

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de dispositivo para levantar y
trasladar cilindros de aceite de 55 galones**

Rogelio Alan Gallegos Paredes

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Arequipa, 2024

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

INFORME DE CONFORMIDAD DE ORIGINALIDAD DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

A : Decano de la Facultad de Ingeniería
DE : Frank William Zarate Peña
Asesor de trabajo de investigación
ASUNTO : Remito resultado de evaluación de originalidad de trabajo de investigación
FECHA : 16 de noviembre de 2024

Con sumo agrado me dirijo a vuestro despacho para informar que, en mi condición de asesor del trabajo de investigación:

Título:

Diseño de Dispositivo para Levantar y Trasladar Cilindros de Aceite de 55 Galones

Autores:

1. Rogelio Alan Gallegos Paredes – EAP. Ingeniería Mecánica

Se procedió con la carga del documento a la plataforma "Turnitin" y se realizó la verificación completa de las coincidencias resaltadas por el software dando por resultado 20 % de similitud sin encontrarse hallazgos relacionados a plagio. Se utilizaron los siguientes filtros:

- Filtro de exclusión de bibliografía SI NO
- Filtro de exclusión de grupos de palabras menores N° de palabras excluidas (en caso de elegir "SI"): SI NO
- Exclusión de fuente por trabajo anterior del mismo estudiante SI NO

En consecuencia, se determina que el trabajo de investigación constituye un documento original al presentar similitud de otros autores (citas) por debajo del porcentaje establecido por la Universidad Continental.

Recae toda responsabilidad del contenido del trabajo de investigación sobre el autor y asesor, en concordancia a los principios expresados en el Reglamento del Registro Nacional de Trabajos conducentes a Grados y Títulos – RENATI y en la normativa de la Universidad Continental.

Atentamente,

La firma del asesor obra en el archivo original
(No se muestra en este documento por estar expuesto a publicación)

ASESOR

Ing. Frank Willian Zárate Peña

AGRADECIMIENTOS

A Dios por colmar mi vida de bendiciones.

A mi madre, Francisca Paredes Aduviri, por su apoyo incondicional.

A mi esposa Johanna y a mi hija Daniela, por los momentos compartidos que jamás olvidaré, por lo importantes que son para mí y por su apoyo desinteresado e incondicional.

DEDICATORIA

A mis padres, Pedro Gallegos y Francisca Paredes, que con sacrificio y lucha me dio lo más valioso del mundo que es el estudio.

A mi familia, Johanna Anco y Daniela Gallegos, que son mi impulso para seguir luchando por mis sueños.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Asesor	iv
Agradecimientos.....	v
Dedicatoria	vi
Índice de contenidos.....	vii
Lista de tablas	xi
Lista de figuras.....	xii
Resumen	xvi
Abstract	xvii
Introducción.....	xviii
Capítulo I.....	19
Planteamiento del estudio	19
1.1. Planteamiento y formulación del problema	19
1.1.1. Problema general	20
1.1.2. Problemas específicos.....	20
1.2. Objetivos.....	20
1.2.1. Objetivo general	20
1.2.2. Objetivos específicos	20
1.3. Justificación e importancia	21
1.4. Delimitación del proyecto.....	21
1.5. Hipótesis y variables.....	22
1.5.1. Hipótesis general	22
1.5.2. Hipótesis específicas.....	22
1.5.3. Variable independiente	22
1.5.3.1. Dimensiones.....	22
1.5.4. Variable dependiente	23
1.5.4.1. Dimensiones.....	23
Capítulo II.....	25
Marco teórico	25
2.1. Antecedentes de la investigación.....	25
2.1.1. Antecedentes nacionales	25
2.1.2. Antecedentes internacionales	26
2.2. Bases teóricas	28
2.2.1. Principios para el diseño de maquinaria.....	28

2.2.1.1. Teoría de la energía de distorsión.....	28
2.2.1.2. Esfuerzo efectivo.....	28
2.2.2. Actuadores y válvulas.....	30
2.2.2.1. Actuador lineal.....	31
2.2.2.2. Actuador rotatorio.....	33
2.2.2.3. Válvulas.....	34
2.2.3. Diseño eléctrico.....	37
2.2.3.1. Protección contra sobrecargas.....	37
2.2.4. Diseño del circuito de control.....	37
2.2.4.1. Método paso a paso.....	38
2.2.5. Control semiautomático.....	38
2.2.6. Normativa legal.....	39
2.2.7. Definición de términos básicos.....	39
Capítulo III.....	41
Métodología.....	41
3.1. Método, tipo o alcance de la investigación.....	41
3.1.1. Método de la investigación.....	41
3.1.2. Tipo de investigación.....	41
3.1.3. Población y muestra.....	41
3.1.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	43
3.2. Materiales y métodos.....	45
3.2.1. Desarrollo del diseño metodológico de la investigación.....	45
3.2.1.1. Lista de exigencias.....	45
3.2.1.2. Estructura de funciones.....	47
3.2.1.3. Conceptos de la solución (matriz morfológica).....	49
3.2.1.4. Solución 1.....	49
3.2.1.5. Solución 2.....	50
3.2.1.6. Solución 3.....	50
3.2.1.7. Evaluación técnico-económica.....	51
Capítulo IV.....	53
Resultados y discusión.....	53
4.1. Presentación de resultados.....	53
4.1.1. Generalidades de dispositivo.....	53
4.1.1.1. Descripción del tanque metálico.....	54
4.1.1.2. Características del dispositivo de levante y traslado de cilindros.....	55
4.1.2. Diseño mecánico del dispositivo.....	55

