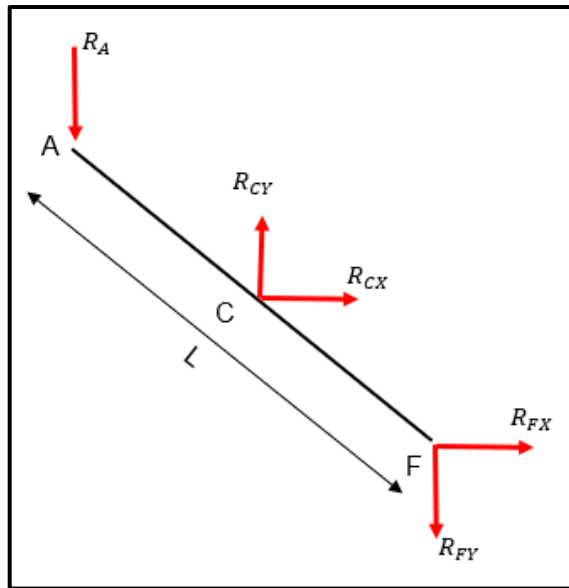
$$1000N + R_B = 2000N$$

$$\mathbf{R_B = 1000N}$$

Conociendo los valores en el punto AB, se aplicará un nuevo diagrama de fuerza para la barra AF.

Barra AF

Figura 12
DCL de la barra AF



Donde:

$$L = 0.63m$$

$$R_A = 1000N$$

Luego, se aplicará una sumatoria de fuerzas para ir creando las ecuaciones e incógnita.

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_A + R_{CY} - R_{FY} = 0$$

Como R_A es un dato conocido procedemos a sustituir y despejar en la ecuación:

$$R_{CY} - R_{FY} = 1000N \quad EC.1$$

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{CX} + R_{FX} = 0 \quad EC.2$$

$$\sum M_F = 0$$

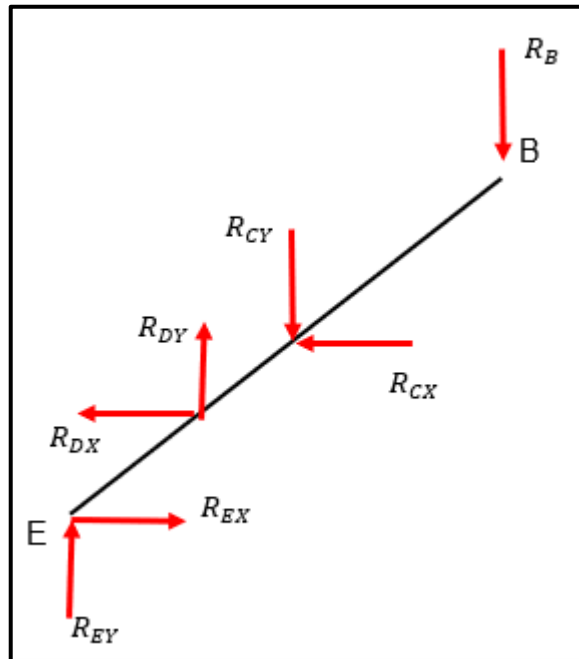
$$R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(h/4) - R_A(0.63m) = 0$$

Sustituyendo Ra conocemos la tercera ecuación:

$$R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(0.125m) = 630N \quad EC.3$$

Barra EB

Figura 13
DCL en la barra AF



Donde:

$$L = 0.63m$$

$$R_a = 1000N$$

A continuación, se determinará las reacciones en el punto E y

B.

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_B - R_{CY} + R_{DY} + R_{EY} = 0$$

$$-R_{CY} + R_{DY} + R_{EY} = 1000N \quad EC.4$$

$$\sum F_X = 0$$

$$-R_{CX} + R_{EX} - R_{DX} = 0 \quad \text{EC. 5}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$R_{DY}(0.1575m) - R_{DX}\left(\frac{h}{2}\right) - R_{CY}(0.315m) - R_{CX}\left(\frac{h}{2}\right) - R_B(0.63m) = 0$$

Sustituyendo Ra

$$R_{DY}(0.1575m) - R_{DX}(0.25m) - R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 630N \quad \text{EC. 6}$$

Es importante resaltar que las reacciones en D son las fuerzas generadas por el cilindro para elevar la carga esto quiere decir que RDx y RDy son valores conocidos el cual son los siguientes:

$$F_C = 5656.85N$$

$$R_{DX} = 4000N$$

$$R_{DY} = 4000N$$

Sustituyendo en la ecuación 4, 5 y 6:

$$-R_{CY} + R_{DY} + R_{EY} = 1000N$$

$$-R_{CY} + R_{EY} = -3000N$$

$$-R_{CX} + R_{EX} - R_{DX} = 0 \quad EC. 5$$

$$-R_{CX} + R_{EX} = 4000N$$

$$R_{DY}(0.1575m) - R_{DX}(0.25m) - R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 630N \quad EC. 6$$

$$4000N(0.1575m) - 4000N(0.25m) - R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 630N$$

$$-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 1000N$$

Lista de ecuaciones

1. $R_{CY} - R_{FY} = 1000N$
2. $R_{CX} + R_{FX} = 0$
3. $R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(0.125m) = 630N$
4. $-R_{CY} + R_{EY} = -3000N$
5. $-R_{CX} + R_{EX} = 4000N$
6. $-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 1000N$

Resolución del sistema de 6 incógnitas con 6 ecuaciones:

Despejamos Rcy de la ecuación 3:

$$R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(0.125m) = 630N$$

$$R_{CY} = \frac{630N - R_{CX}(0.125m)}{(0.315m)}$$

Sustituimos el resultado en la ecuación 6:

$$-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 1000N$$

$$-\left(\frac{630N - R_{CX}(0.125m)}{(0.315m)} * (0.315m)\right) - R_{CX}(0.25m) = 1000N$$

$$-630N + R_{CX}(0.125m) - R_{CX}(0.25m) = 1000N$$

$$-R_{CX}(0.125m) = 1630N$$

$$R_{CX} = -13040 N$$

Sustituyendo el resultado en la ecuación 2, 5 Y 6

Ecuación 2

$$R_{CX} + R_{FX} = 0$$

$$R_{FX} = 13040 N$$

Ecuación 5

$$-R_{CX} + R_{EX} = 4000N$$

$$R_{EX} = -9040N$$

Ecuación 6

$$-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.25m) = 1000N$$

$$R_{CY} = 7174.6N$$

Sustituyendo R_{CY} en la ecuación 1 y 4:

Ecuación 1

$$R_{CY} - R_{FY} = 1000N$$

$$R_{FY} = 6174.6N$$

Ecuación 4

$$-R_{CY} + R_{EY} = -3000N$$

$$R_{EY} = 4174.6N$$

Reacciones encontradas:

$$R_{CX} = -13040N$$

$$R_{FX} = 13040N$$

$$R_{EX} = -9040N$$

$$R_{CY} = 7174.6N$$

$$R_{FY} = 6174.6N$$

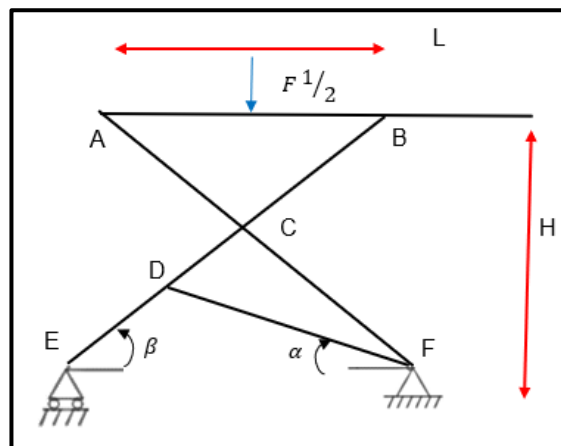
$$R_{EY} = 4174.6N$$

4.7.3. Posición mínima:

A continuación, se muestra el esquema cuando el sistema se encuentra en su posición de altura mínima.

Figura 14

Análisis estático para la posición máxima



Distancias:

$$AF = EB = 0.63m$$

$$AB = 0.635m$$

$$F = 2000N$$

$$H = 0.1m$$

$$\alpha = 10^\circ$$

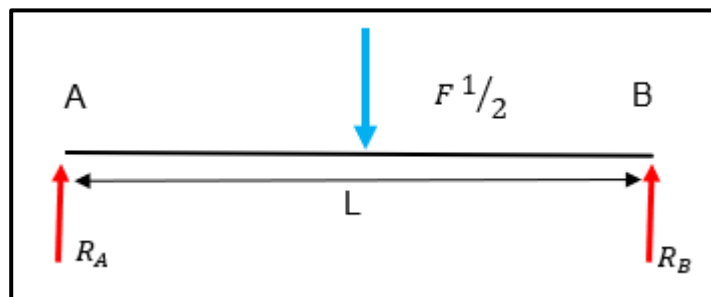
Cálculos de reacciones:

Como se conoce la carga aplicada se procederá a determinar las reacciones producidas en los puntos AB.

Barra AB:

Figura 15

DCL de la barra AB



Donde:

$$F^{1/2} = 2000N$$

$$L = 0.635m$$

A continuación, se determinará las reacciones en el punto A y B, donde se aplicarán las ecuaciones [3] y [4].

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A - (2000N) + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = 2000N$$

$$\sum M_B = 0$$

$$0.3175m(2000N) - R_A(0.635m) = 0$$

$$\mathbf{R_A = 1000N}$$

Sustituyendo el valor de R_A en la ecuación 1

$$R_A + R_B = 2000N$$

$$1000N + R_B = 2000N$$

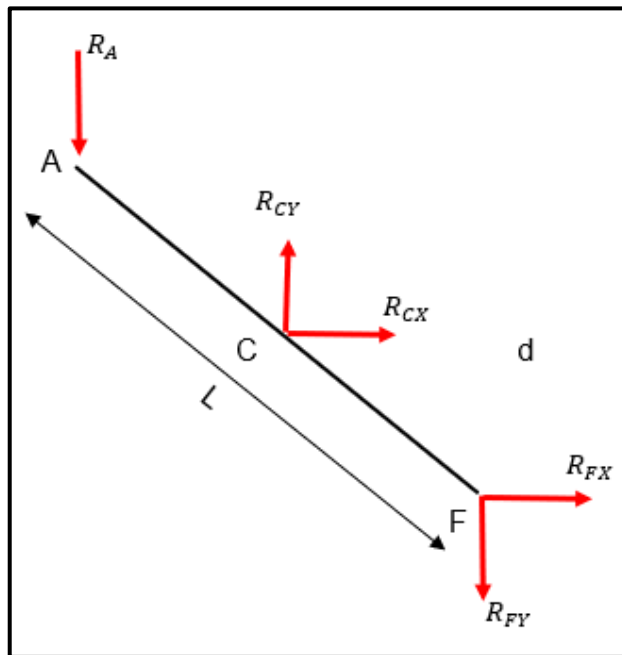
$$\mathbf{R_B = 1000N}$$

Conociendo los valores en el punto AB, se aplicará un nuevo diagrama de fuerza para la barra AF.

Barra AF

Figura 16

DCL de la barra AF



Donde:

$$L = 0.63m$$

$$R_A = 1000N$$

$$H = 0.1m.$$

A continuación, se determinará las reacciones en el punto A y B.

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_A + R_{CY} - R_{FY} = 0$$

$$R_{CY} - R_{FY} = 1000N \quad EC.1$$

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{CX} + R_{FX} = 0 \quad EC.2$$

$$\sum M_F = 0$$

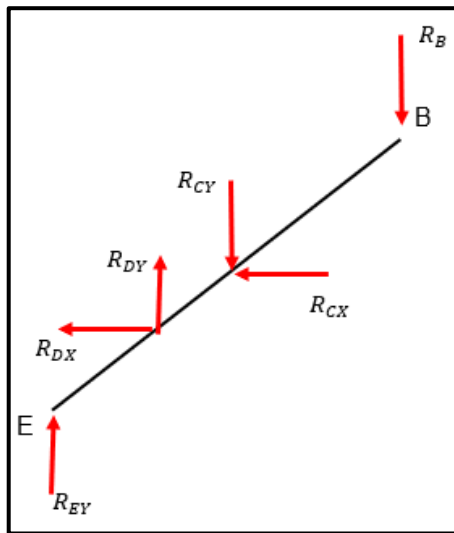
$$R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(H/4) - R_A(0.63m) = 0$$

Sustituyendo R_A

$$R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(0.025m) = 630N \quad EC.3$$

Barra BE

Figura 17
DCL de la barra EB



Donde:

$$L = 0.63m$$

$$R_A = 1000N$$

A continuación, se determinará las reacciones en el punto A y B.

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_B - R_{CY} + R_{DY} + R_{EY} = 0$$

$$-R_{CY} + R_{DY} + R_{EY} = 1000N \quad \text{EC. 4}$$

$$\sum F_X = 0$$

$$-R_{CX} + R_{EX} - R_{DX} = 0 \quad \text{EC. 5}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$R_{DY}(0.1575m) - R_{DX}\left(\frac{h}{2}\right) - R_{CY}(0.315m) - R_{CX}\left(\frac{h}{2}\right) - R_B(0.63m) = 0$$

Sustituyendo Ra

$$R_{DY}(0.1575m) - R_{DX}(0.05m) - R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.05m) = 630N \quad EC. 6$$

Es importante resaltar que las reacciones en D son las fuerzas generadas por el cilindro para elevar la carga esto quiere decir que RDx y RDy son valores conocidos.

$$F_C = \sqrt{4000N^2 + 5712.6N^2}$$

$$F_C = 6973.3N$$

$$R_{DX} = 5712.6N$$

$$R_{DY} = 4000N$$

Sustituyendo en la ecuación 4, 5 y 6:

$$-R_{CY} + R_{DY} + R_{EY} = 1000N \quad EC. 4$$

$$-R_{CY} + R_{EY} = -3000N$$

$$-R_{CX} + R_{EX} - R_{DX} = 0 \quad EC.5$$

$$-R_{CX} + R_{EX} = 5712N$$

$$R_{DY}(0.1575m) - R_{DX}(0.05m) - R_{CY}(0.315m) \\ - R_{CX}(0.05m) = 630N$$

EC.6 (Reemplazamos)

$$4000N * (0.1575m) - 5712.6(0.05m) - R_{CY}(0.315m) \\ - R_{CX}(0.05m) = 630N$$

$$-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.05m) = 285.6N$$

Lista de ecuaciones

1. $R_{CY} - R_{FY} = 1000N$
2. $R_{CX} + R_{FX} = 0$
3. $R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(0.025m) = 630N$
4. $-R_{CY} + R_{EY} = -3000N$
5. $-R_{CX} + R_{EX} = 5712N$
6. $-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.05m) = 285.6N$

Resolución del sistema de 6 incógnitas con 6 ecuaciones:

Se despeja Rcy de la ecuación 3.

$$R_{CY}(0.315m) + R_{CX}(0.025m) = 630N$$

$$R_{CY} = \frac{630N - R_{CX}(0.025m)}{(0.315m)}$$

Se sustituye el resultado en la ecuación 6

$$-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.05m) = 285.6N$$

$$-\left(\frac{630N - R_{CX}(0.025m)}{0.315m}\right)(0.315m) - R_{CX}(0.05m) = 285.6N$$

$$-630N + R_{CX}(0.025m) - R_{CX}(0.05m) = 285.6N$$

$$-R_{CX}(0.025m) = 915.6N$$

$$\mathbf{R_{CX} = -36624N}$$

Sustituyendo el resultado en la ecuación 2,5 Y 6

Ecuación 2

$$R_{CX} + R_{FX} = 0$$

$$\mathbf{R_{FX} = 36624N}$$

Ecuación 5

$$-R_{CX} + R_{EX} = 5712$$

$$\mathbf{R_{EX} = -30912N}$$

Ecuación 6

$$-R_{CY}(0.315m) - R_{CX}(0.05m) = 285.6N$$

$$R_{CY} = 4906.66N$$

Sustituyendo R_{CY} en la ecuación 1 y 4

Ecuación 1

$$R_{CY} - R_{FY} = 1000$$

$$R_{FY} = 3906.667N$$

Ecuación 4

$$-R_{CY} + R_{EY} = -3000N$$

$$R_{EY} = 1906.66$$

Reacciones encontradas:

$$R_{CX} = -36624 N$$

$$R_{FX} = 36624N$$

$$R_{EX} = -9040N$$

$$R_{CY} = 4906.667N$$

$$R_{FY} = -3906.667N$$

$$R_{EY} = 1906.667$$

4.8. Análisis estructural

En esta sección se presentarán los análisis estructurales de cada elemento para definir su geometría y material, es importante resaltar que solo se analizarán las piezas más esforzadas, ya que existen piezas repetidas sometidas a diferentes cargas.

4.8.1. Análisis de la barra EB

La barra EB (Ver Figura 18), es la que se encuentra más esforzada debido a que interactúa directamente la carga del pistón.
(Ver Figura 19)

Figura 18
Barra EB diseñada en SolidWorks

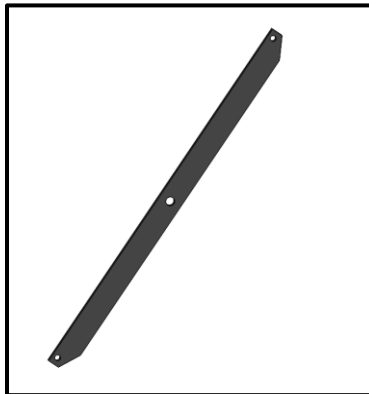
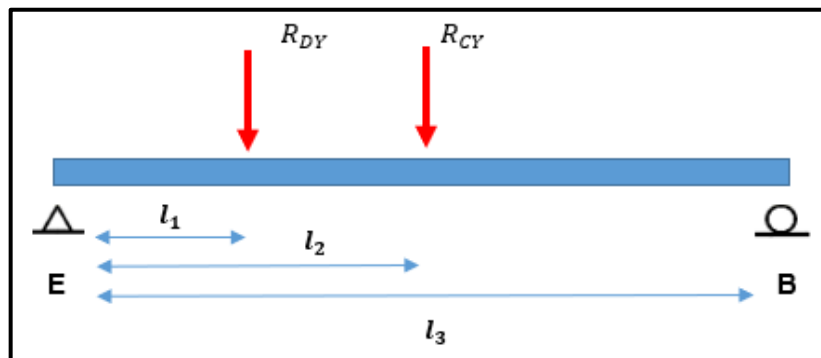


Figura 19
DCL de la barra EB



Donde:

$$l_1 = 0.2m$$

$$l_2 = 0.315m$$

$$l_3 = 0.63m$$

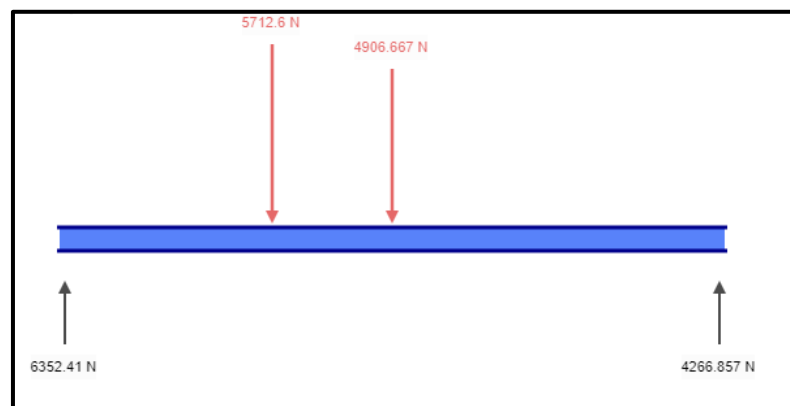
$$R_{DY} = 5712.6N$$

$$R_{CY} = 4906.667N$$

En la siguiente Figura se podrá visualizar las reacciones encontradas mediante el software SKY CIV BEAM.

Figura 20

DCL de la barra EB en el software SKY CIV BEAM



De igual manera, se puede obtener los diagramas de momento y torque con el software mencionado anteriormente y que se visualizan en las siguientes ilustraciones.