4.1.2.1. Diseño de vigas en voladizo.....	56
4.1.2.2. Análisis de viga en voladizo	58
4.1.2.3. Diseño de vigas verticales de apoyo.....	64
4.1.2.4. Diseño de marco soporte de viga en voladizo.....	71
4.1.2.5. Análisis de viga central.....	84
4.1.2.6. Diseño de vigas laterales inferiores	90
4.1.2.7. Análisis de carrilera de desplazamiento vertical	96
4.1.2.8. Análisis en las platinas horizontales que van ubicadas de forma horizontal en el carro de izaje	104
4.1.2.9. Análisis de estabilidad del dispositivo.....	120
4.1.3. Simulación de esfuerzos en Autodesk Inventor.....	124
4.1.3.1. Simulación de viga en voladizo.....	124
4.1.3.2. Simulación de vigas verticales de apoyo	126
4.1.3.3. Simulación de marco de soporte de vigas en voladizo (marco superior) 128	
4.1.3.4. Simulación de marco de soporte de vigas en voladizo (marco inferior)	130
4.1.3.5. Simulación de viga central	132
4.1.3.6. Diseño de vigas laterales inferiores	134
4.1.3.7. Simulación de perfil vertical de carro de izaje	136
4.1.3.8. Simulación de perfil horizontal de carro de izaje.....	138
4.1.3.9. Simulación de carrileras verticales	140
4.1.4. Diseño del sistema mecánico.....	141
4.1.4.1. Piñón de articulación de cadena	141
4.1.4.2. Cadena de carga	142
4.1.4.3. Selección de garruchas.....	144
4.1.5. Diseño del sistema de izaje	145
4.1.5.1. Selección de actuador eléctrico	145
4.1.5.2. Válvulas y elementos de mando del actuador lineal.....	146
4.1.6. Diseño del sistema neumático	147
4.1.6.1. Sistema giratorio del cilindro	147
4.1.7. Circuito eléctrico	154
4.1.7.1. Pulsador inicio/pare	154
4.1.7.2. Diagrama del circuito eléctrico	155
4.1.7.3. Secuencia de operación.....	159
4.1.8. Análisis económico.....	160
4.2. Discusión de resultados.....	161
Conclusiones.....	163

Recomendaciones	164
Lista de referencias	165
Anexos	169

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Operacionalización de las variables.....	24
Tabla 2. Comparativo de sistemas neumáticos, hidráulicos y eléctricos.....	31
Tabla 3. Comparativo de sistemas neumáticos, hidráulicos y eléctricos.....	33
Tabla 4. Comparación entre tres tipos de actuadores rotatorios	34
Tabla 5. Simbología de válvulas de distribución	35
Tabla 6. Lista de exigencias	46
Tabla 7. Evaluación técnica.....	51
Tabla 8. Evaluación económica.....	52
Tabla 9. Particularidades del dispositivo de levante y traslado	54
Tabla 10. Dimensiones del cilindro de 55 galones	54
Tabla 11. Parámetros de piñón 40A20	142
Tabla 12. Parámetros técnicos de cadena de rodillos 40-1	143
Tabla 13. Factores de seguridad para cadenas de carga	143
Tabla 14. Parámetros de funcionamiento del actuador DSM-B	150
Tabla 15. Corrección de consumo.....	152
Tabla 16. Compresor de aire de 300 PSI.....	153
Tabla 17. Costos de materiales directos	160
Tabla 18. Costos de materiales directos del sistema eléctrico neumático	160
Tabla 19. Costos de materiales para la soldadura	160
Tabla 20. Costos indirectos	160

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de análisis de falla para carga estática.....	30
Figura 2. Actuador lineal eléctrico.....	33
Figura 3. Actuador giratorio DSM.....	34
Figura 4. Válvula antirretorno	35
Figura 5. Válvula 4/3.....	36
Figura 6. Control semiautomático.....	38
Figura 7 carretilla para transporte de cilindros	42
Figura 8 carretilla para transporte y volteo de cilindros.....	42
Figura 9. Proceso de desarrollo de la VDI 2221	44
Figura 10. Fases del diseño de la VDI 2221	45
Figura 11. Abstracción de la necesidad (caja negra).....	47
Figura 12. Fijación de los procesos técnicos	48
Figura 13. Representación de la estructura de funciones (caja gris).....	48
Figura 14. Matriz morfológica.....	49
Figura 15. Solución 1	50
Figura 16. Solución 2	50
Figura 17. Solución 3	51
Figura 18. Evaluación técnico-económica.....	52
Figura 19. Modelo en 3D del dispositivo de levante y traslado de cilindros.....	53
Figura 20. Controles del dispositivo de levante y traslado de cilindros.....	54
Figura 21. Cilindro metálico de 55 galones.....	55
Figura 22. Diseño de viga en voladizo	56
Figura 23. Accesorio para sujeción de cilindro	56
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre.....	59
Figura 25. Diagrama de fuerzas cortantes de viga en voladizo	60
Figura 26. Diagrama momento flector de viga en voladizo	61
Figura 27. Perfil del soporte en voladizo.....	61
Figura 28. Análisis de marco soporte de viga en voladizo	65
Figura 29. Análisis de momento en la viga vertical.....	65
Figura 30. Diagrama de fuerzas cortantes de vigas verticales de apoyo.....	67
Figura 31. Diagrama de momento flector de vigas verticales de apoyo.....	67
Figura 32. Perfil de la viga vertical.....	68
Figura 33. Fuerzas que interactúan en el marco soporte	71
Figura 34. Fuerzas en la viga superior	71
Figura 35. Diagrama de fuerzas cortantes de viga marco de soporte superior	73