Figura 21

Diagrama de momento para la barra EB

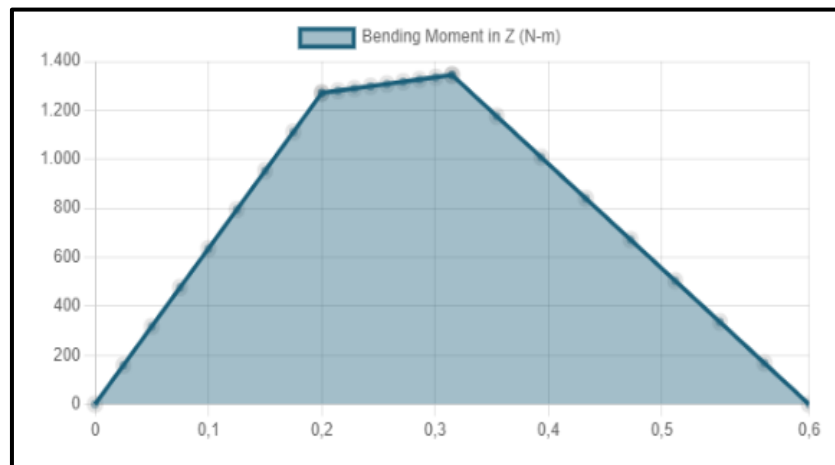
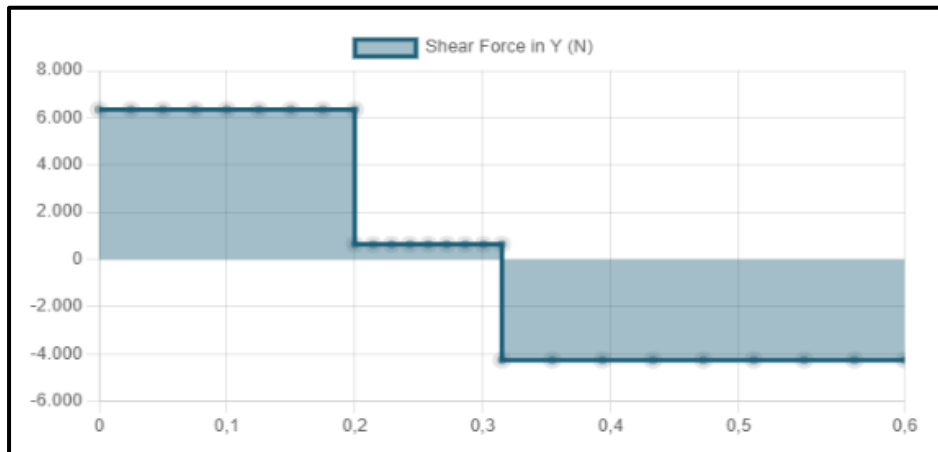


Figura 22

Diagrama de corte para la barra EB



También, se lograron registrar los resultados del diagrama de reacciones y del momento máximo en las Tablas que se presentan a continuación:

Tabla 5
Resultado de las reacciones

Distancia	y
0m	6352.41N
0.63m	4266.857N

Tabla 6
Resultado del momento máximo

Resultado	Máx.
Momento	1344.06Nm

Con respecto a los perfiles se escogerá un acero ASTM A36 el cual posee las siguientes propiedades:

Tabla 7
Propiedades del ASTM A36

Esfuerzo de fluencia	Esfuerzo de tracción	Elongación
MPa	MPa	%
250	40.8	20

Nota. Adaptado de ACEROS AREQUIPA, 2020, pág. 14.

Esfuerzo admisible

Para este caso, se tomará un factor de seguridad de 2, como se muestra a continuación.

Para flexión

$$\sigma_{adm(t)} = \frac{250Mpa}{2} \rightarrow \sigma_{adm(t)} = 125MPa$$

Para determinar el esfuerzo a flexión se aplica la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX} * C}{I}$$

Donde:

$\sigma_{Flexion}$ = Esfuerzo de trabajo

C = Centro de gravedad al punto mas alejado

I = Inercia

C/I se puede deducir como módulo de sección, por lo que, el módulo de sección mínimo se encuentra calculado del esfuerzo admisible y el tiempo máximo.

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX}}{S_w}$$

$$S_w = \frac{1344.06Nm}{125 * 10^6Pa}$$

$$S_w = 1.075 * 10^{-5}m^3 = S_w = \mathbf{10.75 cm^3}$$

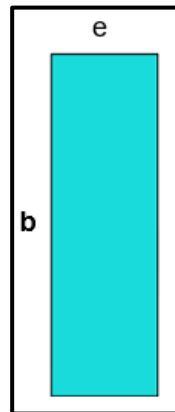
Con este resultado se podrá escoger de cualquier catálogo estructural un perfil que su módulo de sección supere al calculado; sin embargo, se han analizado muchos elevadores de este tipo y en su mayoría utilizan plancha estructural rectangular para las barras.

Por ende, se tomará un ancho de 80mm (0.08m) de manera de poder determinar el espesor que cumpla la condición del módulo de sección anterior.

Módulo de sección de un rectángulo:

Figura 23

Sección del perfil rectangular



Cálculo de la sección transversal por momento de inercia:

$$S_w = \frac{I_y}{C}$$

Donde:

$$I = \text{inercia} = \frac{1}{12} b^3 h$$

$$h = \text{espesor}$$

$$C = b/2$$

$$S_w = \frac{\frac{1}{12} b^3 h}{b/2}$$

$$S_w = \frac{\frac{1}{12} (0.08m)^3 h}{0.08m/2}$$

$$S_w = 1.06 * 10^{-3} h$$

Sustituyendo el módulo de sección anterior:

$$1.07 * 10^{-5} m^3 = 1.06 * 10^{-3} h$$

$$h = 0.01m = 10 \text{ mm}$$

El espesor mínimo a utilizar es de 10 mm, se seleccionará un perfil de lámina con espesor de 10mm.

Como se seleccionará el mismo espesor quiere decir que el esfuerzo máximo es de 125 MPa.

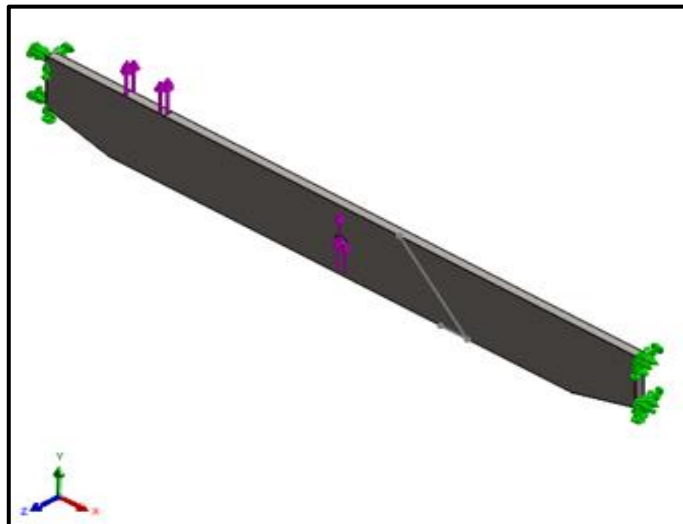
4.8.1.1. Análisis de elementos finitos para la barra EB

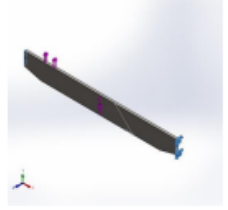
Se determinaron los esfuerzos de la plataforma utilizando el software Solid Works y los datos expresados anteriormente.

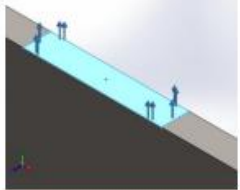
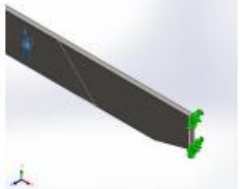
En las siguientes imágenes se podrá visualizar la distribución de cargas o fuerzas que actúan sobre la barra EB, así como el material que se eligió. (Ver Figura 24).

Figura 24

Distribución y magnitud de carga en la barra EB

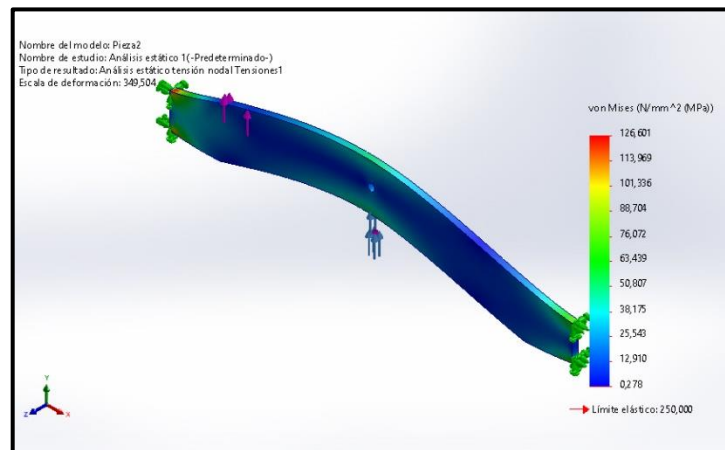


Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	-10.618,6	-5,34058e-05	10.618,6
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: -5.712,6 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---; ---; 4.906 N

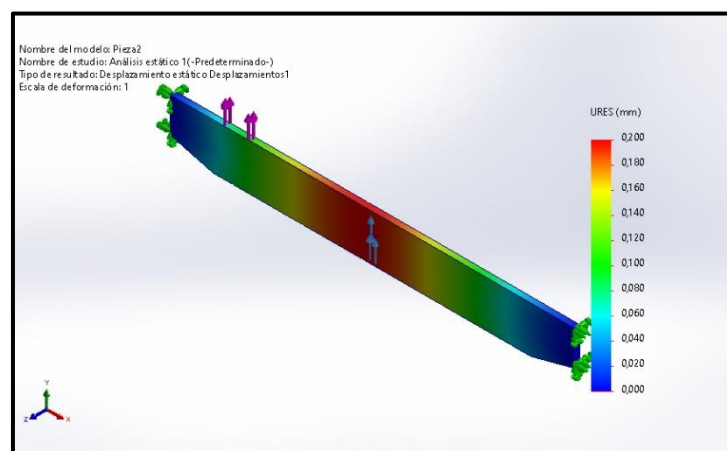
En la siguiente Figura se observa que la concentración de esfuerzo máximo para Von Mises es de 126.601 MPa y se da en los extremos de la barra EB con color rojo, encontrándose por debajo del límite elástico del acero ASTM A36 de 250 MPa, lo cual indica que no fallará. (Ver Figura 25).

Figura 25
Distribución de esfuerzo y Von Mises para la barra EB



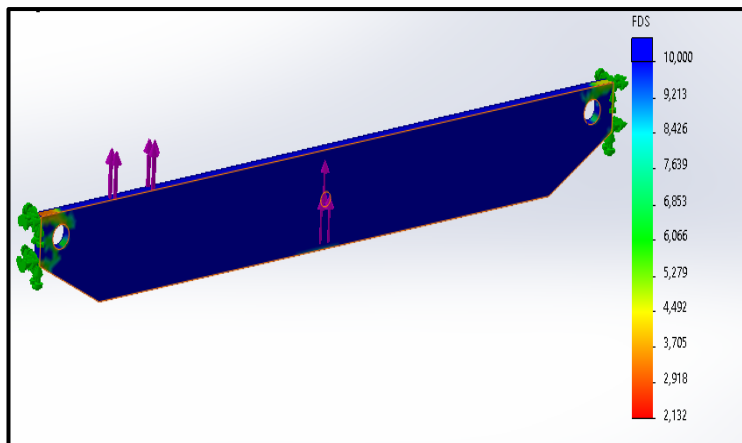
El desplazamiento máximo de la barra EB con respecto a su posición inicial será de 0.2 mm, el cual se muestra de color rojo y es un valor que resulta despreciable para la deformación. (Ver Figura 26).

Figura 26
Desplazamiento máximo para la barra EB



En la siguiente Figura se observa el factor de seguridad o la confianza del material, donde se puede indicar que al tener un F.S. de 2.132 nos da la seguridad de que nuestro componente puede resistirlo. (Ver Figura 27)

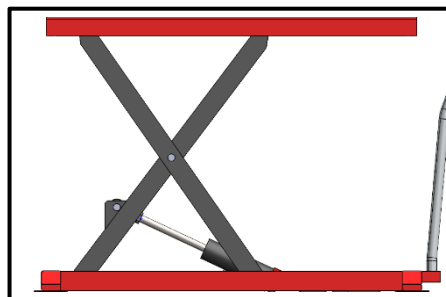
Figura 27
Factor de seguridad para la barra EB



4.8.2. Análisis de las vigas carrileras

Las vigas carrileras son las vigas horizontales donde se desplazará la parte móvil de las tijeras.

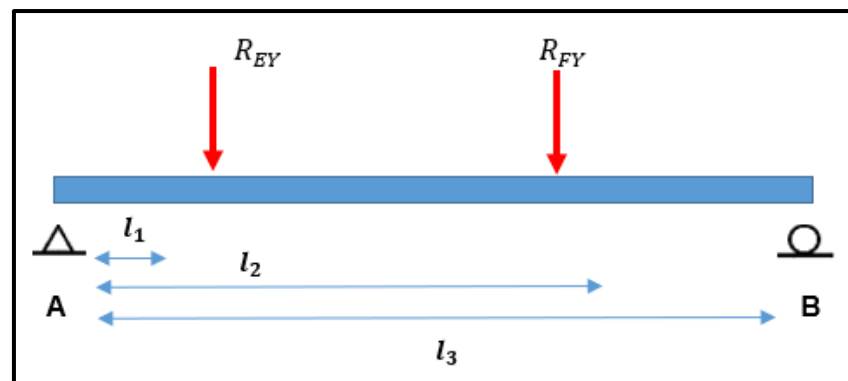
Figura 28
Vista lateral de las vigas carrileras



Los puntos que interactúan directamente con las vigas carrileras son los puntos A, B, E y F, donde anteriormente se determinaron las reacciones, el cual las reacciones en los puntos E y F obtuvieron mayor magnitud, esto quiere decir que se determinará el perfil con dichas cargas y se aplicará tanto arriba como abajo.

Figura 29

DCL de la viga carrilera



Donde:

$$l_1 = 0.12m$$

$$l_2 = 0.5m$$

$$l_3 = 1m$$

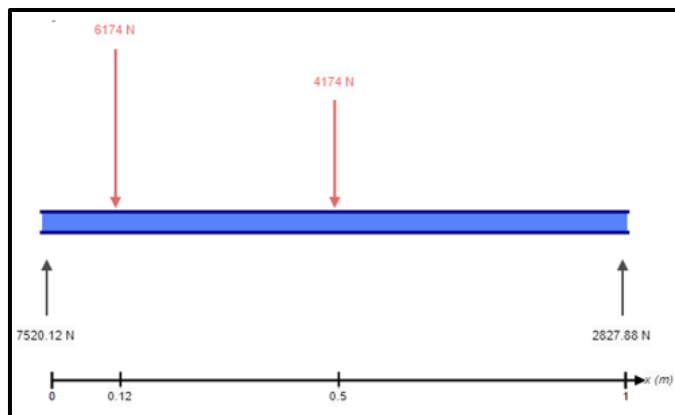
$$R_{EY} = 6174.603N$$

$$R_{FY} = 4174.603N$$

En la siguiente Figura se podrá visualizar las reacciones encontradas mediante el software SKY CIV BEAM. (Ver Figura 30).

Figura 30

Diagrama de reacciones en el software SKY CIV BEAM



De igual manera, se puede obtener los diagramas de momento y torque con el software mencionado anteriormente y que se visualizan en las siguientes ilustraciones.

Figura 31

Diagrama de momento para la viga carrilera

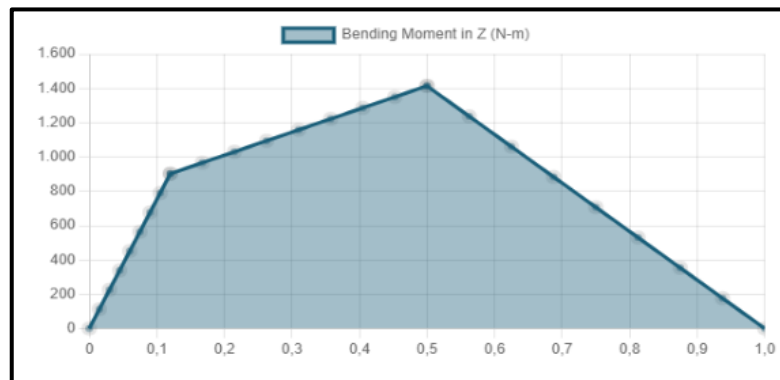
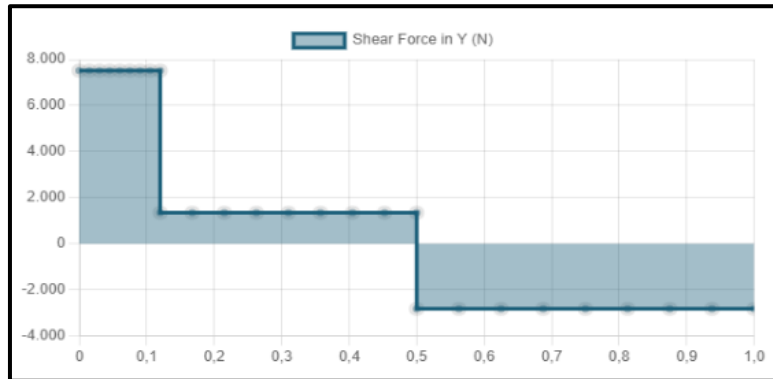


Figura 32
Diagrama de corte para la viga carrilera



También, se logró registrar los resultados del diagrama de reacciones y del momento máximo en las Tablas que se presentan a continuación:

Tabla 8
Resultados de reacciones

Distancia	y
0m	7520.12N
1m	2827.88N

Tabla 9
Resultado de momento máximo

Resultado	Máy.
Momento	1413.94Nm

Para los perfiles se seleccionará un acero ASTM A36 el cual se puede ver las propiedades en la tabla 6.

Esfuerzo admisible

En este caso, el factor de seguridad y los esfuerzos admisibles apropiado serían los siguientes.

Para Flexión

$$\sigma_{adm(t)} = \frac{250Mpa}{2} \rightarrow \sigma_{adm(t)} = 125Mpa$$

Para determinar el esfuerzo a flexión se aplica la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX*C}}{I}$$

Donde:

$\sigma_{Flexion}$ = Esfuerzo de trabajo

C = Centro de gravedad al punto mas alejado

I = Inercia

C/I se puede expresar como módulo de sección, por lo tanto, se determinará el módulo de sección mínimo partiendo del esfuerzo admisible y el momento máximo.

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX}}{S_w}$$

$$S_w = \frac{1413.94Nm}{125 * 10^6 Pa}$$

$$S_w = 1.131 * 10^{-5} m^3 = S_w = \mathbf{11.31 cm^3}$$

Con este módulo de sección entramos al catálogo HIERROBECO C.A. y escogemos un perfil U o UPN Internacional con un módulo de sección mayor o igual que el elegido.

Figura 33

Catálogo de productos HIERROBECO, C.A. para vigas UPN

Designación	Dimensiones (mm)			Masa	A	d1	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				ix	Iy	Wx	Wy	ix	Iy
	mm	mm	mm				Kg/m	cm ²	cm	cm ⁴	cm ⁴	cm ³
C 50x25x2	50	25	2	1,45	1,87	0,72	7,06	1,13	2,83	0,63	1,94	0,72
C 50x25x3	50	25	3	2,09	2,7	0,77	9,7	1,57	3,88	0,91	1,89	0,76
C 60x30x2	60	30	2	1,77	2,26	0,85	12,5	2,00	4,16	0,93	2,35	0,94
C 60x36x3	60	30	3	2,56	3,3	0,89	17,5	2,84	5,85	1,34	2,31	0,93
C 60x36x4	60	30	4	3,30	4,2	0,95	21,1	3,51	7,03	1,72	2,24	0,91
C 80x48x2	80	40	2	2,40	3,07	1,09	30,8	4,89	7,71	1,68	3,17	1,26
C 80x48x3	80	40	3	3,51	4,5	1,14	43,9	7,01	11	2,45	3,12	1,25
C 80x48x4	80	40	4	4,56	5,87	1,19	55,4	8,92	13,9	3,17	3,07	1,23
C 80x48x5	80	40	5	5,55	7,18	1,23	65,49	10,62	16,37	3,83	3,02	1,21
C 80x48x6	80	40	6	6,49	8,42	1,28	74,18	12,1	18,54	4,44	2,96	1,19
C 100x50x2	100	50	2	3,02	3,87	1,34	61,5	9,72	12,3	2,66	3,99	1,58
C 100x50x3	100	50	3	4,45	5,7	1,39	88,5	14,1	17,7	3,89	3,94	1,57
C 100x50x4	100	50	4	5,81	7,47	1,44	113	18,1	22,6	5,07	3,89	1,56
C 100x50x5	100	50	5	7,12	9,18	1,48	135	21,8	27,1	6,19	3,84	1,54

Nota. Tomado de HIERROBECO, 2014.

El perfil 80 tiene un módulo de sección en el eje X-X de 13.9cm³ el cual es mayor que el calculado, por lo tanto, se escogerá dicho perfil.

Cálculo de esfuerzo a flexión para el perfil UPN 80:

$$\sigma_{Flexion} = \frac{1413.94Nm}{1.39 * 10^{-5}m^3}$$

$$\sigma_{Flexion} = 101722302.2Pa \approx 101.72MPa$$

Cálculo del factor de seguridad:

$$f_s = \frac{\sigma_{admisible}}{\sigma_{Flexion}}$$

$$f_s = \frac{250Mpa}{101.72Mpa}$$

$$f_s = 2.457$$

4.8.2.1. Análisis de elementos finitos para las vigas carrileras

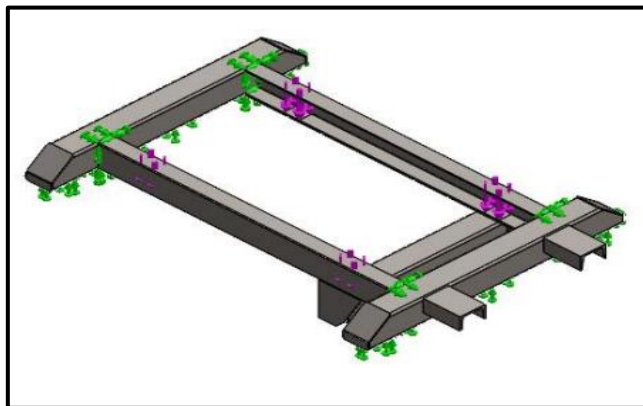
Se preciso los esfuerzos de la plataforma con el uso del software Solid Works y los datos aludidos anteriormente.