Figura 36. Diagrama de momento flector de viga marco de soporte superior.....	74
Figura 37. Sección de perfil del marco soporte superior.....	74
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de viga inferior de marco de soporte	78
Figura 39. Diagrama de fuerzas cortantes de viga marco de soporte inferior	80
Figura 40. Diagrama de momento flector de viga marco de soporte inferior.....	80
Figura 41. Sección de perfil del marco soporte inferior.....	81
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de viga central	84
Figura 43. Sección de perfil de viga central	85
Figura 44. Diagrama de fuerzas cortantes de viga central.....	87
Figura 45. Diagrama de momento flector de viga central	87
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre de vigas laterales inferiores.....	90
Figura 47. Sección de perfil de viga lateral inferior.....	91
Figura 48. Diagrama de fuerzas cortantes de viga lateral inferior	93
Figura 49. Diagrama de momento flector de viga lateral inferior.....	93
Figura 50. Esfuerzos en la carrilera de desplazamiento vertical.....	97
Figura 51. Aspecto transparente de estructura de desplazamiento vertical	97
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre viga vertical de carro de izaje.....	98
Figura 53. Diagrama de fuerzas cortantes de viga vertical carro de izaje	100
Figura 54. Diagrama de momento flector de viga vertical carro de izaje.....	100
Figura 55. Sección de perfil vertical de carrilera.....	101
Figura 56. Diagrama de cuerpo libre de vigas horizontales de carro de izaje	104
Figura 57. Diagrama de fuerzas cortantes de viga horizontal carro de izaje	106
Figura 58. Diagrama de momento flector de viga horizontal carro de izaje.....	106
Figura 59. Sección rectangular de viga horizontal.....	107
Figura 60. Diagrama de cuerpo libre de carrileras.....	110
Figura 61. Diagrama de cuerpo libre de sección superior de carrilera.....	112
Figura 62. Diagrama de fuerzas cortantes de carrilera U	113
Figura 63. Diagrama de momento flector de carrilera U.....	114
Figura 64. Sección de canal «U»	114
Figura 65. Medidas de sección «U».....	117
Figura 66. Diagrama de cuerpo libre de dispositivo	122
Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de dispositivo considerando el contrapeso.....	123
Figura 68. Fuerzas cortantes de viga voladizo.....	124
Figura 69. Momento flector máximo de viga en voladizo.....	125
Figura 70. La deflexión máxima es 1.76 mm	125
Figura 71. El esfuerzo máximo es 75.52 MPa.....	125
Figura 72. Fuerzas cortantes.....	126

Figura 73. Momentos flectores	127
Figura 74. La deformación máxima es 0.17 mm	127
Figura 75. El esfuerzo máximo es 73.9 MPa.....	128
Figura 76. Fuerzas cortantes en el marco soporte de viga en voladizo	128
Figura 77. Momento flector.....	129
Figura 78. La defeción máxima es de 0.6 mm	129
Figura 79. El esfuerzo máximo es 41.89 MPa.....	130
Figura 80. Fuerzas cortantes del marco soporte (inferior).....	130
Figura 81. Momentos flectores en marco soporte.....	131
Figura 82. La deformación máxima es 0.6 mm	131
Figura 83. El esfuerzo máximo 41.89 MPa	132
Figura 84. Fuerzas cortantes en viga central.....	132
Figura 85. Momentos flectores	133
Figura 86. La máxima deformación es 0.56 mm	133
Figura 87. Esfuerzo	134
Figura 88. Fuerzas cortantes en vigas laterales inferiores	134
Figura 89. Momento flector en vigas laterales inferiores	135
Figura 90. La deformación máxima tiene un valor de 2.4 mm.....	135
Figura 91. El esfuerzo máximo es 64.62 MPa.....	136
Figura 92. Fuerzas cortantes en perfil vertical de carro de izaje.....	136
Figura 93. Momentos flectores en perfil vertical de carro de izaje.....	137
Figura 94. La deformación máxima es 0.09 mm	137
Figura 95. El esfuerzo máximo es 89.57 MPa.....	138
Figura 96. Esfuerzo cortante en perfil horizontal de carro de izaje	138
Figura 97. Momentos flectores de perfil horizontal.....	139
Figura 98. La deformación máxima es 0.07 mm	139
Figura 99. El esfuerzo máximo es 64.99 MPa.....	140
Figura 100. La deformación máxima de las carrileras verticales es 3.3 mm.....	140
Figura 101. El esfuerzo máximo es 63.4 MPa.....	141
Figura 102. Piñón 40A20	142
Figura 103. Secciones dimensionales de la cadena de rodillos.....	142
Figura 104. Elementos de mando.....	146
Figura 105. Diagrama del circuito eléctrico.	146
Figura 106. Actuador DSM-HD	147
Figura 107. Esquema para cálculo de torque.....	148
Figura 108. Ángulo de giro.....	149
Figura 109. Momento torsor en el actuador rotatorio	150

Figura 110. Compresor de aire	154
Figura 111. Válvula distribuidora 4/3	154
Figura 112. Botón pulsador	155
Figura 113. Diagrama eléctrico de mando en neutro o reposo	155
Figura 114. Diagrama de mando de avance.....	156
Figura 115. Diagrama eléctrico de mando en retraído Fuente: Realizada en AutoCAD....	156
Figura 116. Diagrama eléctrico en normalmente abierto Fuente: Realizada en AutoCAD	156
Figura 117. Diagrama eléctrico del actuador rotatorio en sentido horario	157
Figura 118. Diagrama eléctrico del actuador rotatorio en sentido antihorario	157
Figura 119. Panel de control.....	158
Figura 120. Circuito eléctrico del sistema neumático	158

RESUMEN

El presente estudio tiene por objetivo general, diseñar un dispositivo que permita levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones, de manera práctica y segura, que se pueda aplicar en cualquier industria. Como herramienta de investigación tecnológica se utilizan los *softwares* AutoCAD e Inventor, siendo la metodología científica. El dimensionamiento de los componentes del dispositivo son el modelado y el análisis estructural. Teniendo como resultado el dispositivo con capacidad de cargar un cilindro de 250 kilos. Realizándose el dimensionamiento mecánico, eléctrico y neumático en actuadores, cadenas de leva, elementos de locomoción y elementos de fijación. Teniendo como resultados en la cadena de carga, un factor de seguridad de 7,8 para un soporte de 390 kg, el actuador vertical eléctrico con fuerza de levante de 2983.5 N inmerso dentro de los requerimientos de fuerza. Se utiliza una válvula de distribución 4/3 para la activación del actuador neumático, quien es el encargado de rotar el cilindro hasta un ángulo de 100°, el compresor de aire aporta 14,5 bar para un requerimiento de 10 bar, teniendo una holgura de 4,5 bar. Para el diseño mecánico se empleó tuberías rectangulares de 80 mm x 40 mm ASTM A500 de grado 33, con un factor de seguridad de 2,7 (siendo el factor de seguridad permisible de >1,7). En el análisis de elementos finitos se hizo los cálculos de esfuerzos de carga de 2746 N (280 kilogramos) y 2943 N (300 kilos), teniendo como resultados un análisis de esfuerzos en donde se determina que cumple con los parámetros permitidos de acuerdo a la metodología de Von Mises Stress siendo menor a 9.57 MPa. Los planos constructivos se realizaron en AutoCAD 2D e Inventor 3D, considerando el análisis de estabilidad de estructuras respecto a su centro de equilibrio.

Palabras claves: actuadores, análisis estructural, dimensionamiento, modelamiento

ABSTRACT

The general objective of this study is to design a device that allows us to lift and move 55-gallon oil cylinders in a practical and safe way, which can be applied in any industry. As a technological research tool, AutoCAD and Inventor software are used, being the scientific methodology. The dimensioning of the components of the device, are modeling and structural analysis. The result is a device with the capacity to load a cylinder of 250 kilos. The mechanical, electrical and pneumatic dimensioning of actuators, cam chains, locomotion elements and fastening elements was performed. The results for the load chain were a safety factor of 7.8 for a 390 kg support, the vertical electric actuator with a lifting force of 2983.5 N within the force requirements. A 4/3 distribution valve is used to activate the pneumatic actuator, which is in charge of rotating the cylinder up to an angle of 100°, the air compressor provides 14.5 bar for a requirement of 10 bar, having a clearance of 4.5 bar. For the mechanical design, 80mm x 40mm ASTM A500 grade 33 rectangular pipe was used, with a safety factor of 2.7 (the allowable safety factor being >1.7). In the finite element analysis, the load stress calculations of 2746N (280 kilograms) and 2943 N (300 kilograms) were made, resulting in a stress analysis where it is determined that it complies with the allowed parameters according to the Von Miss Stress methodology, being less than 9.57 MPa. The construction drawings were made in AutoCAD 2D and Inventor 3D, considering the stability analysis of structures with respect to their center of equilibrium.

Keywords: actuators, modeling, sizing, structural analysis

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación se desarrolla con el propósito de poder aportar con soluciones en los procesos de cambio de aceite en los vehículos de alto tonelaje, en los equipos industriales y equipos de plantas concentradoras.

En el mantenimiento de lubricantes, grasas y aceites, en maquinarias y equipos industriales y línea amarilla, las empresas adquieren estos cilindros de lubricantes, en contenedores de 55 galones en promedio, por lo que los almacenan.

Los movimientos logísticos de los cilindros incurren en movimientos mecánicos y empleo de personal para gestionarlos, lo que se incurre en costos operativos y demora de tiempos innecesarios. Por lo que el presente estudio se enfoca en aligerar los procesos logísticos de movimiento de cilindros de aceite en tiempos menores y con el empleo de un personal.

El dispositivo planteado en el presente estudio aporta en la movilización de los contenedores de aceite de 55 galones desde almacén a las áreas de cambio de aceites. El dispositivo es útil en las distintas industrias como la minería, alimentaria, pesquera, entre otras.

De acuerdo con los avances de tecnología en los procesos logísticos, hacen que las labores de izamiento de contenedores con volúmenes pesados se desarrollen de manera semiautomatizada, según la envergadura de cualquier industria, en donde los dispositivos de levante y traslado de cilindros van a variar de acuerdo a los requerimientos y dimensionamientos determinados en cada entidad.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1. Planteamiento y formulación del problema

Son varias las industrias que utilizan cilindros de aceite de 55 galones, los cuales son utilizados diariamente en las instalaciones de dichas industrias, esto indica que cada día que se requiera disponer del aceite se tiene que levantar, trasladar y manipular estos cilindros para poder hacer uso del contenido del cilindro que en este caso es el aceite (1).

Debido a que esta tarea es muy común en la minería y en cualquier industria que requiera usar hidrocarburos o químicos almacenados en cilindros de 55 galones, se observa con mucha concurrencia las malas prácticas que adoptan los colaboradores asignados en la tarea de levantar y trasladar estos cilindros, que en muchas veces están expuestos a riesgos disergonómicos y por consecuencia terminan adquiriendo lesiones musculoesqueléticas, generando días de descanso médico (2).

Considerando que para realizar esta tarea normalmente requiere de dispositivos costosos para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones y que requieren de mucho espacio para poder movilizarse y además se requiere de 2 o más personas para llevar a cabo esta labor. Con el diseño de este dispositivo se estaría eliminando todo lo antes mencionado, ya que permitirá hacer la tarea de manera rápida y segura (3).

Con este dispositivo se mejora el tiempo de movilización de un cilindro de 55 galones y con esto se optimiza la mantenibilidad de los equipos, se reduce el uso de recursos materiales, recurso humano y también se mejora la seguridad del que realiza esta tarea (4).

En el art. 114 del Reglamento de Seguridad y Salud Ocupacional en Minería establece que todo Sistema de Gestión deberá tomar en cuenta la interacción hombre-máquina-ambiente. Deberá identificar los factores, evaluar y controlar los riesgos disergonómicos de manera que la zona de trabajo sea segura, eficiente y cómoda, considerando los siguientes aspectos: diseño del lugar de trabajo, posición en el lugar de trabajo, manejo manual de cargas, carga límite recomendada, posicionamiento postural en los puestos de trabajo, movimiento repetitivo, ciclos de trabajo-descanso, sobrecarga perceptual y mental, equipos y herramientas en los puestos de trabajo (1).

1.1.1. Problema general

¿Cómo realizar el diseño de un dispositivo para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones?

1.1.2. Problemas específicos

- ¿Cómo dimensionar el dispositivo, mejorando las distancias requeridas para levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones?
- ¿Cómo se desarrolla el diseño estructural estableciendo parámetros operativos y desarrollo de diseño de control estableciendo la secuencia de funcionamiento?
- ¿Cómo modelar y analizar la estructura del dispositivo, considerando todos los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Diseñar un dispositivo para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones.

1.2.2. Objetivos específicos

- Dimensionar el dispositivo, mejorando las distancias requeridas para levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones.
- Desarrollar el diseño estructural estableciendo parámetros operativos y desarrollo de diseño de control estableciendo la secuencia de funcionamiento.
- Modelar y analizar la estructura del dispositivo, considerando todos los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño.