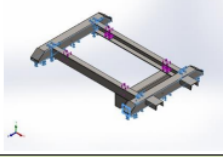
En la siguiente Figura se podrá visualizar las cargas o fuerzas que actúan sobre la viga carrilera, así como el material que se eligió.


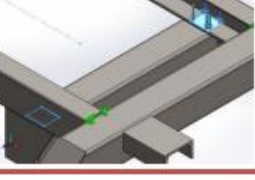
(Ver Figura 34).

Figura 34

Distribución y magnitud de carga en la viga carrilera



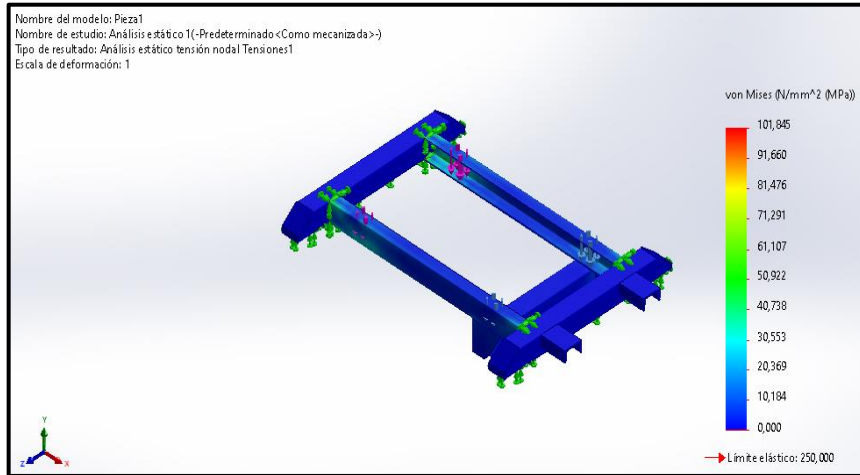
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 6 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0,307289	10.348,2	0,25647	10.348,2
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 6.174 N		
Fuerza-2		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 4.174 N		

En la siguiente Figura se observa que la concentración de esfuerzo máximo para Von Mises es de 101.845 MPa y se muestra con color rojo, encontrándose por debajo del límite elástico del acero ASTM A36 de 250 MPa, lo cual indica que no fallará. (Ver Figura 35).

Figura 35

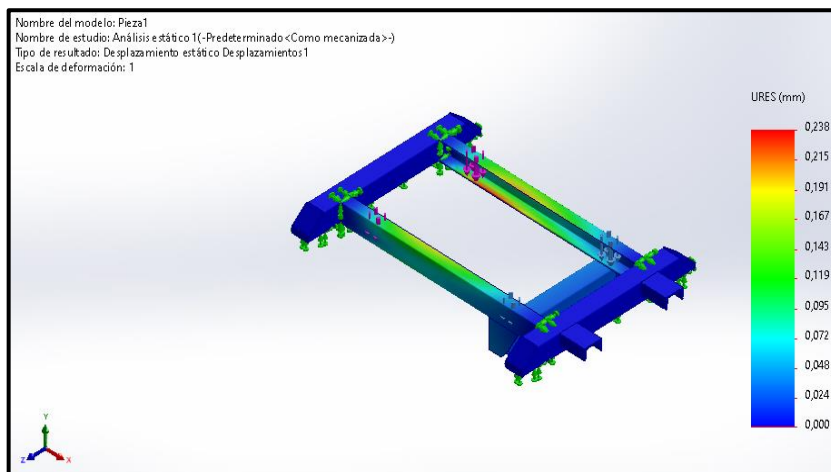
Distribución de esfuerzos y Von Mises para la viga carrilera



El desplazamiento máximo de la viga carrilera con respecto a su posición inicial será de 0.238 mm, el cual se muestra de color rojo y es un valor que resulta despreciable para la deformación. (Ver Figura 36).

Figura 36

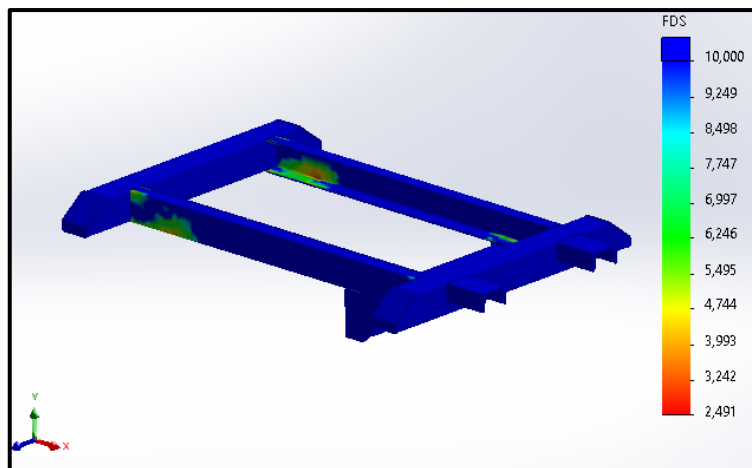
Desplazamiento máximo de la viga carrilera



En la siguiente Figura se observa el factor de seguridad o la confianza del material, donde se puede indicar que al tener un F.S. de 2.491 nos da la seguridad de que nuestro componente puede resistirlo. (Ver Figura 37).

Figura 37

Factor de seguridad en la viga carrilera

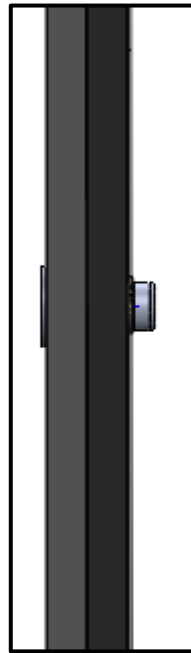


4.8.3. Análisis del diámetro mínimo para el pasador de unión de tijeras

En esta sección se va a considerar las reacciones que se generaron en el pasador que es la misma ubicación del pivote de ambas tijeras. (Ver Figura 38).

Figura 38

Vista lateral del pasador



En esta posición se encontrará el punto C donde se ubican las siguientes reacciones:

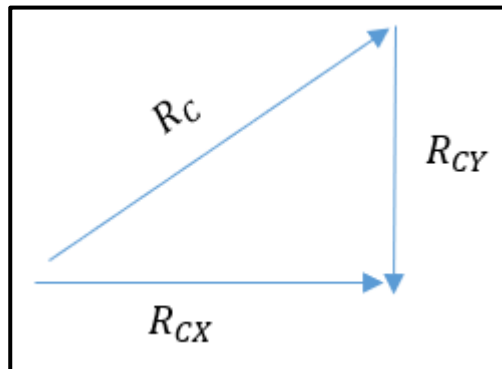
$$R_{CX} = 13040N$$

$$R_{CY} = 7174.603N$$

Triángulo de reacciones producidas en el eje:

Figura 39

Triángulo de reacciones en el punto C



R_c es la reacción que se aplicará directamente al eje.

Donde:

$$R_c = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2}$$

$$R_c = \sqrt{13040N^2 + 7174.603N^2}$$

$$R_c = 14883.43N$$

Para calcular el diámetro del eje, elegiremos el material SAE 1045, cuyas características físicas se detallan en la siguiente Tabla:

Se elegirá un SAE 1045

Tabla 10

Propiedades físicas del SAE 1045

Propiedades generales	Valores
Módulo de Young	3,6Gpa
Coefficiente de Poisson	0,38
Limite elástico	310MPa
Resistencia a la tracción	640Mpa
Resistencia a la compresión	490Mpa
Elongación	100%

Nota. Tomado de Norton, *DISEÑO DE MÁQUINAS*, Cuarta Edición, 2011.

El esfuerzo cortante máximo tolerable se proporciona por:

$$\sigma_B = 0.5 * S_y \geq \sigma_{max}$$

$$\sigma_B = 0.5 * (310MPa)$$

$$\sigma_B = 155MPa$$

Mediante la ecuación del esfuerzo cortante, se encuentra que:

$$\tau_{cortante} = \frac{P}{A}$$

Donde:

$$\tau = \text{Esfuerzo cortante}$$

$$P = \text{Fuerza requerida (14883.43N)}$$

$$\text{Area del eje} = \frac{\pi * \phi^2}{4}$$

Sustituyendo:

$$155MPa = \frac{14883.43N}{\frac{\pi * \emptyset^2}{4}}$$

Despejando:

$$\emptyset = \sqrt{\frac{18950.17N}{155 * 10^6Pa}}$$

$$\emptyset = 0.011m \approx 11.05mm$$

Se seleccionará un eje de comercial de 12 mm

Se calcula el esfuerzo de trabajo con el nuevo diámetro:

$$\tau_{Cortante} = \frac{14883.43N}{\frac{\pi * 0.012^2}{4}}$$

$$\tau_{Cortante} = 131598414.1Pa = 131.598Mpa$$

Cálculo factor de seguridad:

$$f_s = \frac{\sigma_{admisible}}{\sigma_{Flexion}}$$

$$f_s = \frac{310Mpa}{131.598Mpa}$$

$$f_s = 2.35$$

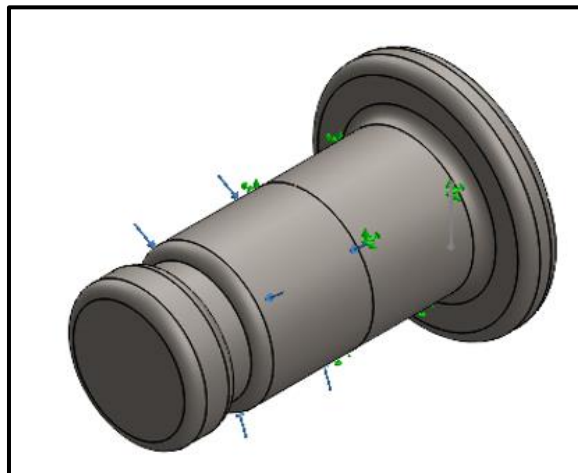
4.8.3.1. Análisis de elementos finitos para el pasador

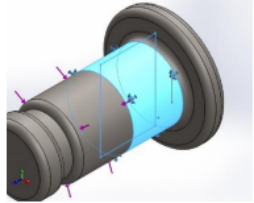
Con el software Solid Works y los datos discutidos anteriormente, se determinaron los esfuerzos de la plataforma.

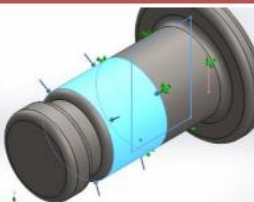
En la siguiente Figura se podrá visualizar las cargas o fuerzas que actúan sobre la viga carrilera, así como el material que se eligió. (Ver Figura 40).

Figura 40

Distribución de cargas y magnitud de fuerzas en el pasador

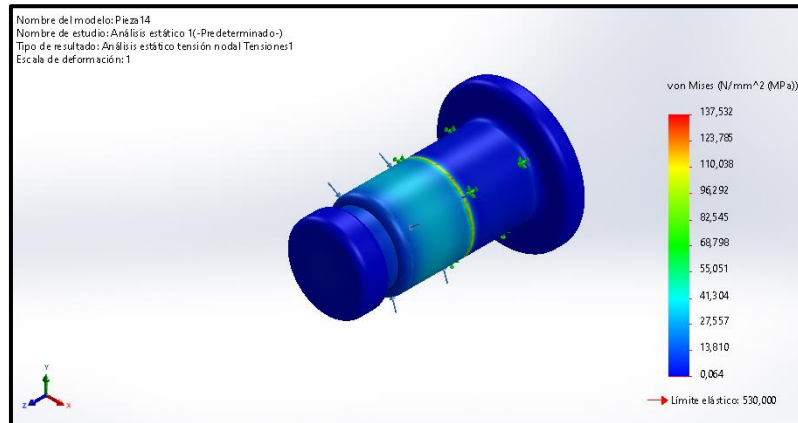


Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	0,0547987	-0,0520453	-0,0656076	0,10008	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 14.883,4 N			

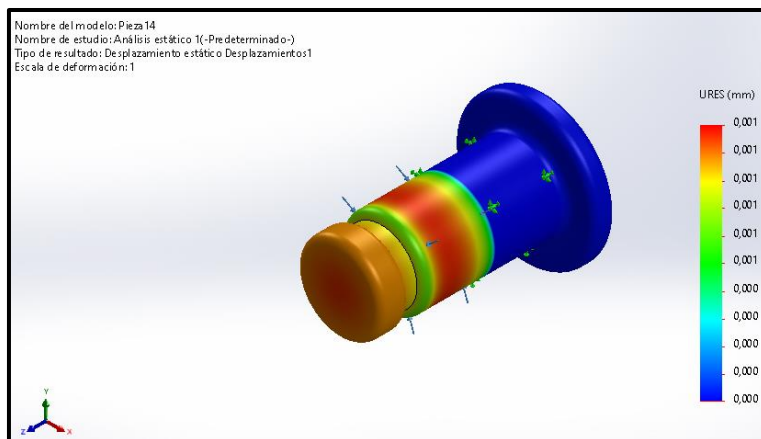
En la siguiente Figura se observa que la concentración de esfuerzo máximo para Von Mises es de 137.532 MPa y se muestra con color rojo, encontrándose por debajo del límite elástico del acero SAE 1045 de 530 MPa, lo cual indica que no fallará. (Ver Figura 41).

Figura 41
Distribución de esfuerzos en el pasador



El desplazamiento máximo de la viga carrilera con respecto a su posición inicial será de 0.001 mm, el cual se muestra de color rojo y es un valor que resulta despreciable para la deformación. (Ver Figura 42).

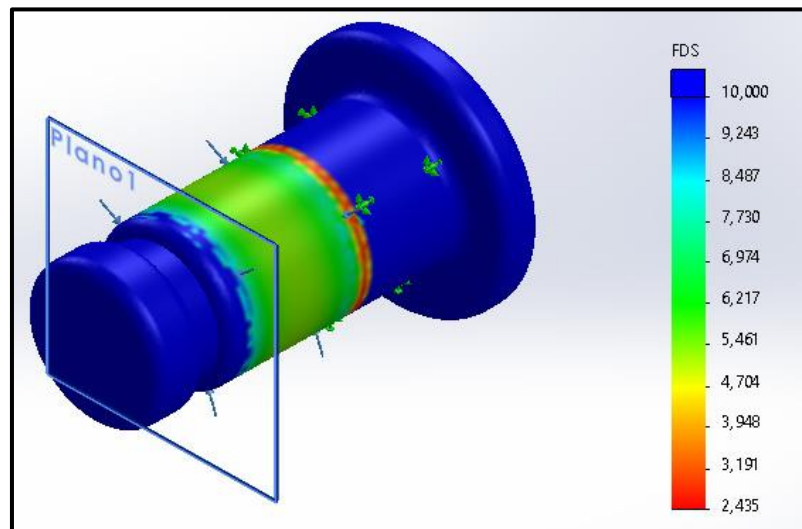
Figura 42
Deformación máxima en el pasador



En la siguiente Figura se observa el factor de seguridad o la confianza del material, donde se puede indicar que al tener un F.S. de 2.435 nos da la seguridad de que nuestro componente puede resistirlo. (Ver Figura 43)

Figura 43

Factor de seguridad para el pasador

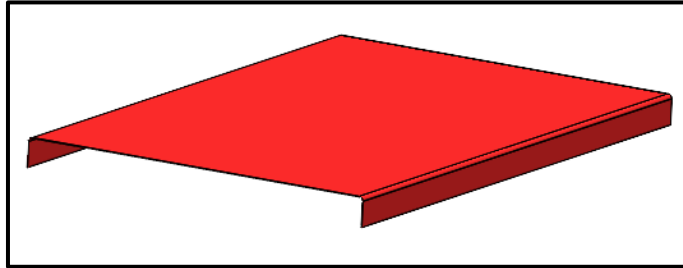


4.8.4. Análisis de la lámina superior de la plataforma

A continuación, se presentan los cálculos por análisis de elementos finitos para la lámina superior, las dimensiones de la lámina a utilizar se podrán ver en los planos agregados en el anexo.

Figura 44

Lámina superior de la plataforma



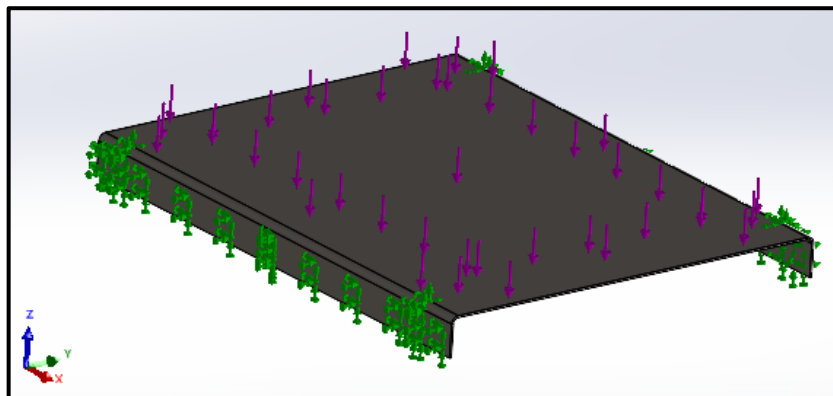
4.8.4.1. Análisis de elementos finitos

Valiéndome del software Solid Works y considerando los datos discutidos con anterioridad, se obtendrá los esfuerzos encontrados en la plataforma.

En la siguiente Figura se podrá visualizar las cargas o fuerzas que actúan sobre la lámina superior, así como el material que se eligió. (Ver Figura 45).

Figura 45

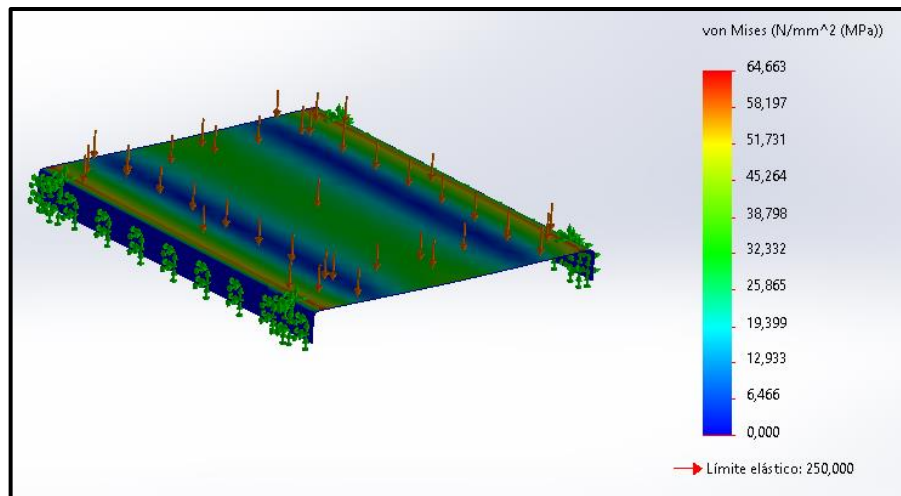
Distribución de cargas y magnitud de fuerzas



En la siguiente Figura se observa que la concentración de esfuerzo máximo para Von Mises es de 64.663 MPa y se da en la lámina superior con color rojo, encontrándose por debajo del límite elástico del acero ASTM A36 de 250 MPa, lo cual indica que no fallará. (Ver Figura 46).

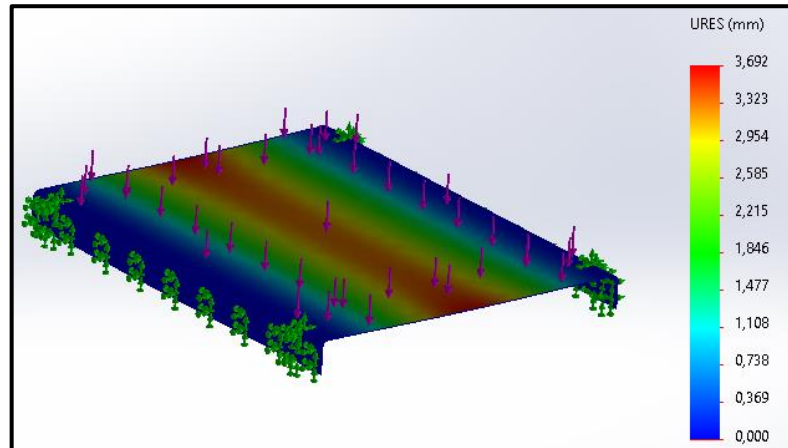
Figura 46

Distribución de esfuerzo y Von Mises para la lámina superior



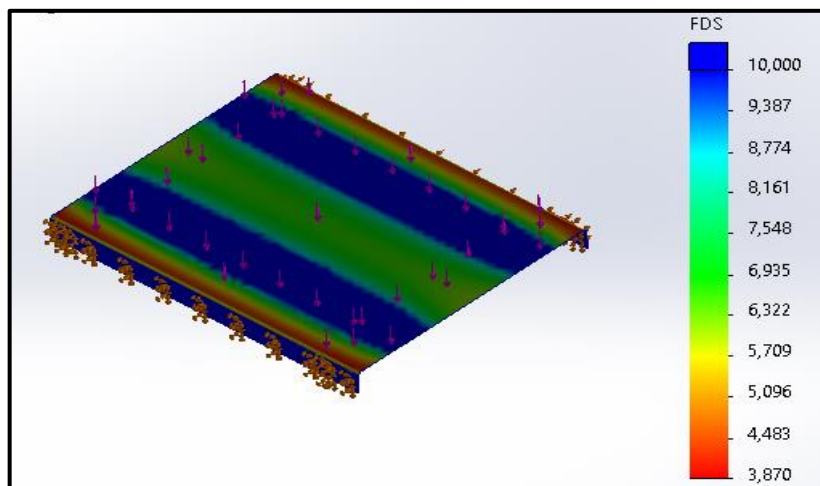
El desplazamiento máximo de la lámina superior con respecto a su posición inicial será de 3.6 mm, el cual se muestra de color rojo y es un valor que resulta despreciable para la deformación. (Ver Figura 47).