1.3. Justificación e importancia

- **Justificación técnica**

Cada vez todas las empresas de diferentes industrias requieren manipuladores de cilindros de 55 galones, por lo que es indispensable el diseño de un dispositivo para levantar y trasladar los cilindros o tambores de 55 galones con la seguridad, ergonomía y funcionalidad que es requerida por esta labor. Siendo una labor cotidiana en todas las tareas de mantenimiento de equipos, es de gran importancia desarrollar el diseño de un dispositivo que se ajuste a las necesidades de la tarea.

- **Justificación social**

Con un dispositivo sería más fácil y sencilla la tarea de levantar y trasladar los cilindros de 55 galones, evitando exponer al operador entrar en contacto con el cilindro y tomar riesgos disergonómicos, reduciendo los riesgos de sufrir lesiones y aplicando controles de ingeniería se puede lograr la optimización de tiempos y recursos.

- **Justificación económica**

La implementación del dispositivo en estudio va a aportar a reducir los tiempos de la tarea y directamente en los costos en cuanto a horas hombre y eficiencia del proceso determinado por ahorro de recursos en el proceso de manipulación.

- **Importancia**

La trascendencia del uso del presente dispositivo, aporta a la innovación tecnológica, en donde su operación es simple para la tarea a la cual está pensada, además de tener un mantenimiento simple del dispositivo, con soporte de repuestos y mano de obra calificada en la provincia de Arequipa.

El desarrollo del diseño de este dispositivo tiene como finalidad hacerlo extensivo a todas las empresas industriales, que aporten a la optimización de los procesos operativos.

Considerando el riesgo que tiene la tarea de trasladar un cilindro de aceite de 55 galones de forma manual, el diseño de este dispositivo prácticamente eliminaría peligros disergonómicos, accidentes y costos de operación significativos para las industrias.

1.4. Delimitación del proyecto

- **Delimitación temporal**

El estudio se realizó en un tiempo establecido de 8 meses, comprendido desde el 6 de agosto del 2022 hasta marzo del 2023.

- **Delimitación espacial**

El desarrollo del dispositivo se realiza en la provincia de Arequipa, donde se tienen los elementos y componentes necesarios para su desarrollo de cálculos y dimensionamiento.

1.5. Hipótesis y variables

1.5.1. Hipótesis general

Dado que existe un deficiente e inseguro proceso de traslado y manipulación de cilindros, es probable que el diseño de un dispositivo de levante y traslado de cilindros de aceite de 55 galones mejore su movilidad y manipulación.

1.5.2. Hipótesis específicas

- Es probable que se consiga dimensionar un dispositivo, optimizando las distancias requeridas para levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones.
- Es probable que se desarrolle el diseño estructural estableciendo parámetros operativos y desarrollo de diseño de control estableciendo la secuencia de funcionamiento.
- Es probable que se modele y analice la estructura del dispositivo, considerando todos los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño.

1.5.3. Variable independiente

Diseño de dispositivo

Para facilitar las operaciones manuales y de control del dispositivo en el cual se podrá utilizar las botoneras de manera práctica y segura.

Un dispositivo contiene controladores con pulsadores, interruptores de maniobra, y dispositivos análogos. Siendo los más empleados los pulsadores por ser compactos y de precio módico (5).

1.5.3.1. Dimensiones

- **Rediseño**

Se considera el rediseño de los componentes que son mecánicos para que puedan operar de una manera mecánica, hidráulica, eléctrica y neumática.

En el cual se evaluarán los siguientes indicadores:

- Sistemas mecánicos

- Sistema estructural

- Principio de funcionamiento

Es el modo particular que tiene todo artefacto para cumplir la tarea para la que fue diseñada.

En el cual se evaluaron los siguientes indicadores:

- Actuadores
- Motor eléctrico
- Compresor de aire

- Semiautomatización

Para facilitar la operación de un artefacto manual o mecánico, con la finalidad de facilitar la tarea de una manera práctica.

En el cual se evaluaron los siguientes indicadores:

- Tablero eléctrico
- Controles eléctricos

1.5.4. Variable dependiente

- **Para levantar y trasladar**

Para que sea factible el poder levantar un cilindro de 55 galones de aceite para luego ser trasladado y manipulado según requerimiento de la tarea.

El levante de cargas es una actividad mecánica que se ejecuta para mover objetos que no pueden ser trasladados manualmente por su complejidad y riesgo que conlleva la tarea.

1.5.4.1. Dimensiones

- Sistema de levante

Cilindro actuador eléctrico: carrera de 1000 mm

- Riel guía: cadena y piezas deslizantes

Sistema de rotación

- Actuador giratorio: de doble efecto, 10 bar.

Control de flujo: válvula neumática 4/3

- Sistema de traslado
Ruedas: ruedas tipo garrucha de polímero.
- Soporte de ruedas: soporte tipo cojinete
Sistema de agarre
- Prensa mecánica: esparrago con tuerca mariposa
Abrazadera: abrazadera manual con ajuste de gancho
- Estructura
Perfiles de acero: acero estructural A36

Tabla 1. Operacionalización de las variables

Variables	Dimensiones	Indicadores	Subindicadores
Diseño de Dispositivo. V. independiente	rediseño	Sistemas mecánicos	Izaje Traslación y rotación Perfiles de acero estructural
		Estructura	Elementos de máquina Compresor de 14 bar Motor eléctrico de 12 V
	Principio de funcionamiento	Dispositivo neumático	Desplazamiento y giratorio
		Motor eléctrico	Batería 12V y cables 4 Amp
	Semiautomatización	Actuadores	Pulsadores y conmutador DC
		Tablero eléctrico	
	Sistema de levante	Controles eléctricos	
		Cilindro actuador eléctrico	Carrera de 1000 mm
	Sistema de rotación	Riel guía	Cadena y deslizantes de doble efecto, 10 bar
		Actuador giratorio	Válvula neumática 4/3
Para levantar y trasladar V. dependiente	Sistema de traslado	Control de flujo	Ruedas tipo garrucha de polímero
		Ruedas	
	Sistema de agarre	Soporte de ruedas	Soporte tipo cojinete
		Prensa mecánica	Espárrago con tuerca mariposa
Estructura	Abrazadera	Abrazadera manual con ajuste de gancho	
		Perfiles de acero	Acero estructural A36

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la investigación

2.1.1. Antecedentes nacionales

En la tesis «Prototipo de un sistema mecatrónico para el posicionamiento y apilamiento automático de envases plásticos de cuatro litros empleando visión artificial en el sector manufacturero» (6), El objetivo de este proyecto fue desarrollar un prototipo mecatrónico destinado al posicionamiento y apilamiento automático de envases plásticos de cuatro litros. Se empleó visión artificial como herramienta para reconocer la posición y la forma de los envases en el sector manufacturero. Este enfoque busca reducir los altos costos de producción, mejorar la calidad y aumentar la competitividad de los productos. Para el diseño del sistema, se utilizaron diversas metodologías. VDI-2206, VDI-2221 y VDI-2225, permiten realizar el diseño de sistemas mecatrónicos de manera sistemática y ordenada. El resultado obtenido es una presión de 100 % el sistema permite un apilamiento a una velocidad de 6 envases por minuto. Gracias al desarrollo de este sistema mecatrónico, se logró eliminar por completo el trabajo manual operativo, alcanzando una reducción del 100%. Esto demuestra que el proyecto es totalmente viable y valida la hipótesis planteada al inicio de esta investigación. (6).

En el trabajo de investigación «Diseño de brazo para cambio de *linner* de molino de bolas de 16.5' x 24'», el objetivo fue realizar el diseño de un brazo hidráulico que manipule los *linner* de acero de 350 kg a una longitud de 3 m la que será operado por un mecánico para realizar los cambios de *linner* y así aprovechar sus beneficios. Para desarrollar se utilizó la metodología de diseño según la asociación de ingenieros alemanes VDI2222 y VDI2221 para

tener en claro las características técnicas por desarrollar en el diseño de dicho manipulador de *linner* de acero. Se llegó a la conclusión que con el proyecto es posible reducir los tiempos de enchaquetado de 39 horas a 32 horas, lo que se transforma en reducción de costos por servicio. Resulta viable la realización del proyecto porque el análisis de costo beneficio resulta en cifras favorables para la empresa, por cada servicio se gana aproximadamente \$ 8800.00, al invertir estos montos solo será suficiente 3 servicios para recuperar lo invertido (7).

En la tesis «Diseño de un brazo mecánico de una tonelada de carga y tres metros de elevación para la empresa Metarquel S. A. C.» (8). El objetivo fue diseñar un brazo mecánico adaptado a las necesidades específicas del taller de la empresa. metalmecánica Metarquel S. A. C. El objetivo fue diseñar un brazo mecánico para mejorar el tiempo de operación y las condiciones laborales en el taller de la empresa. Para determinar las dimensiones de los componentes del brazo, se analizaron dos casos críticos de posicionamiento de la carga. El primero se presentó durante la flexión máxima, cuando el brazo y el antebrazo son perpendiculares entre sí. Se concluyó que, para mover los elementos del mecanismo del brazo mecánico con una cadena cinemática abierta, se requieren dos cilindros hidráulicos: uno vertical con capacidad de 2000 kg, acompañado de una bomba de caudal de 17 l/min y un motor de 1.5 kW a 1500 RPM, para ajustar el nivel del brazo respecto al suelo. El segundo cilindro es horizontal, situado entre el brazo y el antebrazo, con capacidad de 500 kg, una bomba de caudal de 1.5 l/min y un motor de 0.25 kW a 1500 RPM para mover la articulación. Se realizó un análisis de esfuerzos en los componentes del brazo utilizando el software SolidWorks. Los factores de seguridad obtenidos fueron los siguientes: 1.54 para la columna principal, 1.69 para el soporte deslizante, 3.08 para el eje de la articulación, 1.43 para el brazo, 1.36 para el pin de articulación y 1.79 para el antebrazo. 2 (8).

2.1.2. Antecedentes internacionales

En la tesis «Diseño y modelado de una máquina herramienta, para el levantamiento y giro de motores Caterpillar para las reparaciones superiores y *overhaul*», el objetivo fue plantear el diseño de una máquina herramienta que facilite el proceso de reparación de motores Caterpillar, para los cuales se deben realizar las reparaciones superiores y *overhaul* garantizando un sistema seguro, eficaz, móvil y compacto. La metodología aplicada fue el método de reparación de motores estacionarios tanto en Colombia como en el mundo, de esta forma se plantean los requerimientos y parámetros de una máquina. El resultado desde un punto de vista financiero fue implementar la máquina herramienta diseñada puesto que su CAUE es menor que el CAUE del sistema actual, la implementación de esta propuesta proporcionaría un ahorro en costos de 71.18 % frente al sistema de reparación actual, este ahorro es originado

principalmente en la disminución del costo de operación y la ganancia del activo al final de su vida útil. En conclusión, se logró un ahorro del 72 % con respecto al método actual de reparación, el análisis financiero de la máquina supe los servicios que actualmente deben ser alquilados o contratados (9).

En el trabajo de investigación «Diseño de un mecanismo de soporte corporal para reentrenamiento de la marcha», el objetivo fue diseñar un dispositivo de soporte de peso corporal enfocado en la rehabilitación de marcha, asequible para todos los espacios que realizan rehabilitación física. Este proyecto diseñó un mecanismo de soporte de peso corporal para el reentrenamiento de la marcha con el fin de garantizar la seguridad, autonomía del paciente y también del personal encargado de realizar la terapia. Como conclusiones se obtuvieron los cálculos del factor de seguridad por método probabilístico, se encontró que el resultado no pertenece a los números reales, por lo tanto, fue complejo determinar el factor de seguridad para materiales de acero ANSI 304 y Aluminio 1060, por consiguiente, se decidió llevar a cabo la proximidad del cálculo del factor de seguridad, empleando el análisis de elementos finitos en el *software* SolidWorks en el cual se desarrollaron 11 análisis variando cargas, encontrando que los datos de factor de seguridad se estabilizan en 0.25 y 1.7 para los parámetros de carga máxima y nominal para el aluminio y para el acero 304 los valores se estabilizan en 2.0 y 13 para los parámetros de carga máxima y nominal respectivamente, esto quiere decir que para la elaboración del dispositivo debe utilizarse acero inoxidable 304 con tubería rectangular 80 x 40 con espesor de 3 mm, con 4 ruedas con frenos de capacidad de 300 lb cada una, cable de acero flexible de 6 mm con 400 kg de capacidad de carga (10).