Figura 47
Desplazamiento máximo de la lámina superior



En la siguiente Figura se observa el factor de seguridad o la confianza del material, donde se puede indicar que al tener un F.S. de 3.87 nos da la seguridad de que la lámina superior puede resistirlo. (Ver Figura 48).

Figura 48
Factor de seguridad en la lámina superior

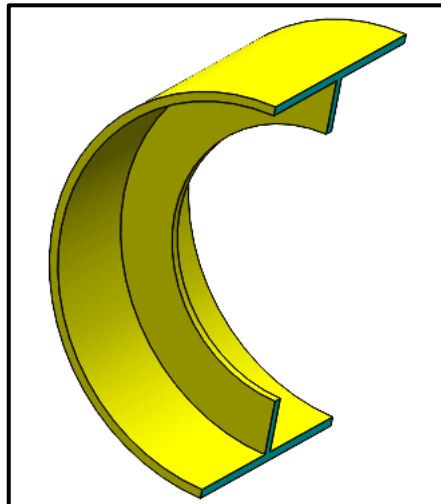


4.8.5. Análisis del rodillo de soporte

En esta sección se busca el rodillo de soporte más adecuado para la construcción del mecanismo. (Ver Figura 49) .

Figura 49

Rodillo de soporte



Por ello, se analiza el espesor mínimo a compresión que pueda soportar el rodillo, para lo cual el material que se utilizará es un SAE 1045.

Para un factor de seguridad 3 se tiene que: (Fórmula de Factor de seguridad obtenida de los libros de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Nisbett, 2015) y Diseño de máquinas (Norton, 2011)).

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{Trabajo}}$$

$$3 = \frac{305Mpa}{\sigma_{Trabajo}}$$

$$\sigma_{Trabajo} = 101.66Mpa$$

El esfuerzo a compresión está determinado por:

$$\sigma_{Compresion} = \frac{F}{A}$$

Donde:

$$F = \text{Fuerza aplicada} = 4174.63N$$

$$A = \text{Área}$$

Para este caso es el área a determinar es el de un rectángulo el cual es perpendicular a la fuerza aplicada, el ancho que usaremos será el ancho del rodillo, 0.05m.

$$\text{Área} = \text{Ancho} * \text{espesor}$$

$$\text{Área} = 0.025m * \text{espesor}$$

Sustituyendo:

$$101.66\text{Mpa} = \frac{4174.63\text{N}}{0.05\text{m} * \text{espesor}}$$

$$\text{espesor} = \frac{4174.63\text{N}}{0.05\text{m} * 101.66 * 10^6\text{Pa}}$$

$$\text{espesor minimo} = 0.82\text{mm}$$

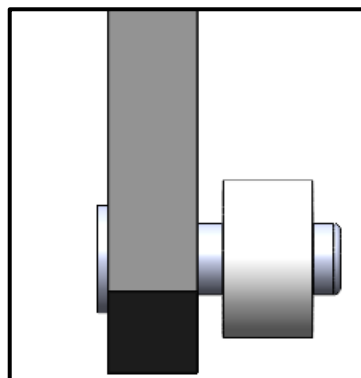
El espesor mínimo que se usara en el rodillo cuenta con 2.5 mm; por lo tanto, supera el espesor mínimo requerido partiendo de la fuerza aplicada.

4.8.6. Análisis del eje de la rueda

El eje que sujeta la rueda y que también funciona como soporte para la estructura, se calculará como una viga simple en voladizo de manera de determinar el momento máximo y poder calcular el esfuerzo máximo. Se usará un SAE 1045. (Ver Figura 50).

Figura 49

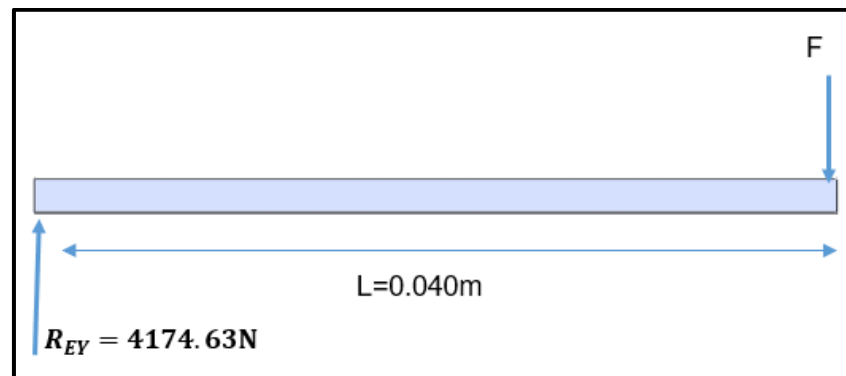
Eje de la rueda



En la siguiente Figura se podrá visualizar las reacciones encontradas para el eje mediante el software SKY CIV BEAM. (Ver Figura 51).

Figura 50

DCL del eje de la rueda



$$R_{EY} = 4174.63N = F$$

Cálculo del momento maximo:

$$M_{max} = F * l$$

$$M_{max} = 4174.63N * 0.040m$$

$$M_{max} = 166.9852Nm$$

Esfuerzo admisible

Los esfuerzos y el factor de seguridad apropiados serían los siguientes.

Para Flexión

$$\sigma_{adm(t)} = \frac{310Mpa}{2} \rightarrow \sigma_{adm(t)} = 155Mpa$$

Para determinar el esfuerzo a flexión se aplica la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX*C}}{I}$$

Donde:

$\sigma_{Flexion}$ = Esfuerzo de trabajo

C = Centro de gravedad al punto mas alejado

I = Inercia

C/I Se puede hacer mención como módulo de sección, por lo que el módulo de sección mínimo se puede calcular usando el esfuerzo admisible y el tiempo máximo.

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX}}{S_w}$$

$$S_w = \frac{166.98Nm}{155 * 10^6Pa}$$

$$S_w = 1.077 * 10^{-6} m^3 = S_w = \mathbf{1.07 \text{ cm}^3}$$

Para determinar el módulo de sección del eje se calculará la inercia de la sección transversal del eje de la siguiente manera:

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

Asumiremos un radio de 1.125cm

$$I = \frac{\pi(1.125\text{cm})^4}{4}$$

$$I = 1.258\text{cm}^4$$

Módulo de sección para un eje de radio 1.125cm

$$S_w = \frac{1.258\text{cm}^4}{1.125\text{cm}}$$

$$S_w = 1.118\text{cm}^3 = 1.1 \times 10^{-6} m^3$$

Con un diámetro de 30 mm se obtiene un módulo de sección por encima del requerido.

A continuación, se determina el nuevo esfuerzo de flexión.

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX}}{S_w}$$

$$\sigma_{Flexion} = \frac{166.98Nm}{1.1 \times 10^{-6} m^3}$$

$$\sigma_{Flexion} = 151800000 Pa \approx 151.8 Mpa$$

Cálculo del factor de seguridad:

$$f_s = \frac{310 Mpa}{151.8 Mpa}$$

$$f_s = 2.042$$

4.8.7. Selección de rodamientos para las ruedas

La carga a soportar las ruedas es la reacción Rey el cual tiene una magnitud de 4174.63N.

A continuación, se presenta el Cálculo de carga equivalente:
(Procedimiento extraído del catálogo SKF)

$$f = V(X)F_{rx} + (Y)F_{Ay}$$

Donde:

$$F = \text{Carga equivalente}$$

$V = \text{Factor de rotación } (V = 1, \text{ si anillo interior gira})$

$Fr = \text{Carga radial. } (4174.63 \text{ N})$

$Fa = \text{Carga axial}$

La siguiente expresión se utilizará para calcular la carga axial generada por la carga radial:

$$F_{Axial} = \frac{0.47(Fr)}{K}$$

Donde: El coeficiente de carga entre las capacidades de carga radial y axial es K. Para cojinetes radiales, $K=1$.

$$F_{Axial} = \frac{0.47(4174.63\text{N})}{1}$$

$$F_{Axial} = \mathbf{1962.06\text{N}}$$

Ahora seleccionamos los valores XY de la Tabla de cojinetes radiales y axiales simplificados, seleccionando un rodamiento de contacto radial:

Tabla 11
Cojinetes radiales y axiales simplificados

Tipo de Rodamiento	X1	Y1	X2	Y2
De contacto radial	1	0	0.5	1.4
De contacto angular suave	1	1.25	0.45	1.2
De contacto angular fuerte	1	0.75	0.4	0.75
De doble fila	1	0.75	0.63	1.25

Nota. Adaptado de SKF, 2019.

$$f = VXF_{rx} + YF_{Ay}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación de carga equivalente X1 Y1:

$$f = 1 * 1 * 4174.63N + 0 * 1962.06N$$

$$f = 4174.63N$$

Reemplazando los valores de la ecuación de carga equivalente X2 Y2, se obtiene lo siguiente:

$$f = 0.50 * 1 * 4174.63N + 1.4 * 1962.06N$$

$$f = 4834.184N = 4.83KN$$

Duración nominal del rodamiento aplicamos la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^P$$

Donde:

L= Duración nominal expresada en millones de revolución

C=Capacidad de carga base

F= carga equivalente

P= Factor de rodamiento

Para calcular L, en un funcionamiento corto o discontinuo, arroja las horas de servicio siguiente:

$$H = 300-3000$$

La duración nominal se calcula utilizando la siguiente referencia:

$$L = 1500Hrs \left(\frac{20rev}{min}\right)\left(\frac{60min}{hrs}\right)$$

$$L = 1800000rev = 1.8 * 10^6 Rev$$

Despejando la capacidad de carga

$$C = \sqrt[p]{L} * F$$

$$C = \sqrt[3]{1.8} * 4834.184.$$

$$C = 5880.49N = 5.8Kn$$

Para un eje de 22mm, se elige un rodamiento radial de bola comercial 6222RS con capacidad de carga de 7.65 KN pág. 270 del catálogo SKF. (Ver Figura 52).

Figura 51
Catálogo de rodamientos SKF

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 17 – 22 mm

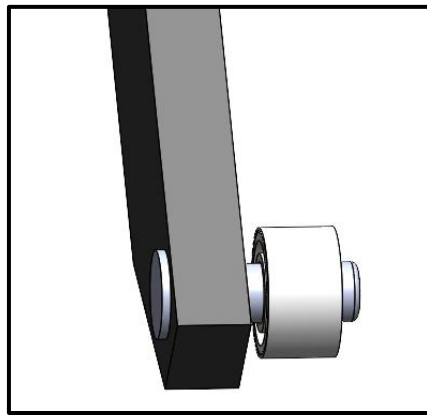
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
22	50	14	14	7,65	0,325	-	9 000	0,12	62/22-2RS1	-
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,12	62/22	-
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22	-

Nota. Adaptado de SKF, 2019.

Se seleccionarán 2 rodamientos SKF por cada lado. (Ver Figura 53).

Figura 52

Rodamiento



4.8.8. Selección de ruedas:

$$C = \frac{W_t + F_\theta + P * f}{n}$$

Donde:

C = Capacidad de carga por cada rueda

n = Numero de ruedas en contacto con la superficie

f = factor de seguridad (rango 1.3 – 2)

P = capacidad de carga del equipo

W_t = Peso de la estructura

F_θ = Reaccion del cilindro hidraulico en Y.

Sustituyendo:

$$C = \frac{W_t + F_\theta + P * f}{n}$$

$$C = \frac{1000N + 6973.3N + 3000N * 1.3}{4}$$

$$C = 2968N$$

Carga por cada rueda de 300kg.

Del catálogo de ruedas SITASA se seleccionará la rueda más adecuada de acuerdo a los resultados obtenidos.

Figura 53

Catálogo SITASA para la rueda

HG Núcleo de **hierro** fundido color negro
Banda de **goma** color negro

Ø 125 a 400 mm.

CATEGORIA 5 a 8
300 a 1.250 Kg.

Ejemplo de rueda:

10-95
200 HGB5

PARTICULARIDADES:
→ Banda de goma elástica blanda (75 ±2° SHORE A) vulcanizada sobre núcleo de hierro fundido.

APLICACIONES:
→ Industriales en general.
→ Son ruedas apropiadas para tracción mecánica (carretillas elevadoras, remolques, etc.).

PROPIEDADES:
→ Reúnen las características de las ruedas de goma en las bandas, confiriéndoles los núcleos metálicos una mayor rigidez y capacidad de carga.
→ Combinan una alta capacidad de carga con un desplazamiento suave y silencioso, absorción de choques y vibraciones y no estropean los suelos.

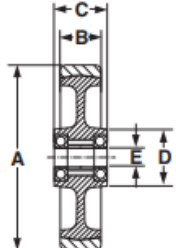
PRECAUCIONES:
→ Resisten mal los disolventes orgánicos, gasolina, aceites minerales, grasas y detergentes concentrados, etc., consultar página 10.
→ No aconsejable en suelos muy abrasivos.
→ La goma color negro deja huella en pavimentos mojados.
→ Temperatura de utilización entre -20°C a +70°C.
→ La carga por rueda corresponde a una velocidad de 6 Km/h. La velocidad máxima recomendada es de 20 Km/h., en cuyo caso la capacidad de carga debe reducirse en un 50 %.

TRACCIÓN MECÁNICA

Nota. Tomado de SITASA, 2022.

Figura 54

Catálogo SITASA para el perfil de la rueda



Código	Referencia						Tipo de cilindro	Kn	Montar en soporte categoría
10-89/6	125 HGB5	125	50	60	59	20,0		300	5-6-7
10-92	150 HGB5	150	50	60	65	20,0		400	5-6-7
10-95	200 HGB5	200	50	60	68	20,0		500	5-6-7
10-95/4	200 HGB8	200	75	82	80	20,0		700	8
10-97	250 HGB5	250	50	60	68	20,0		600	5-6-7
10-98	250 HGB8	250	75	82	68	25,0		750	8
10-99	300 HGB6	300	50	60	68	25,0		650	6-7
10-99/2	300 HGB8	300	75	82	68	25,0		850	8
10-99/4	400 HGB8	400	75	82	98	30,0		1.250	8

Nota. Tomado de SITASA, 2022.

4.8.9. Análisis del sistema hidráulico de accionamiento

Anteriormente, se determinó que el sistema requiere de mayor fuerza en la posición mínima en el momento de izar la carga; por lo tanto, se trabajará con esa carga calculada el cual es:

$$F_C = 6973.3N$$

$$F_C = 6.973KN$$

Presión máxima del sistema:

Para el cálculo del área del pistón se establecerá un diámetro interior del cilindro igual a 1.6 pulgadas (40 mm) diámetro interior de cilindros hidráulicos comerciales.

$$A_{pi} = \frac{\pi * D_p^2}{4}$$

Sustituyendo:

$$A_{pi} = \frac{\pi * 40mm^2}{4}$$

$$A_{pi} = 1256.63mm^2 = 0.0012m^2$$

Para la presión del pistón se aplica la siguiente ecuación partiendo de la fuerza total:

$$P_{maxp} = \frac{F_t}{A_{pi}}$$

Sustituyendo:

$$P_{maxp} = \frac{6973.3N}{0.0012m^2}$$

$$P_{maxp} = 5811083Pa \approx 842.83Psi$$

Selección del pistón hidráulico:

Revisando catálogos y fichas técnicas comerciales de cilindro-pistón que cumplan con los parámetros obtenidos se llega a la siguiente propuesta.

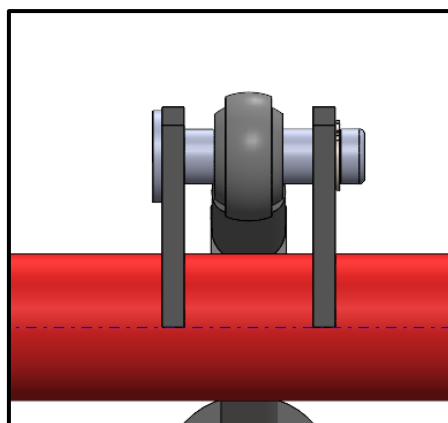
References										
Reference	ØA	Z Course Stroke Hub	C	D	E	G	H	J	Vol. (Ltr)	Poids Weight Gewicht (Kg)
625/10	25	100	14	14.2	190	40	24	40	0.08	1.5
625/20	25	200	14	14.2	290	40	24	40	0.15	2.3
625/30	25	300	14	14.2	390	40	24	40	0.25	3
630/2	30	200	18	16.2	300	50	26	42	0.25	3.6
630/3	30	300	18	16.2	400	50	26	42	0.35	4.8
630/4	30	400	18	16.2	500	50	26	42	0.45	5.9
630/5	30	550	18	16.2	650	50	26	42	0.65	7.5
630/7	30	700	18	16.2	800	50	26	42	0.80	9.2
640/2	40	200	22	23	330	60	32	47	0.40	5.9
640/250	40	250	22	23	380	60	32	47	0.5	7
640/3	40	300	22	23	430	60	32	47	0.6	7.7
640/4	40	400	22	23	530	60	32	47	0.8	9.3
640/5	40	550	22	23	680	60	32	47	1.1	11.8
640/7	40	700	22	23	830	60	32	47	1.4	14.2

Por medio de esta Tabla, se encontró un cilindro-pistón de simple efecto de diámetro interior de 40 mm, con una longitud de carrera de 200 mm y un peso de 5.9 kg, el cual nos será de utilidad para el sistema de elevación.

4.8.10. *Análisis del pasador del cilindro hidráulico*

Figura 56

Pasador del cilindro hidráulico



El esfuerzo cortante máximo permitido se proporciona por:

$$\sigma_B = 0.5 * S_y \geq \sigma_{max}$$

$$\sigma_B = 0.5 * (310\text{Mpa})$$

$$\sigma_B = 155\text{MPa}$$

A través del uso de la ecuación del esfuerzo cortante, se encuentra que:

$$\tau_{Cortante} = \frac{P}{A}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

P = Fuerza requerida (6973.3N)

$$\text{Area del eje} = \frac{\pi * \phi^2}{4}$$

Sustituyendo:

$$155\text{Mpa} = \frac{6973.3\text{N}}{\frac{\pi * \phi^2}{4}}$$

Despejando:

$$\phi = \sqrt{\frac{8878.68N}{155 * 10^6 Pa}}$$

$$\phi = 0.0075m \approx 7.56mm$$

Se seleccionará un eje de comercial de 10mm.

Se calcula el esfuerzo de trabajo con el nuevo diámetro:

$$\tau_{Cortante} = \frac{6973.3N}{\frac{\pi * 0.010^2}{4}}$$

$$\tau_{Cortante} = 88786813.17Pa = 88.78Mpa$$

Factor de seguridad:

$$f_s = \frac{\sigma_{admisible}}{\sigma_{Flexion}}$$

$$f_s = \frac{310Mpa}{88.786Mpa} = 3.5$$

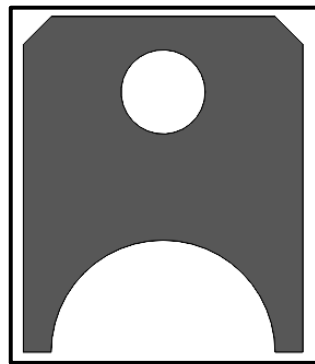
$$f_s = 3.5$$

4.8.11. Análisis de la junta del vástago del cilindro hidráulico

A continuación, se muestra la junta que va junto al eje calculado anteriormente, la fuerza aplicada es la del cilindro dividida entre 2 ya que son dos placas las que sostienen el eje.

Figura 57

Junta del vástago del cilindro hidráulico



El esfuerzo de aplastamiento máximo permitido es proporcionado por:

$$\sigma_B = 0.5 * S_y \geq \sigma_{max}$$

$$\sigma_B = 0.5 * (250Mpa)$$

$$\sigma_B = 125mpa$$

Con la ayuda de la ecuación del esfuerzo por aplastamiento, se encuentra que:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{P}{A}$$

Donde:

$\sigma_{\text{aplastamiento}}$ = Esfuerzo por aplastamiento

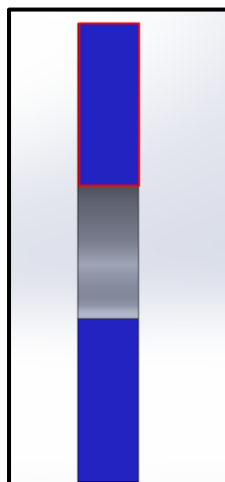
P = Fuerza requerida del piston (6973.3N)

Área de la sección a compresion = Área de un rectángulo $L * e$

La siguiente Figura muestra la sección transversal de la oreja, donde el área azul superior es el área a compresión, $L=0.02\text{m}$ y el espesor a determinar es "e".