En la investigación «Diseño y construcción de un montacargas de elevación hidráulica» (11), el objetivo fue el diseño y construcción de un montacargas de elevación hidráulica con las características específicas de funcionamiento en el laboratorio de sistemas dinámicos de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira. El resultado Se trata de un montacargas con una capacidad máxima de elevación de 250 kg, capaz de alcanzar una velocidad de 4 m/s hasta una altura de 1,5 metros. Su punto más alto se encuentra a 2 metros del nivel del suelo, y sus dimensiones son 0,63 metros de ancho por 1,15 metros de largo, lo que facilita el desplazamiento de cargas a través de las distintas áreas del laboratorio. En conclusión, se verificó que el montacargas es adecuado en cuanto a su capacidad y las características del laboratorio. Se comprobó que puede elevar cargas entre 120 kg y 250 kg con diferentes dimensiones sin presentar inconvenientes durante su transporte. (11).

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Principios para el diseño de maquinaria

Para realizar el diseño mecánico es esencial evaluar las diversas teorías de falla de los diversos materiales en los que se les ejerce cargas, las teorías se adecuan con mayor énfasis a información experimental, en donde se considera que el material estructural es de consistencia homogénea e isotrópico.

2.2.1.1. Teoría de la energía de distorsión

Es la teoría de Von Mises, direccionada para materiales estructurales que sean maleables y homogéneos, en donde tienen comportamiento similar en cuanto a tracción y compresión, determinando que las resistencias a la tensión son incrementales respecto a las resistencias al corte. La teoría de la energía de la distorsión detecta las fallas de esfuerzo de corte (12).

La teoría de Von Mises, también conocida como la teoría de la fluencia de Von Mises, es un criterio utilizado en mecánica de materiales para determinar si un material dúctil va a fallar bajo cargas complejas. Este criterio se basa en el concepto de que un material comienza a deformarse plásticamente cuando el esfuerzo equivalente (o esfuerzo de Von Mises) excede el límite de fluencia del material (12).

2.2.1.2. Esfuerzo efectivo

Cuando se tiene una carga con esfuerzos conjugados, como la tensión y el cortante que actúan en la misma zona, es fundamental calcular el esfuerzo efectivo combinado. Este análisis permite determinar el esfuerzo normal puro del elemento en prueba. Desde el enfoque del esfuerzo efectivo, se considera válido si la fuerza actúa sobre una única área (12).

Este cálculo es crucial para evaluar el comportamiento del material bajo condiciones de carga complejas y asegurar que no se excedan los límites de fluencia, evitando así fallas o deformaciones indeseadas en el componente.

También el cálculo de esfuerzo efectivo varía de acuerdo a la calidad del material en cuanto a lo frágil y maleable que este pueda ser (12).

En el caso de material maleable homogéneos, la teoría de Von Mises se aplica con las ecuaciones, así como, por medio de los esfuerzos esenciales producto de los esfuerzos (ecuación 1), con esta estimación del esfuerzo efectivo La combinación de esfuerzos aplicados en una área se puede transformar en un valor de esfuerzo común, lo que permite compararlo

con el límite de resistencia del material. Este enfoque facilita el cálculo del factor de seguridad, que se define como la relación entre la resistencia del material y el esfuerzo efectivo aplicado (12).

El factor de seguridad es crucial para evaluar la seguridad y la fiabilidad de un componente, asegurando que pueda soportar las cargas previstas sin fallar. De esta manera, se pueden tomar decisiones informadas sobre el diseño y la selección de materiales. (12).

Ecuación 1. Esfuerzo equivalente de von Mises

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad 1$$

Si se considera materiales maleables con cargas estáticas ejercidas, entonces la resistencia que se quiere es para materiales débiles y no homogéneos, el esfuerzo efectivo resultante se compara con la resistencia última a la tracción del material. Esta comparación permite determinar el factor de seguridad, que es esencial para garantizar que el material pueda soportar las cargas aplicadas sin experimentar fallas. Al establecer esta relación, se pueden evaluar de manera efectiva las condiciones de diseño y asegurar la integridad estructural bajo condiciones de carga adversas, con la ecuación 2.

Ecuación 2. Resistencia a la fluencia por tracción

$$N = \frac{S_y}{\sigma^f} \quad 2$$

Para poder determinar la falla de carga estática se realiza el análisis por fases, como se tiene en la figura 1 (12).