Figura 58

Sección transversal de la junta



$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A}$$

Sustituyendo los datos anteriores:

$$125 * 10^6 = \frac{6973.3N}{0.02 * e}$$

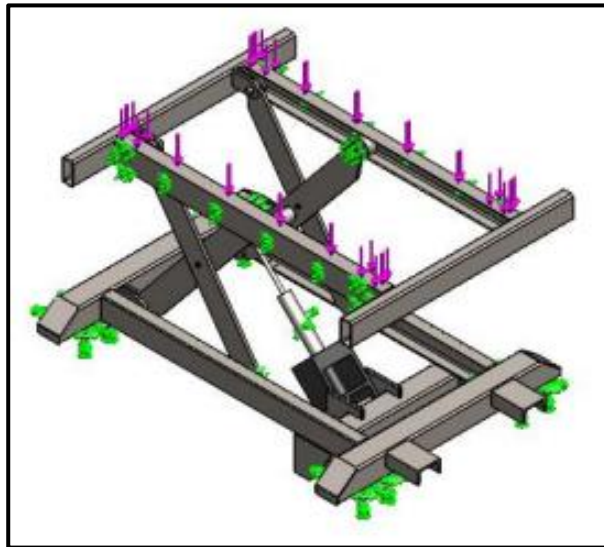
$$e = 0.00279m = 2.79mm$$

El espesor determinado anteriormente es el mínimo requerido, por lo tanto, el espesor de la plancha de 5 mm garantizará el funcionamiento.

4.8.12. Análisis de elementos finitos de toda la plataforma

Luego se analiza, de manera individual, los componentes que componen la estructura de la plataforma de elevación, se realizará el análisis de elementos finitos del ensamblaje para validar su funcionamiento con las cargas obtenidas en la posición máxima y mínima.

Figura 59
Plataforma en la posición máxima

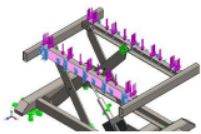
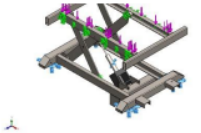
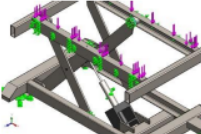


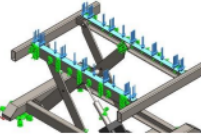
De esta manera, se presenta a continuación los datos en tablas que fueron ingresados a SolidWorks para realizar la simulación requerida.

Figura 60

Datos ingresados a SolidWorks de simulación requerida

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Geometría de referencia-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara < 1 > Tipo: Utilizar geometría de referencia Traslación: ---; 0; 0 Unidades: mm		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-581,148	0	-12,9215	581,292
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Fijo-1		Entidades: 5 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	581,149	3,000	0,759776	3,055,77
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Sobre caras planas-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Sobre caras planas Traslación: ---; ---; 0 Unidades: mm		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	0	12,1867	12,1867
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 3.000 N

Información de malla

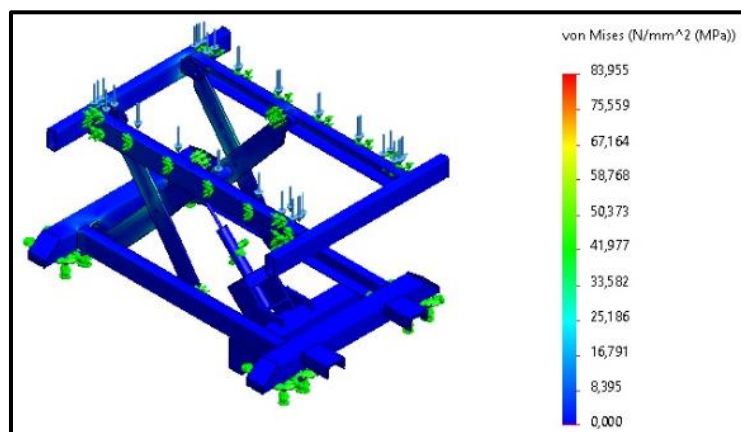
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño máximo de elemento	83,6945 mm
Tamaño mínimo del elemento	4,18472 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	511609
Número total de elementos	256276
Cociente máximo de aspecto	41,707
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	86,9
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,145
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:03
Nombre de computadora:	

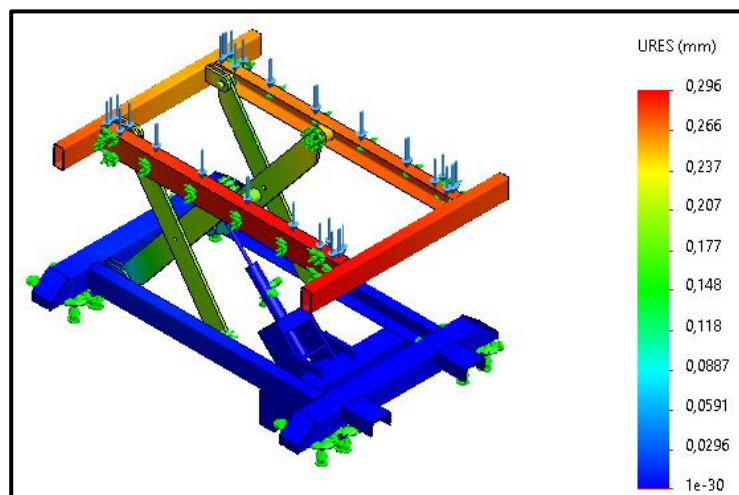
En la siguiente Figura se observa que la concentración de esfuerzo máximo para Von Mises es de 83.955 MPa, debajo del límite elástico del acero ASTM A36 de 250 MPa, indicando que no fallará. (Ver Figura 62)

Figura 61
Concentración de esfuerzo máximo



El desplazamiento máximo respecto a su posición inicial será de 0.296 mm, el cual se muestra de color rojo y es un valor que resulta despreciable para la deformación. (Ver Figura 63).

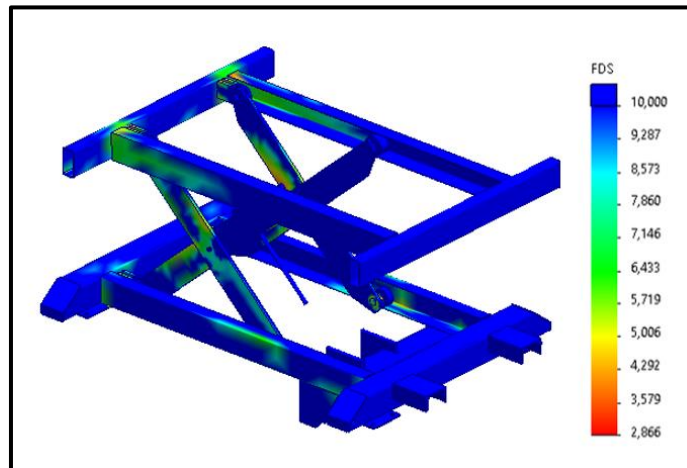
Figura 62
Desplazamiento máximo respecto a la posición inicial



En la siguiente Figura se observa el factor de seguridad o la confianza del material, donde se puede observar que al tener un F.S. de 2 nos da la seguridad de que la estructura no fallará. (Ver Figura 64).

Figura 63

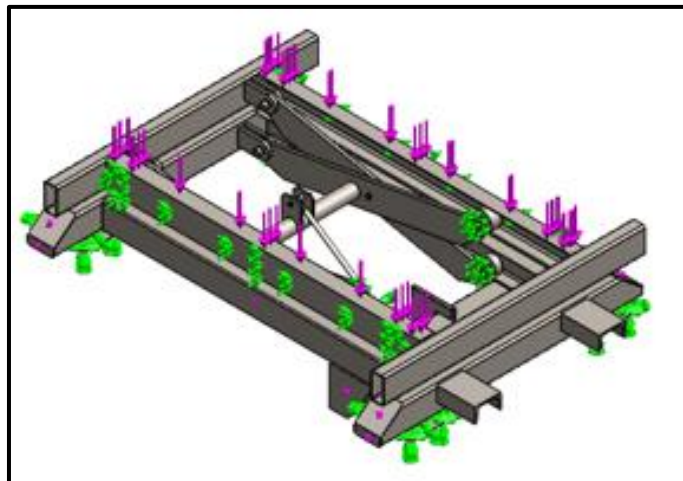
Factor de seguridad o la confianza del material



Plataforma en la posición mínima:

Figura 64

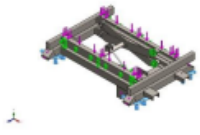
Plataforma de la posición mínima

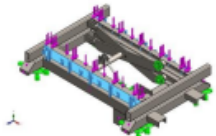


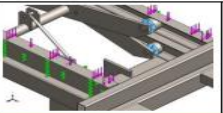
Asimismo, se presenta a continuación los datos en Tablas que fueron ingresados a SolidWorks para realizar la simulación requerida. (Ver Figura 66).

Figura 65
Datos ingresados a SolidWorks para simulación requerida

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-1.605,32	2.721,97	2,57598	3.160,09	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-396,666	278,029	-0,309764	484,401	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	
Geometria de referencia-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Utilizar geometría de referencia Traslación: ---; 0; 0 Unidades: mm			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	2.001,99	0	-2,09953	2.001,99	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Geometría de referencia-2		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Utilizar geometría de referencia Traslación: ---; ---; 0 Unidades: mm		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	0	-0,166612	0,166612
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 3.000 N

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño máximo de elemento	108,801 mm
Tamaño mínimo del elemento	5,44003 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar

Información de malla - Detalles

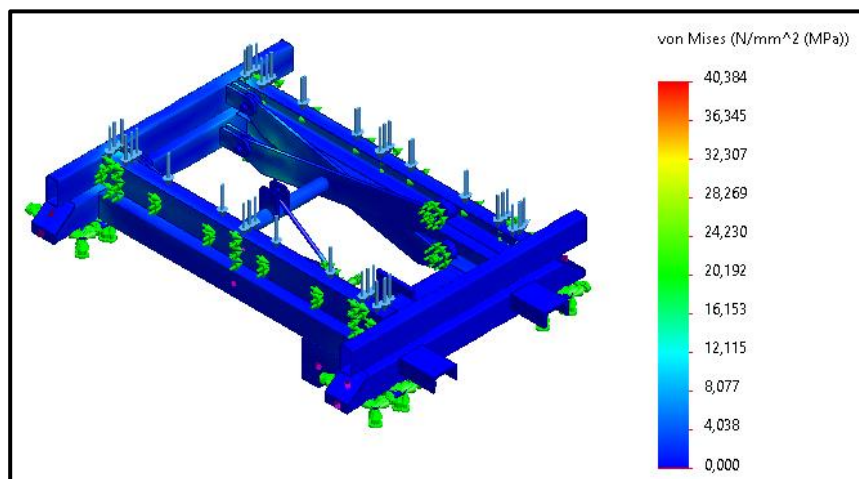
Número total de nodos	68133
Número total de elementos	34316
Cociente máximo de aspecto	364,76
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	71,1
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	12,2
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:34
Nombre de computadora:	

Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		Entidades: 4 Sólido(s) Unidades: mm Tamaño: 108,801 Cociente: 108,801

En la siguiente Figura se observa que la concentración de esfuerzo máximo para Von Mises es de 40.384 MPa, debajo del límite elástico del acero ASTM A36 de 250 MPa, indicando que no fallará. (Ver Figura 67).

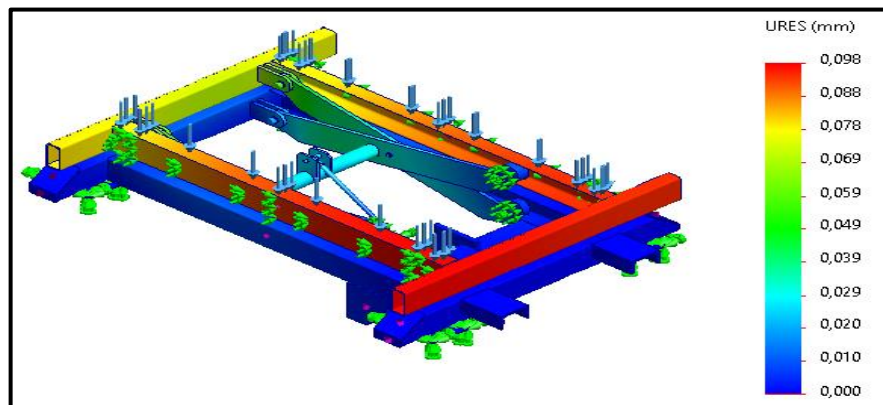
Figura 66
Concentración de esfuerzo máximo



El desplazamiento máximo respecto a su posición inicial será de 0.098 mm, el cual se muestra de color rojo y es un valor que resulta despreciable para la deformación. (Ver Figura 68).

Figura 67

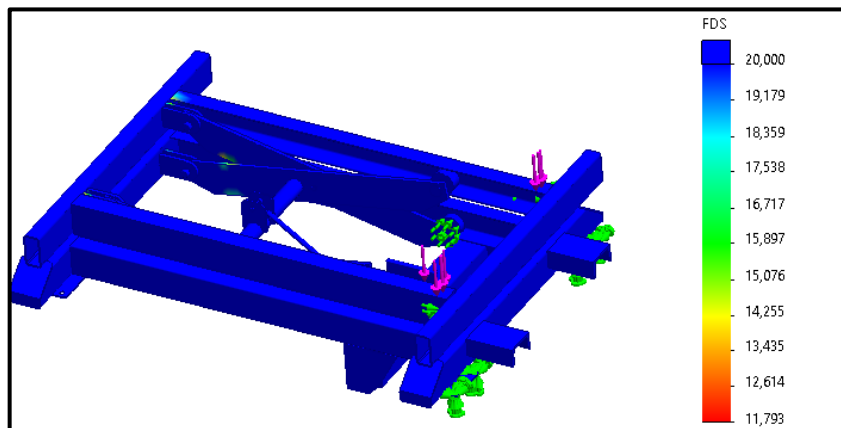
Desplazamiento máximo respecto a su posición inicial



En la siguiente Figura se observa el factor de seguridad o la confianza del material, donde se puede observar que al tener un F.S. de 2 nos da la seguridad de que la estructura no fallará. (Ver Figura 69).

Figura 68

Factor de seguridad o la confianza del material



4.9. Discusión

Para el diseño de plataformas de elevación móvil se debe diferenciar la función que va a desempeñar en su campo de acción, tal como menciona Medina Montaña en su tesis de equipos aeronáuticos, el cual busca trasladar y elevar componentes y/o herramientas entre estaciones de trabajo, es necesario un mecanismo con flexibilidad y buena adaptación a los recorridos con carga en diferentes terrenos. Es por este motivo, que en el presente estudio se ha buscado el neumático adecuado (banda elástica blanda vulcanizada sobre núcleo de hierro fundido) que combina una alta capacidad de carga con un desplazamiento suave y silencioso.

En la tesis de García Delgado, propone el uso de una plataforma giratoria para piezas metal-mecánicas y su inspección, para el cual, se considera que este tipo de implementación difiere con la idea de diseño que se postula en el presente estudio, porque la plataforma fija propuesta se pretende utilizar en espacios reducidos y de poca movilidad, donde un mal movimiento o descuido en la manipulación podría afectar la integridad física de los operarios, así como en el traslado de la plataforma con carga.

Analizando los resultados de la presente investigación, cuando el pistón hidráulico rompe la inercia del mecanismo en reposo, se debe aplicar una fuerza de 6973.3 N, equivalente a una presión máxima permisible de 842.83 psi para un área de 0.8 m², lo que resultaría necesario aplicar una gran fuerza para mover la plataforma desde la posición su mínima o inicial; a diferencia de los resultados que obtiene Santisteban Bancés en su tesis, ya que en su caso para un área de 3.75 m² debe aplicar una fuerza menor de 3136 N para una presión de 3 kpsi, debido a que la superficie es inversamente proporcional a la presión. Por lo tanto, menos presión para una fuerza constante.

Por otro lado, el coeficiente o factor de seguridad que siempre se necesita que sea mayor que uno, es decir, que la carga máxima o última del mecanismo tiene que ser superior a la fuerza o carga que va a sostener (carga última > carga admisible), para este caso sobrepasa de 2, entendiendo que este mecanismo proporciona total confiabilidad en su diseño, además que para la construcción de esta plataforma se realizó bajo componentes sencillos y de materiales que se encuentran en el mercado nacional.

CONCLUSIONES

1. Con la incorporación de un diseño de un sistema graduable de elevación, facilitará al personal maniobrar con sencillez los equipos o repuestos, permitiendo el desarrollo del programa de control de mantenimiento que incluya un control diario de las horas trabajadas sistematizado.
2. Después de revisar los antecedentes y generalidades, se decidió usar una metodología de diseño computacional para satisfacer las necesidades de la empresa, los cuales, sirvieron de insumo principal en la elaboración del capítulo II del marco teórico. Dentro de este capítulo, en primer lugar, se buscaba proponer una alternativa el diseño de un sistema de elevación, que permitirá a la empresa COTRANS E.I.R.L., aumentar la velocidad de operación en el mantenimiento y reducir los costos de mano de obra, ya que este mecanismo generará una sostenibilidad económica a largo plazo realizando todas las actividades que requieran de forma más eficiente.
3. Los resultados que se obtienen (análisis estáticos, cálculos y gráficas) a través de programas de modelación y análisis de elementos finitos lograron obtener un diseño de la máquina, permitiendo sugerir la construcción del sistema de elevación sin riesgo para los operarios o para la estructura.

4. El diseño de la plataforma cumplió con los requisitos más adecuados para el cliente, presentando una relevancia tecnológica, ya que el uso de ingeniería en el diseño de un sistema de elevación de hasta 300 kg garantizará una alta confiabilidad operacional, permitiendo a la empresa COTRANS E.I.R.L. brindar seguridad a sus trabajadores evitando accidentes y estar diferenciado a mejor frente a otras empresas del mismo rubro que se jactaban de tener un área de trabajo amplia.

RECOMENDACIONES

1. Proveer del presupuesto necesario para la compra de la máquina, ya que actualmente se sigue careciendo de un equipo para elevar repuestos o piezas, esta falencia repercute en incrementar los riesgos de accidentes.
2. Se deberá brindar cursos de capacitación al personal de mantenimiento tanto técnico y operadores, para mejorar sus condiciones de servicio, evitando el deterioro de la máquina propuesta.
3. Tener en consideración que la estructura planteada y su propio peso es sumamente vital a la hora de la verificación de los componentes, deben tenerlo muy presente ya que puede contribuir de manera infausta en los resultados finales.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACEROS AREQUIPA. (2020). ACEROS AREQUIPA.

<https://www.acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2020-02/Catalogoproductosacerosarequipa.pdf?fv=kn1R6n0g>

ÁLAVA INGENIEROS. (2022). Grupo Álava.

<http://www.grupoalava.com/ingenieros/actualidad/medida-de-centro-de-gravedad-momento-de-inercia/>

AMERICANA. (2019). AMERICANA.

<https://americanasac.pe/producto/pato-de-3tn-cod-15083-truper/>

Arriaga Ortega, J. A. (2010). *Diseño de un Elevador Tipo Tijeras para el Mantenimiento Automotriz [Tesis de pregrado, Escuela Superior Politécnica del Litoral de Guayaquil]*. Repositorio institucional.

<http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/20817>

CASIOPEA. (Junio de 2021). CASIOPEA.

https://wiki.ead.pucv.cl/Momento_de_Inercia

EDIPESA. (2022). EDIPESA. <https://www.edipesa.com.pe/tienda/taller-automotriz/rexon-br-elevador-manual-hx-1500-detalle>

Fernández, J. L. (2022). *FISICALAB*.
<https://www.fiscalab.com/apartado/centro-de-masas>

García Delgado, E. J. (2021). *Diseño Estructural de una Plataforma Giratoria Móvil con Elevación para el Manejo de Cargas en las Empresas Metalmeccánicas [Tesis de pregrado, Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo de Chiclayo]*. Repositorio institucional.
<https://tesis.usat.edu.pe/handle/20.500.12423/4026>

García Lazo, P. F. (2009). *Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos [Tesis de pregrado, Universidad de Piura]*. Repositorio institucional.
https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1276/IME_134.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Guzman Ortega, J. O., y Santana Jimenez, J. C. (2020). *Diseño de plataforma elevadora para la empresa Construequipos Guzman [Tesis de pregrado, Universidad Distrital Francisco José de Caldas]*. Repositorio institucional. <http://hdl.handle.net/11349/27687>

H. Myszka, D. (2012). *MÁQUINAS Y MECANISMOS* (4ta. ed ed.). Pearson
- Educacion.

<https://doi.org/https://pavisva.files.wordpress.com/2016/01/mc3a1quinas-y-mecanismos-4-ed-david-h-myszka.pdf>

HIERROBECO. (2014). VIGAS. *HIERROBECO*, 2.

Khan Academy. (2022). *Khan Academy*.
<https://es.khanacademy.org/science/physics/linear-momentum/center-of-mass/a/what-is-center-of-mass>

Medina Montaña, M. L. (2018). *Diseño de una mesa elevadora para un sistema de transporte terrestre en las líneas de ensamble aeronáutico [Tesis de pregrado, Universidad Tecnológica de Pereira - Colombia]*. Repositorio institucional.
<https://repositorio.utp.edu.co/items/3a1df736-0cef-4d12-a271-2a2e493f5ced>

Myszka, D. H. (2012). *MÁQUINAS Y MECANISMOS CUARTA EDICIÓN*. Pearson.

Nisbett, R. G. (2015). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley Décima Edición*. Mc Graw Hill.

Norton, R. L. (2009). *Diseño de Maquinaria. Cuarta Edición*. Mc Graw Hill.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas. Cuarta Edición*. Pearson.

Rodríguez Galbarro, H. (2018). *Ingemecánica*.
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>

Rojas Achulle, C. (2017). *Diseño y simulación de una plataforma semiautomática para levantar estructuras metálicas hasta 500 kg en el taller de la empresa CEO Don Bosco S.A., cercado, Arequipa, 2017 [Tesis de pregrado, Universidad Alas Peruanas]*. Repositorio institucional. <https://hdl.handle.net/20.500.12990/7764>

Rubio Silva, L. (2018). *Diseño de un sistema de elevación para una línea de ensamble de equipos de cocción [Tesina, Instituto Politécnico Nacional Ciudad de México]*. Repositorio institucional. <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/28420>

Santisteban Bancés, J. A. (2020). *Diseño de una Plataforma Elevadora de Tijera para Optimizar la Inspección de Tanques Cisterna en la Empresa S_H Ingenieros. [Tesis de pregrado, Universidad César Vallejo Chiclayo]*. Repositorio institucional. <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/48320>

SITASA. (2022). SITASA.
http://www.catalogo.sitasa.com/familias/ruedas/01_1.pdf

SKF. (2019). *Rodamientos* SKF.

https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

UNICRAFT. (2018). *UNICRAFT.*

https://www.aslak.es/pub/media/fichas_tecnicas/6150500.pdf

ANEXOS

Anexo 1. Matriz de consistencia

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLES	METODOLOGIA
<p>¿Cómo el diseño de un sistema graduable de elevación móvil permitirá optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.?</p>	GENERAL	GENERAL	<p>VARIABLE DEPENDIENTE Optimizar las labores de mantenimiento</p> <p>Indicadores:</p> <p>Horas de trabajo Carga aplicada Área de sección Longitud inicial Variación de longitud Tipo de terreno Distancia Resistencia real Resistencia requerida Cargas dinámicas</p> <p>VARIABLE INDEPENDIENTE Diseño de un sistema graduable de elevación móvil.</p> <p>Indicadores:</p> <p>Presión Fuerza de los cilindros Largo Ancho Espesor</p>	<p>DISEÑO DE INVESTIGACIÓN Tipo cuantitativa-aplicada utilizando el software CAD/CAE SolidWorks.</p> <p>TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS El proyecto de investigación se usará la observación a través de archivos audiovisuales.</p> <p>POBLACIÓN Y MUESTRA La unidad de estudio es la plataforma móvil con sistema de elevación.</p> <p>La población serán las máquinas elevadoras para trabajo en altura Esto queda delimitado por el problema y por los objetivos de la investigación.</p>
	<p>Diseñar un sistema graduable de elevación móvil que soporte un peso de hasta 300 kg, para optimizar las labores de mantenimiento que brinda la empresa COTRANS E.I.R.L. a su maquinaria pesada.</p>	<p>El diseño de un sistema graduable de elevación móvil, para elevar pesos de hasta 300 kg., optimizando las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.</p>		
	ESPECÍFICOS			
	<p>1. Identificar el tipo de sistema graduable de elevación móvil que permita optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.</p>			
	<p>2. Determinar los parámetros dimensionales para el sistema graduable de elevación móvil, de manera que permita optimizar las labores de mantenimiento en la empresa COTRANS E.I.R.L.</p>			
	<p>3. Validar la integridad estructural del sistema graduable de elevación móvil, mediante un programa de simulación computacional.</p>			

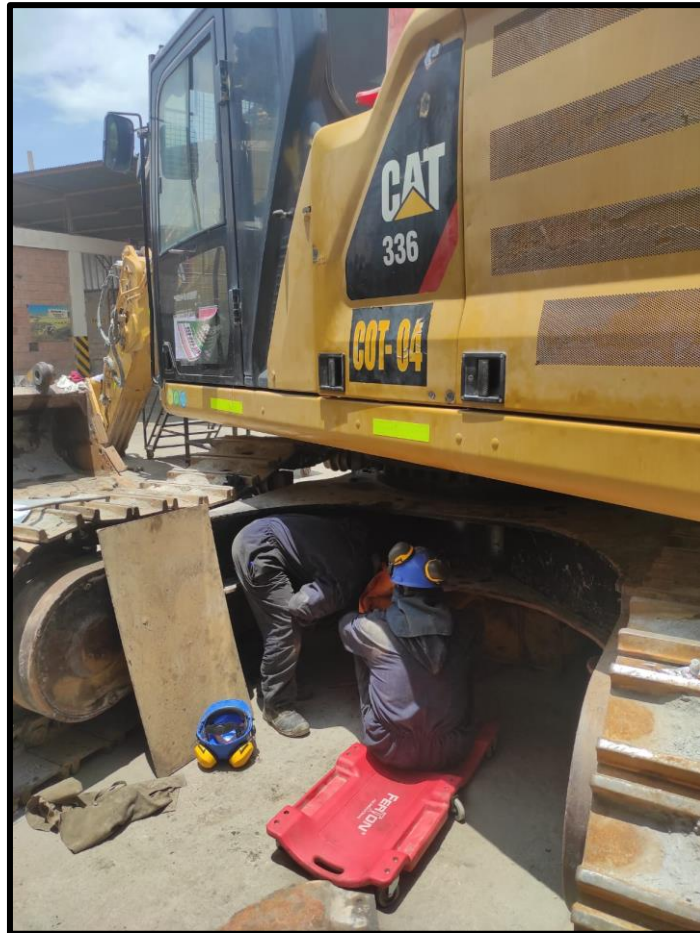
Anexo 2. Recursos para cargar herramientas y/o componentes por parte de los mecánicos



Anexo 3. Maquinarias que realizan su mantenimiento preventivo en el taller



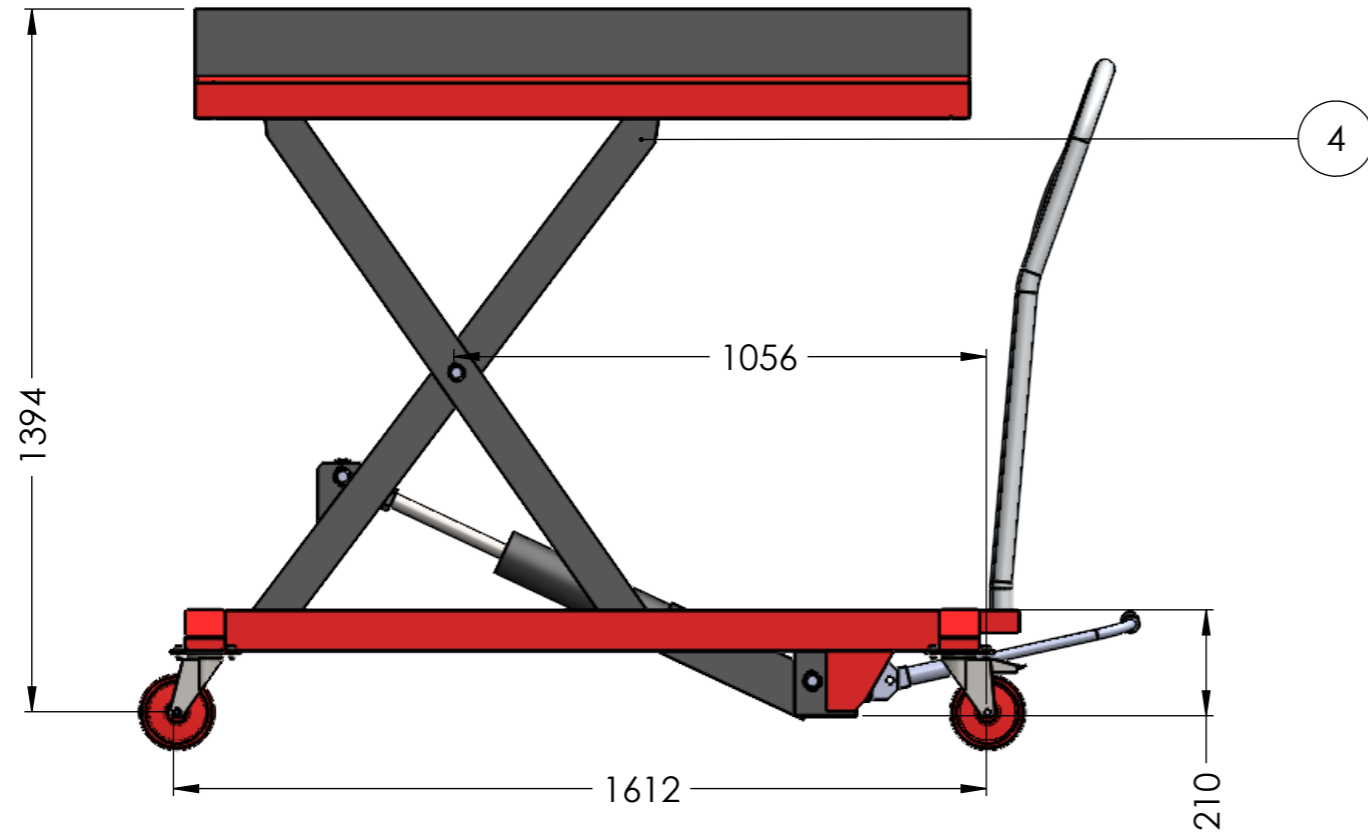
Anexo 4. Trabajos que se realizan con esfuerzo humano



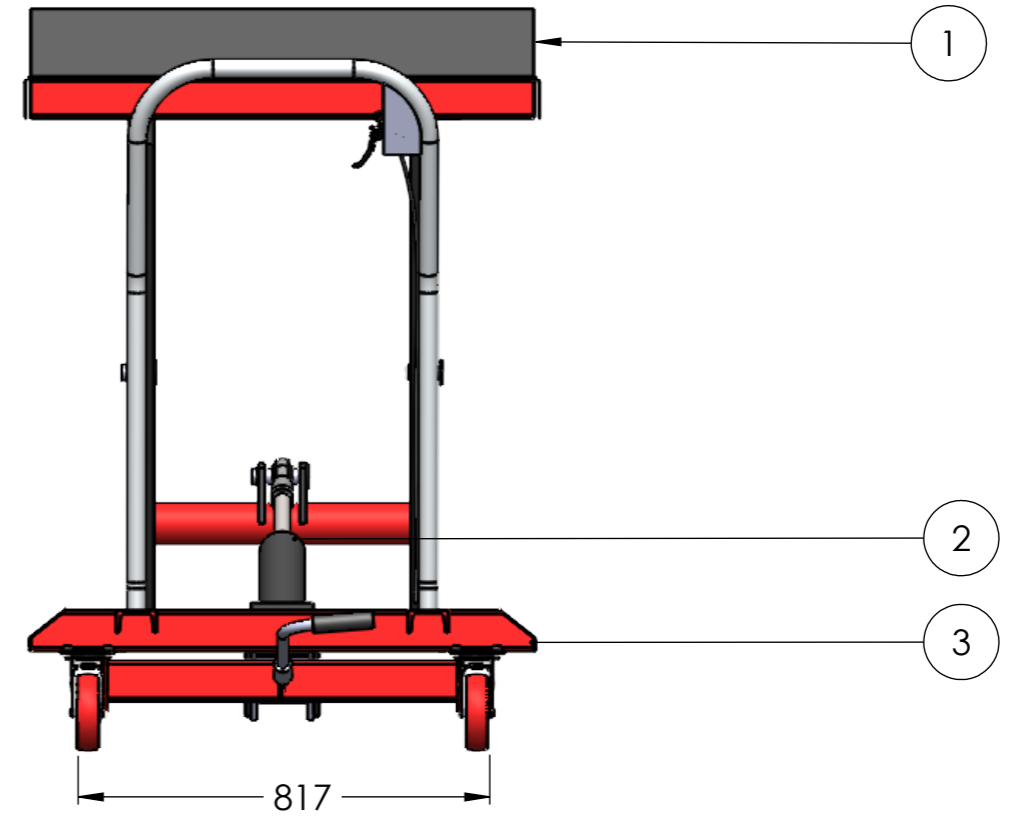
Anexo 5. Planos de diseño

8 7 6 5 4 3 2 1

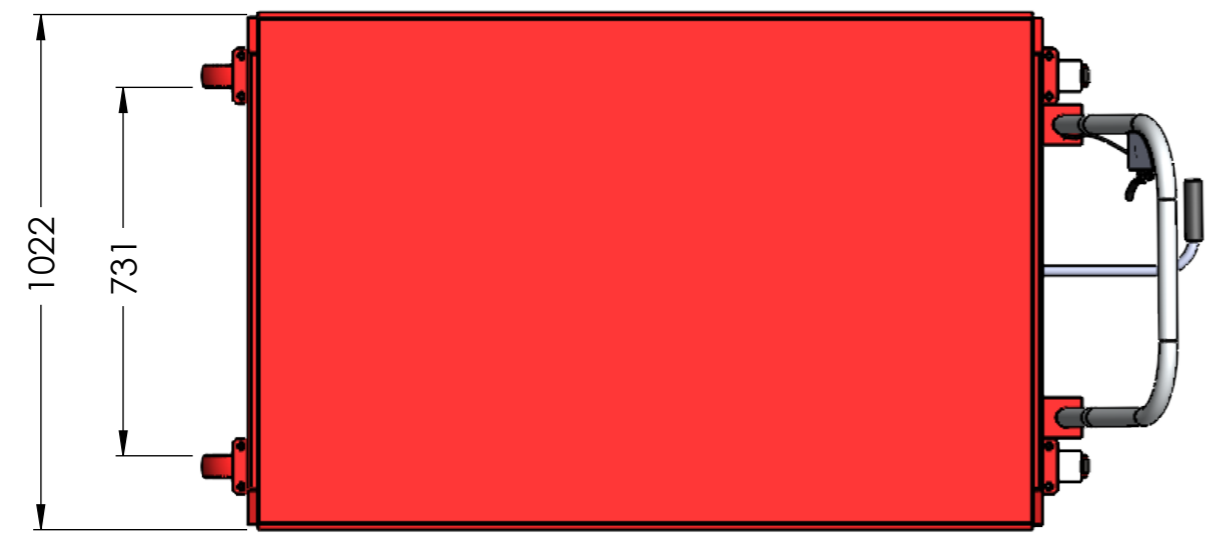
F
E
D
C
B
A



Vista frontal:
Escala: 1:10



Vista Lat Izq:
Escala: 1:10



Vista de planta:
Escala: 1:10

8 7 6 5 4 3 2 1

ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	Nº de plano
1	BARRERA METÁLICA	1	-
2	LÁMINA SUPERIOR	1	2-1
3	VIGA CARRILERA SUPERIOR	1	2-2
4	JUNTA	4	2-3
5	RETÉN	2	-
6	PASADOR	2	2-4



**UNIVERSIDAD NACIONAL
JORGE BASADRE GROHMANN**

PROYECTO:
"DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA"

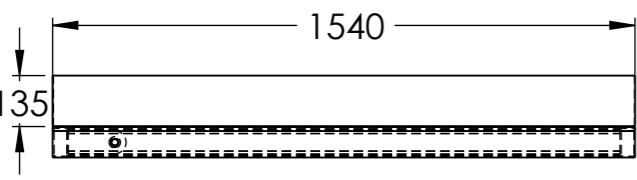
TÍTULO:
ELEVADOR TIPO TIJERAS

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO Nº: 1
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	Nº DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	1 de 19	-

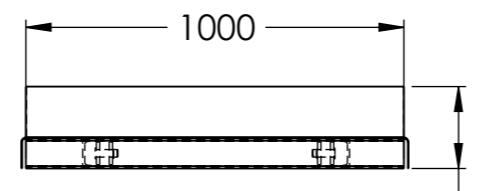
F
E
D
C
B
A

8 7 6 5 4 3 2 1

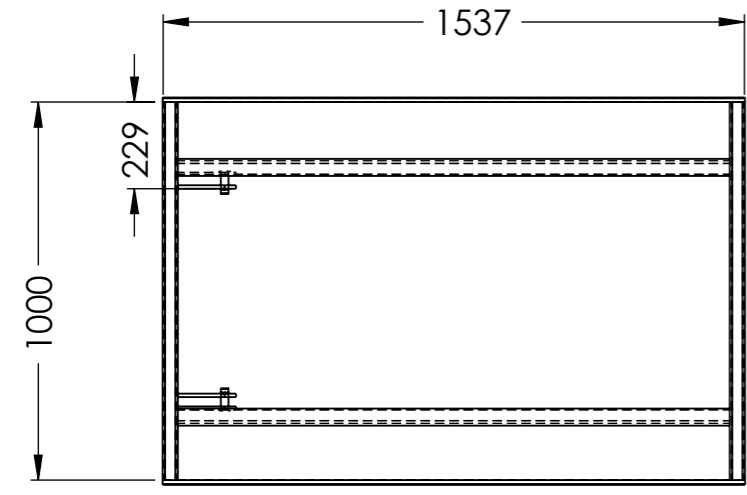
F
E
D
C
B
A



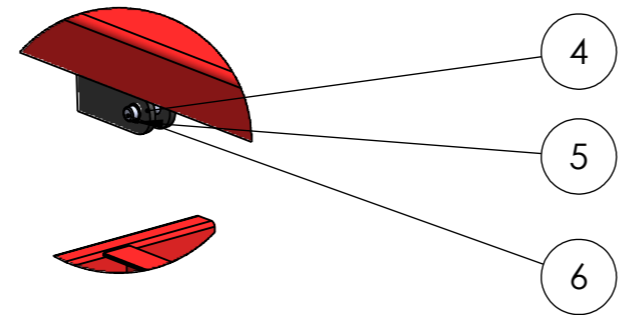
Vista frontal:
Escala: 1:20



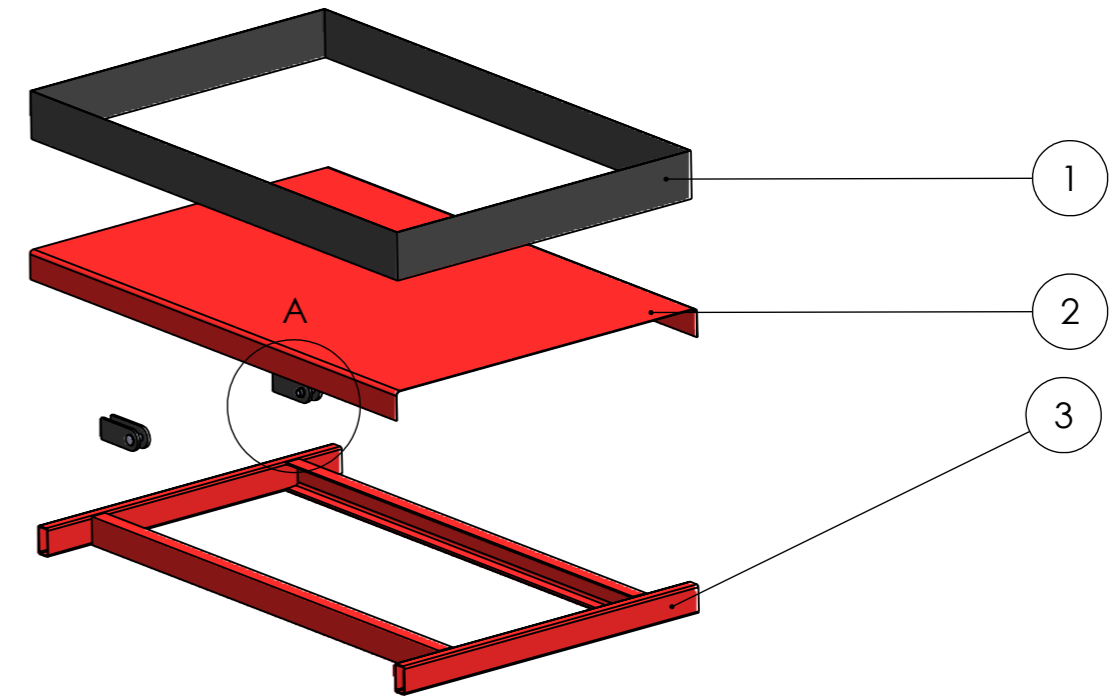
Vista Lat Iza:
Escala: 1:20



Vista de planta:
Escala: 1:20




DETALLE A
ESCALA 1 : 10



Isometrico:

ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	Nº de plano
1	BARRERA METÁLICA	1	-
2	LÁMINA SUPERIOR	1	2-1
3	VIGA CARRILERA SUPERIOR	1	2-2
4	JUNTA	4	2-3
5	RETÉN	2	-
6	PASADOR	2	2-4



**UNIVERSIDAD NACIONAL
JORGE BASADRE GROHMANN**

PROYECTO:
"DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA"

TÍTULO:
PLATAFORMA SUPERIOR

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO Nº: 2
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	Nº DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	2 de 19	-

8 7 6 5 4 3 2 1

4 3 2 1

F

E

D

C

B

A

F

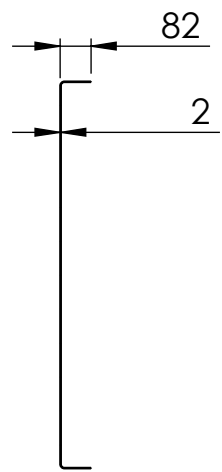
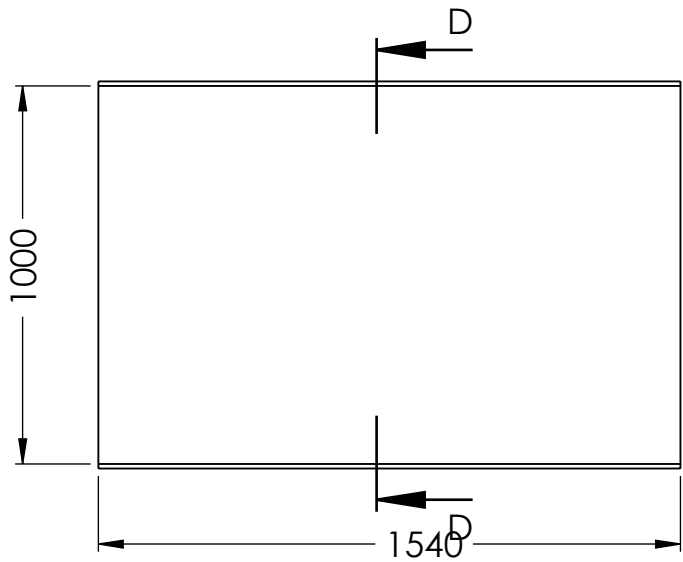
E

D

C

B

A



SECCIÓN D-D

Vista de planta:
Escala: 1:20



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:
LÁMINA SUPERIOR

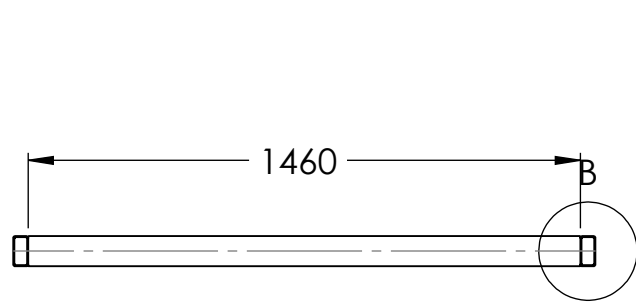
NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 2-1
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	3 de 19	-

4 3 2 1

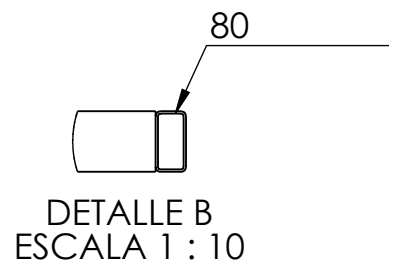
4 3 2 1

F

F

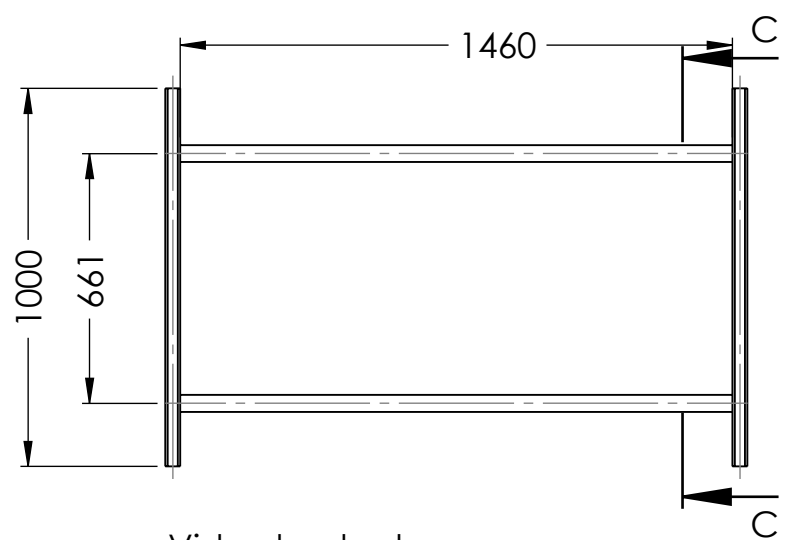


Vista frontal:
Escala: 1:20

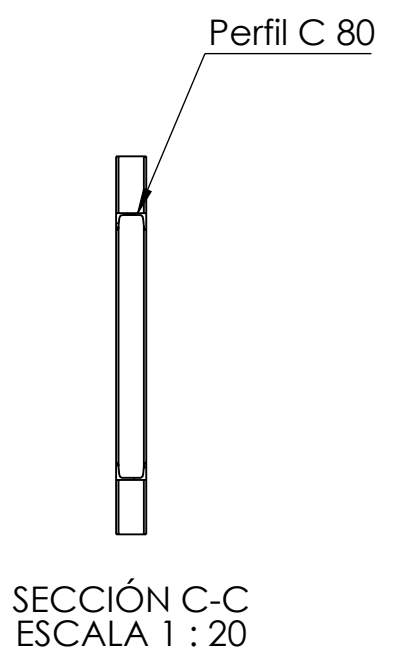


E

E



Vista de planta:
Escala: 1:20



D

D

C

C



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
**“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”**

TÍTULO:
VIGA CARRILERA SUPERIOR

A

A

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 2-2
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	4 de 19	-

4 3 2 1

4 3 2 1

∅ 50,75

∅ 20,00

51,59

25,38

Vista de planta:
Escala: 1:1

50,75

9,00

Vista de planta:
Escala: 1:1



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

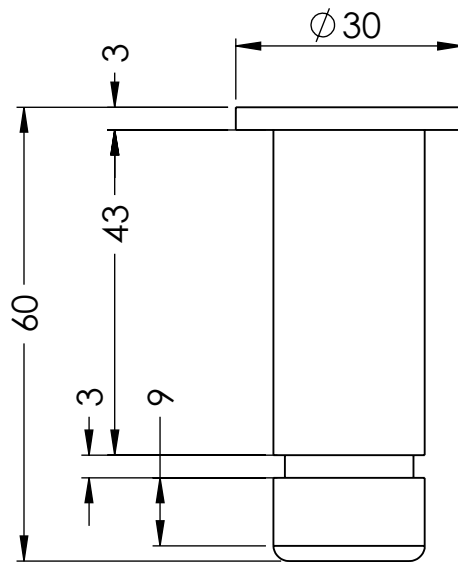
PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA”

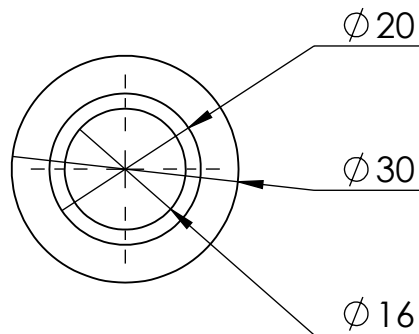
TÍTULO:

JUNTA

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 2-3
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	5 de 19	-



Vista de planta:
Escala: 1:1



Vista de planta:
Escala: 1:1



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

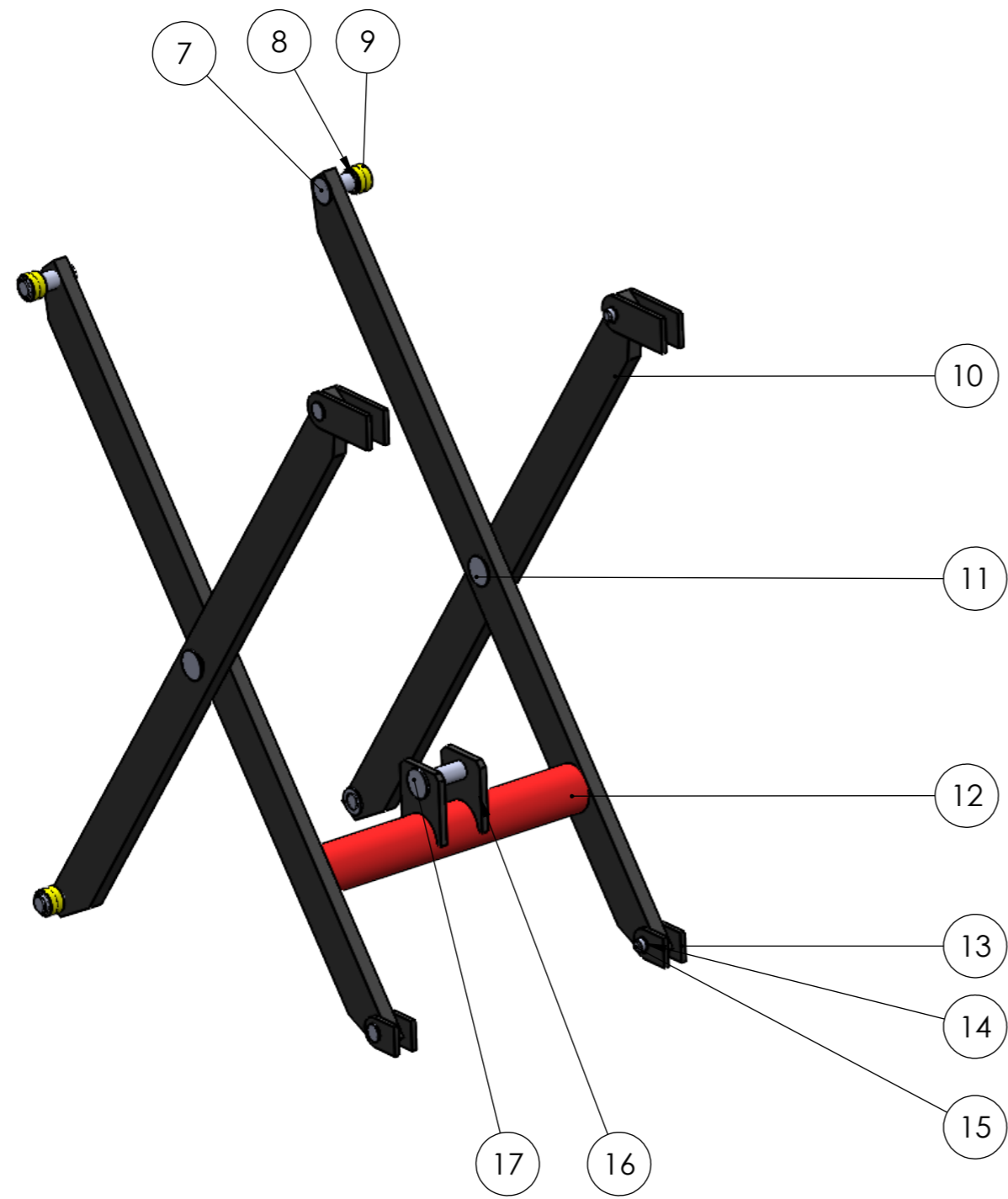
PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:

PASADOR

	NOMBRES	FECHA	FIRMA	PLANO N°:
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		2-4
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	6 de 19	-



ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	Nº de plano
7	PASADOR	2	3-1
8	RETÉN	2	-
9	TUERCA	2	3-2
10	BARRA DE TIJERA	4	3-3
11	PASADOR	2	-
12	CILINDRO SEPARADOR DE TIJERAS	1	3-4
13	JUNTA DE VIGA CARRILERA	4	3-5
14	RETÉN	2	-
15	PASADOR	2	3-6
16	JUNTA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO	2	-
17	PASADOR	1	3-7

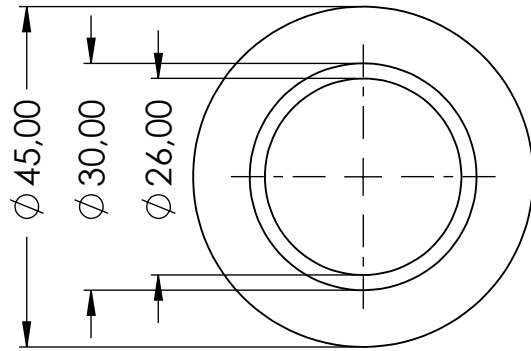


**UNIVERSIDAD NACIONAL
JORGE BASADRE GROHMANN**

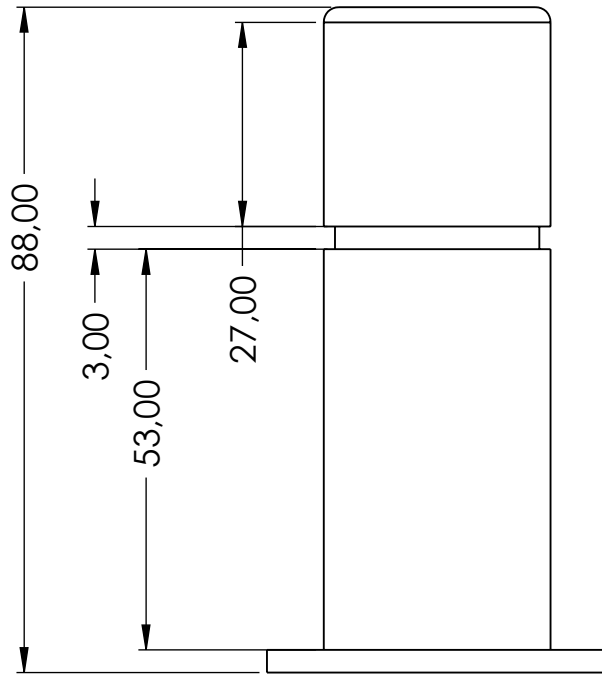
PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:
 ENSAMBLAJE TIPO TIJERA

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO Nº: 3
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	Nº DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	7 de 19	-



Vista de planta:
Escala: 1:1



Vista de planta:
Escala: 1:1



**UNIVERSIDAD NACIONAL
JORGE BASADRE GROHMANN**

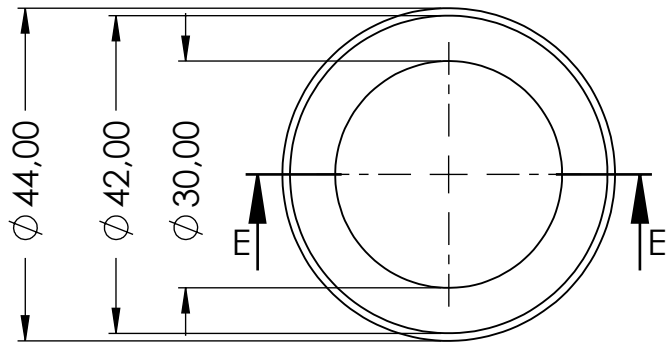
PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE LA CIUDAD DE AREQUIPA”

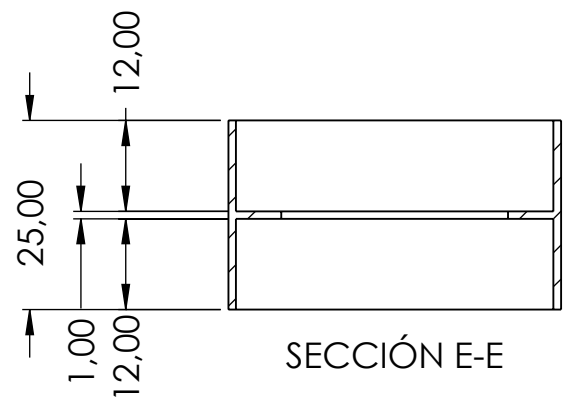
TÍTULO:

PASADOR

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO Nº: 3-1
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	Nº DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	8 de 19	-



Vista de planta:
Escala: 1:1



SECCIÓN E-E

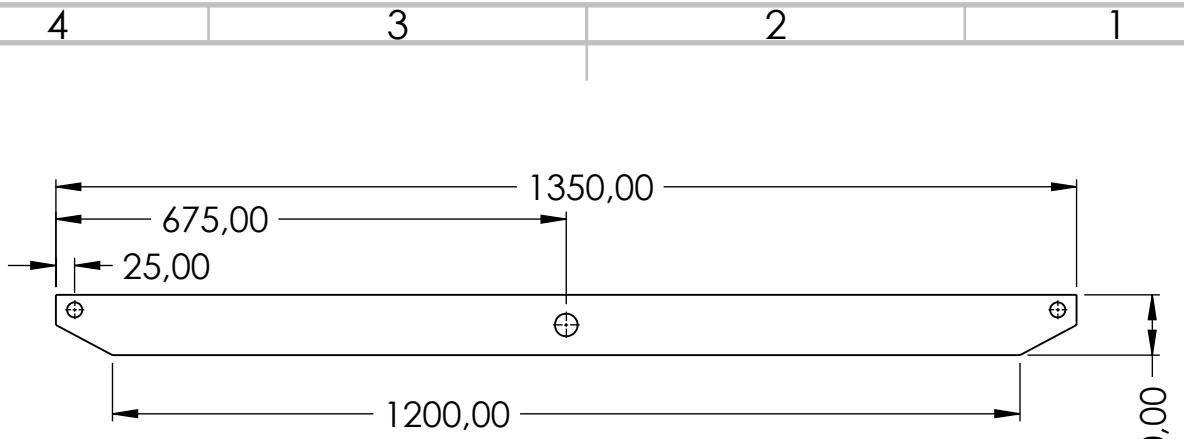


**UNIVERSIDAD NACIONAL
JORGE BASADRE GROHMANN**

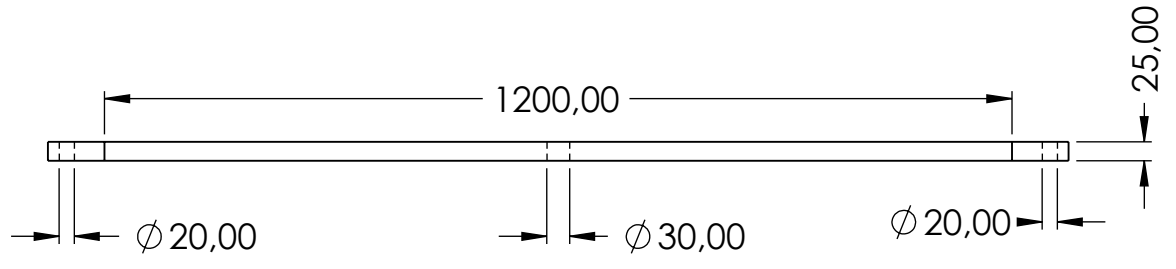
PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:
TUERCA

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 3-2
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	9 de 19	-



Vista de planta:
Escala: 1:10



Vista de planta:
Escala: 1:10



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
**“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”**

TÍTULO:
BARRA DE TIJERA

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: <h1 style="margin: 0;">3-3</h1>
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	10 de 19	-

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

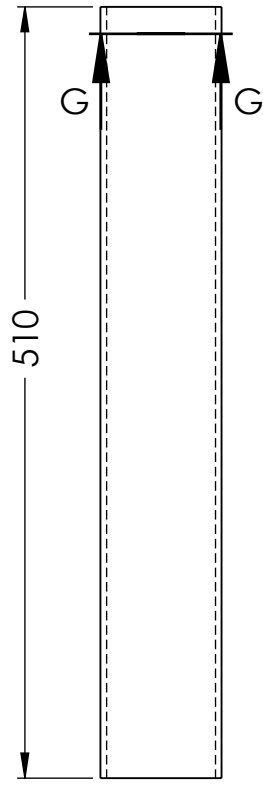
C

B

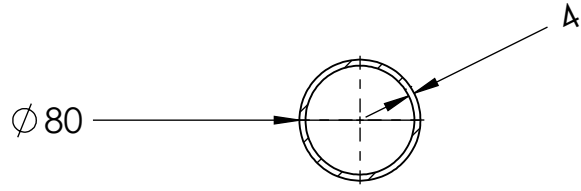
B

A

A



Vista de planta:
Escala: 1:5



SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 5



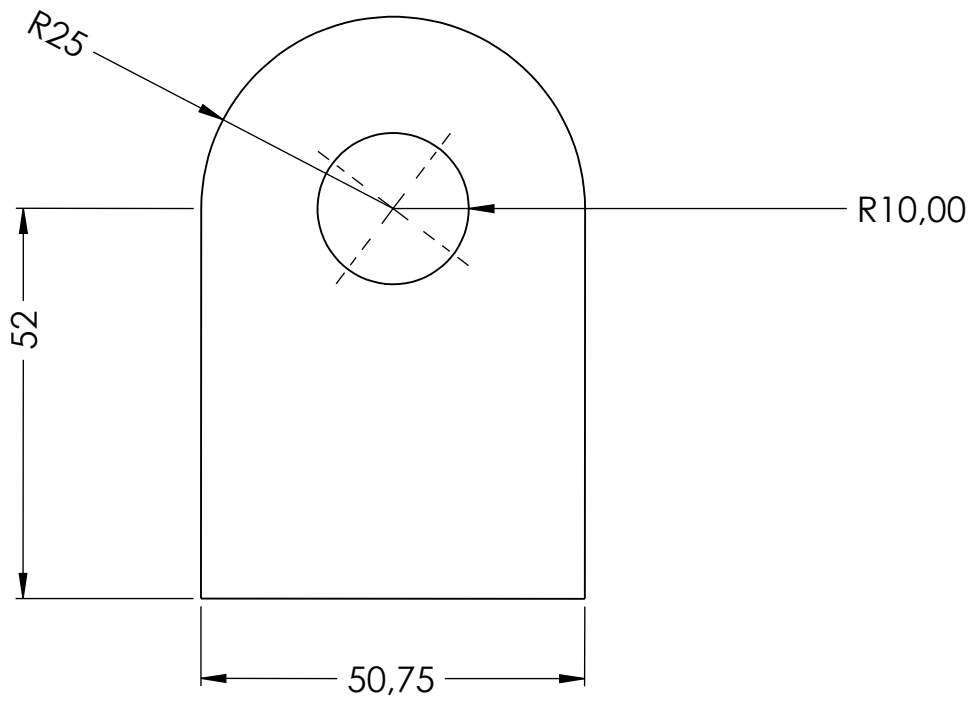
UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

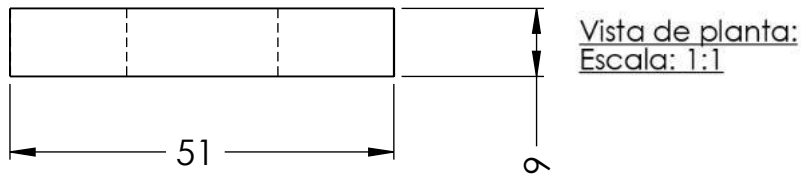
TÍTULO:
 CILINDRO SEPARADOR DE TIJERAS

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: <h1 style="margin: 0;">3-4</h1>
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCALA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	11 de 19	-

4 3 2 1



Vista frontal:
Escala: 1:1



Vista de planta:
Escala: 1:1

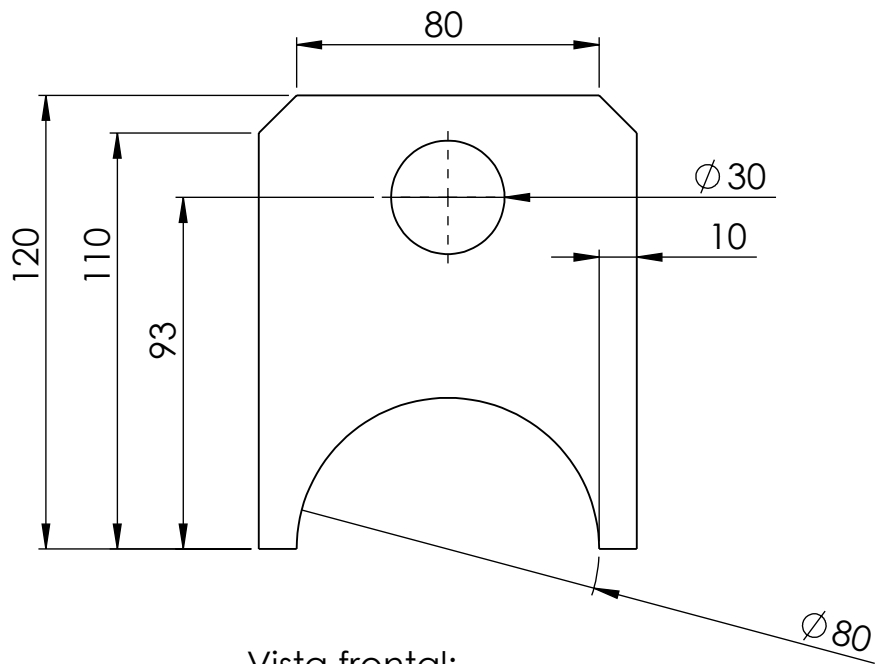


UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

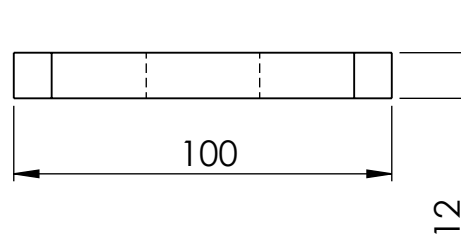
TÍTULO:
 JUNTA DE LA VIGA CARRILERA

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: <h1 style="margin: 0;">3-5</h1>
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	12 de 19	-



Vista frontal:
Escala: 1:2

Vista de planta:
Escala: 1:2



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

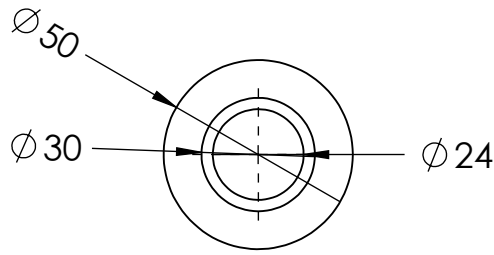
PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA”

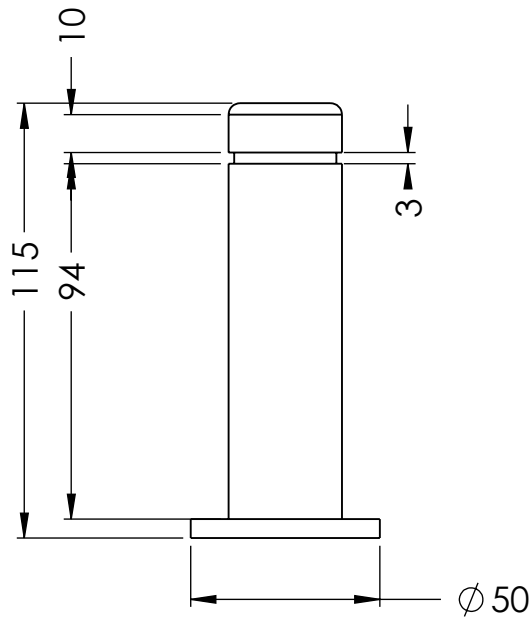
TÍTULO:

JUNTA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO HIDRÁULICO

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 3-6
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	13 de 19	-



Vista frontal:
Escala: 1:2



Vista de planta:
Escala: 1:2



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

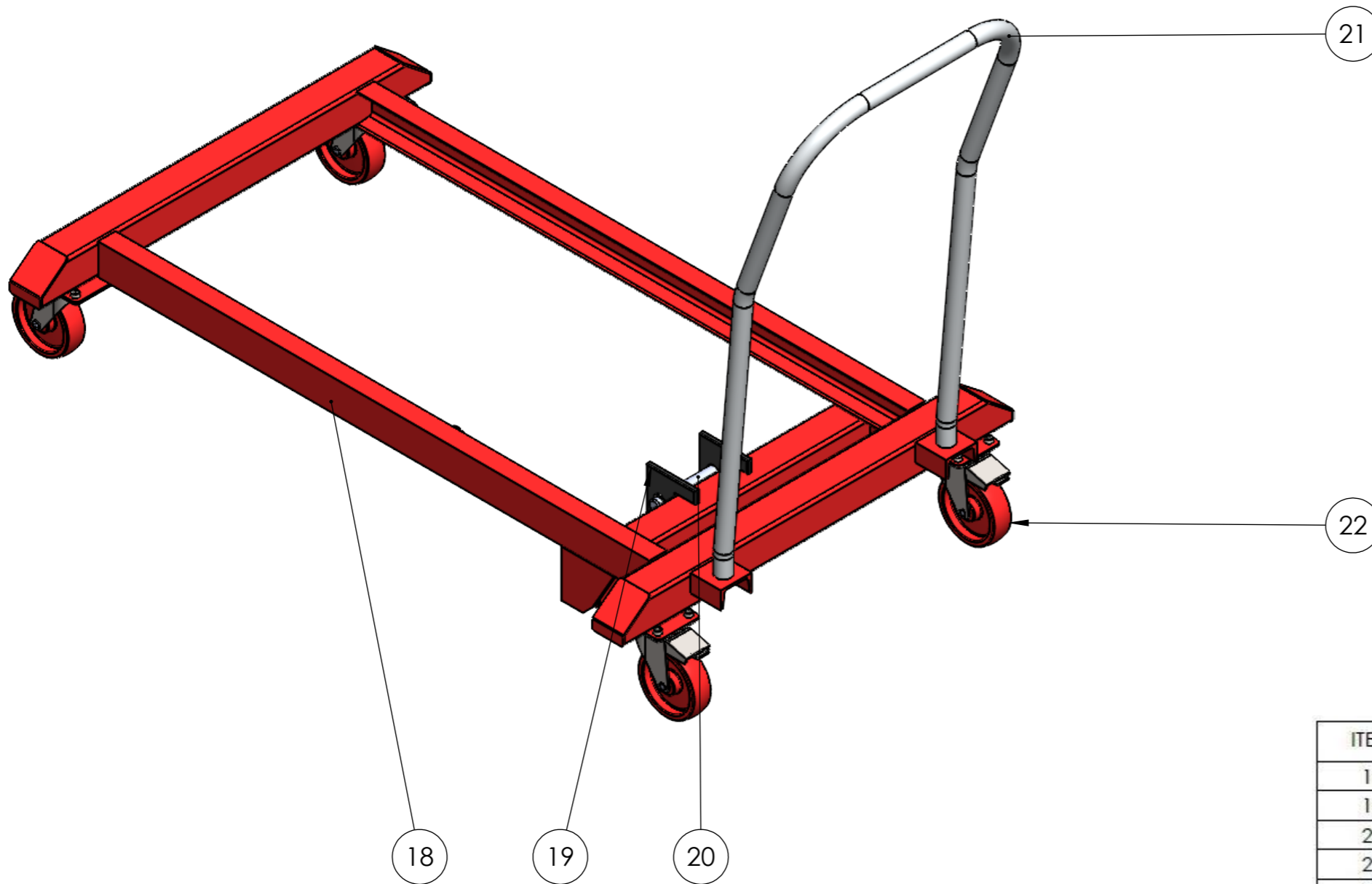
PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:

PASADOR

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 3-7
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	14 de 19	-



ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	N° de plano
18	VIGA CARRILERA INFERIOR	1	4-1
19	JUNTA	2	4-2
20	PASADOR	1	4-3
21	EMPUÑADURA DE LA PLATAFORMA	1	4-4
22	Ruedas para 450Kg	4	-

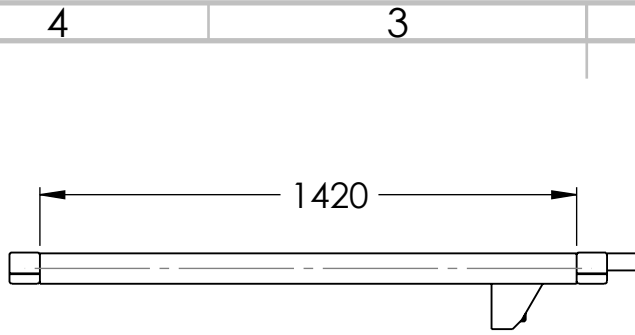


**UNIVERSIDAD NACIONAL
JORGE BASADRE GROHMANN**

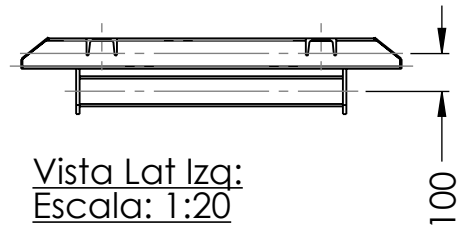
PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:
 PLATAFORMA INFERIOR

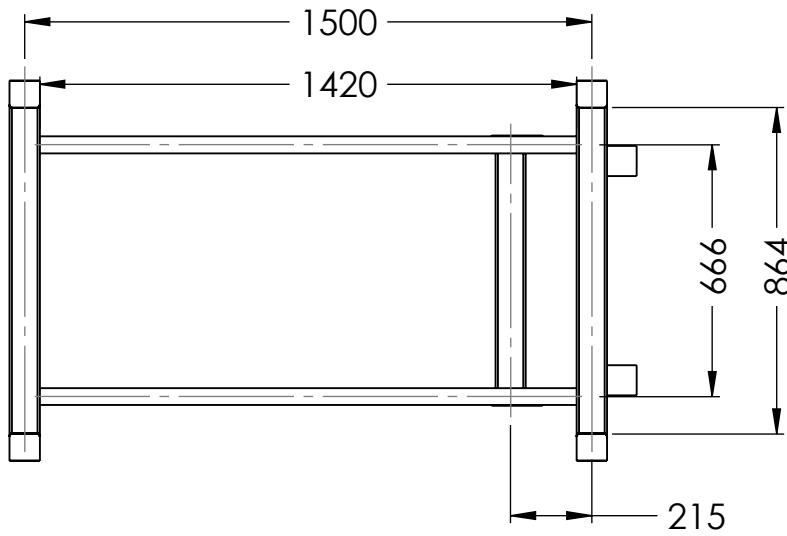
NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 4
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	15 de 19	-



Vista frontal:
Escala: 1:20



Vista Lat Izq:
Escala: 1:20



Vista de planta:
Escala: 1:20



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

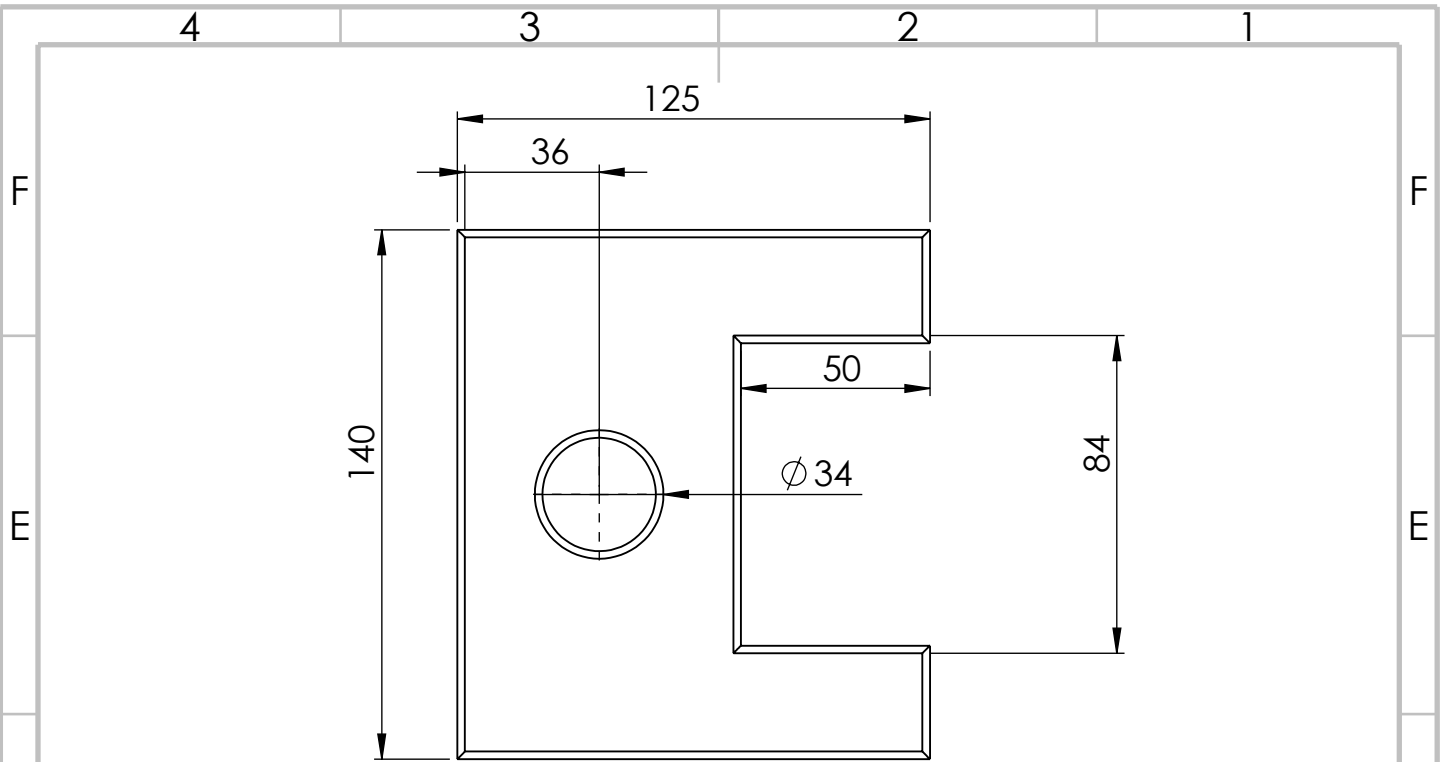
PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA”

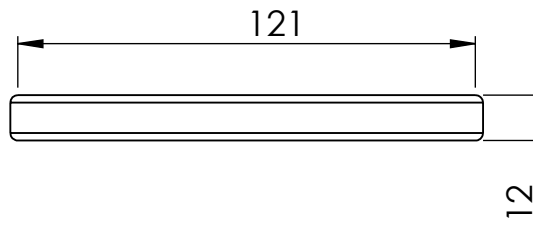
TÍTULO:

VIGA CARRILERA INFERIOR

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 4-1
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	16 de 19	-



Vista frontal:
Escala: 1:20



Vista de planta:
Escala: 1:20



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:

“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:

JUNTA

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 4-2
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	17 de 19	-

4 3 2 1

F

F

E

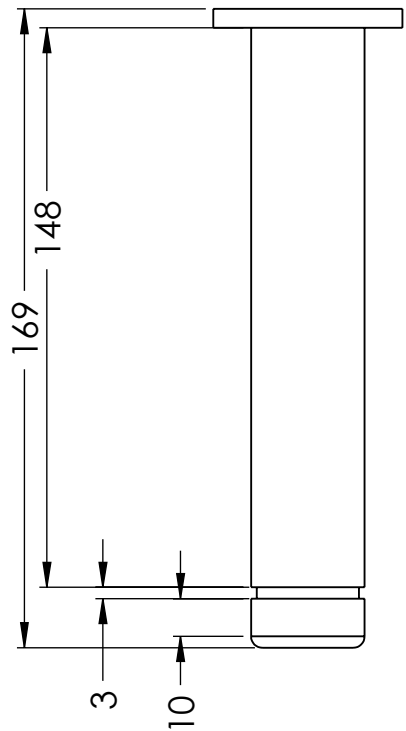
E

D

D

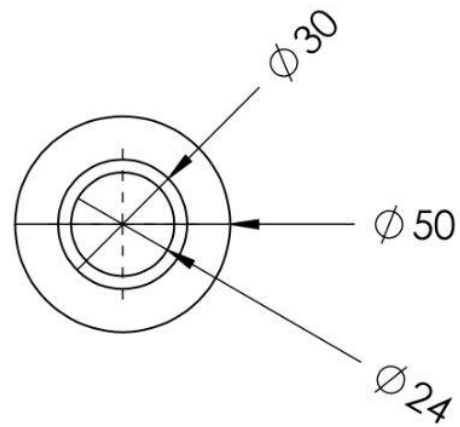
C

C



Vista de planta:
Escala: 1:2

Vista de planta:
Escala: 1:2



B

B

A

A



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
 “DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”

TÍTULO:
PASADOR

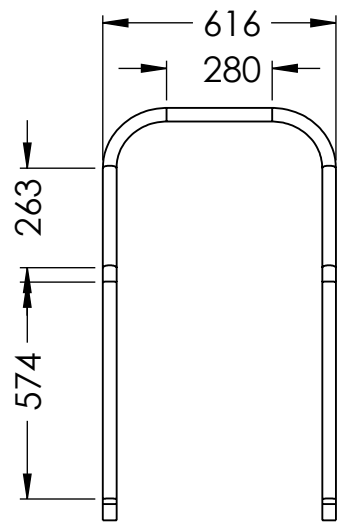
NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: 4-3
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	18 de 19	-

4 3 2 1

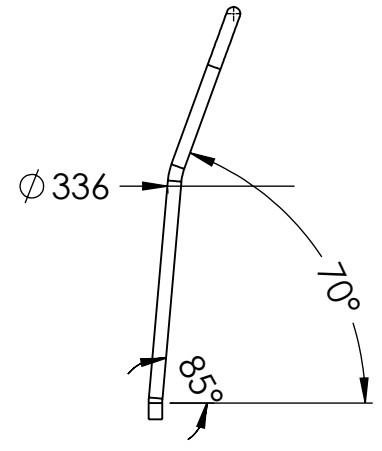
4 3 2 1

F

F



Vista de planta:
Escala: 1:1



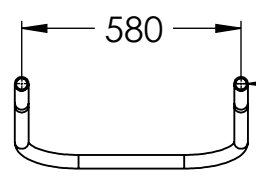
Vista de planta:
Escala: 1:1

E

E

D

D



Ø 30

Vista de planta:
Escala: 1:1

C

C



UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

PROYECTO:
**“DISEÑO DE UN SISTEMA GRADUABLE DE ELEVACIÓN
 MÓVIL PARA OPTIMIZAR LAS LABORES DE
 MANTENIMIENTO EN LA EMPRESA COTRANS E.I.R.L. DE
 LA CIUDAD DE AREQUIPA”**

TÍTULO:
EMPUÑADURA DE LA PLATAFORMA

A

A

NOMBRES		FECHA	FIRMA	PLANO N°: <h1 style="margin: 0;">4-4</h1>
DISEÑADO POR:	BACH. AARÓN HUARACA	11/10/2024		
REVISADO POR:	ING. WILLIAMS ALMANZA	11/10/2024		
FACULTAD:	FACULTAD DE INGENIERÍA			
ESCUELA:	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA:	FORMATO:	UNIDAD:	N° DE HOJAS:	OBSERVACIONES:
1:1	A4	MM	19 de 19	-

4 3 2 1