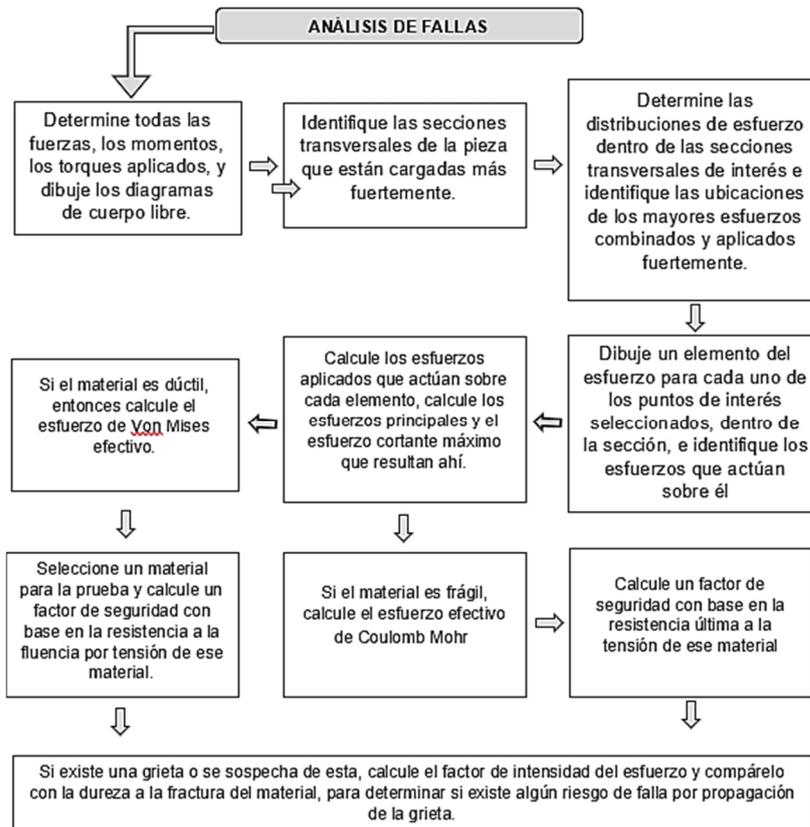


Figura 1. Proceso de análisis de falla para carga estática
 Nota: Adaptado de Norton (12)

2.2.2. Actuadores y válvulas

Son dispositivos inherentemente mecánicos cuya función es proporcionar fuerza para mover o actuar otro dispositivo. La fuerza que provoca el actuador proviene de tres fuentes posibles: presión neumática, presión hidráulica, y fuerza motriz eléctrica (motor eléctrico o solenoide). Dependiendo del origen de la fuerza el actuador se denomina «neumático», «hidráulico» o «eléctrico» (13).

Tabla 2. Comparativo de sistemas neumáticos, hidráulicos y eléctricos

Actividades	Neumático	Sistemas Hidráulico	Eléctrico
Costo de alimentación	Muy elevado	Elevado	De acuerdo a la disponibilidad
Movimiento lineal	Cilindros: Fuerza limitada. Velocidad depende de la carga.	Cilindros: Alto control de velocidad. Fuerza elevada.	Cilindros: Buen control de velocidad
Movimiento giratorio	Simple, poco eficiente, requiere velocidad	Simple, por alto, baja velocidad	Simple, por alto, cualquier velocidad
Consecuencia por fugas	Reducción de energía	Derrame contaminante	Corto circuito
Acumulación de energía	Fácil	Limitado	Fácil
Transmisión de energía	Hasta 1 000 m: Caudal: $v=20-40$ m/s. Velocidad de señal: 20-40 m/s.	Hasta 1 000 m: Caudal: $v=2-6$ m/s. Velocidad de señal: Hasta 1 00 m/s.	Limitado
Efectos por el ambiente	No afecto a la temperatura, a prueba de explosiones	Sensible a cambios de T° , riesgo de incendio por derrames.	Potencia fluctuante por elevadas T° y m.s.n.m.
Velocidad de operación	$V = 1,5$ m/s	$V = 0,5$ m/s	—
Precisión de posicionamiento	1/10 mm sin carga	A 1 mm	1/100 mm dependiente de los componentes
Estabilidad	Reducida, por ser aire compresible	Elevada, más que el neumático.	Elevada, dependiente de la red de tensión disponible
Fuerzas	Limitada por presión neumática y \varnothing cilindro ($F= 30$ kN a 6 bar)	Presiones altas hasta 600 bar y llegan a fuerzas de 3 000 kN	Supeditado a la transmisión mecánica aportada

Fuente: Comparativo de sistemas neumáticos, hidráulicos y eléctricos
Adaptado de «Neumática e hidráulica» (14)

2.2.2.1. Actuator lineal

Un actuador lineal es aquel que cuando es conducido por un movimiento no-lineal (rotatorio), crea un movimiento lineal (en oposición al movimiento rotatorio, por ejemplo, de un motor eléctrico) (15).

En los actuadores lineales existen los siguientes tipos:

- Actuadores mecánicos: los actuadores mecánicos lineales operan por la conversión del movimiento rotatorio en movimiento lineal.
- Actuadores neumáticos: neumáticos actuadores o cilindros neumáticos, son similares a los actuadores hidráulicos, salvo que se usa gas comprimido para proporcionar la presión en vez de un líquido.

- Actuadores piezoeléctricos: el efecto piezoeléctrico es una propiedad de ciertos materiales en los que la aplicación de un voltaje a la materia hace que se expanda. Un muy alto voltaje corresponde a tan solo una pequeña expansión.
- Actuadores eléctricos: actuadores electromecánicos son similares a los actuadores mecánicos, excepto que el botón de control o el mango se sustituye por un motor eléctrico. El movimiento rotatorio del motor se convierte en el desplazamiento lineal del actuador.

Nota: dado que en este trabajo se utiliza un actuador lineal eléctrico, se abordó más a fondo sobre este tipo de actuador.

- Actuador lineal eléctrico

Se le da el nombre de actuador eléctrico cuando se usa la energía eléctrica para que se ejecuten sus movimientos. Los actuadores eléctricos se utilizan para robots de tamaño mediano, por ejemplo, ya que estos no requieren de tanta velocidad ni potencia como los robots diseñados para funcionar con actuadores hidráulicos. Los robots que usan la energía eléctrica se caracterizan por una mayor exactitud y repetitividad (16).

Actuadores eléctricos o electromecánicos son similares a los actuadores mecánicos, excepto que el botón de control o el mango se sustituyen por un motor eléctrico. El movimiento rotatorio del motor se convierte en el desplazamiento lineal del actuador. Hay muchos diseños modernos de actuadores lineales y cada empresa que los fabrica tiende a tener su propio método. La mayoría de los actuadores actuales están contruidos ya sea para la alta velocidad, alta fuerza, o un compromiso entre los dos. Al considerar un actuador para una aplicación en particular, las especificaciones más importantes son típicamente de viaje, velocidad, fuerza, precisión y tiempo de vida (15).

En los actuadores eléctricos los motores que se utilizan son:

- Motores de corriente directa
- Motores paso a paso
- Motores de corriente alterna

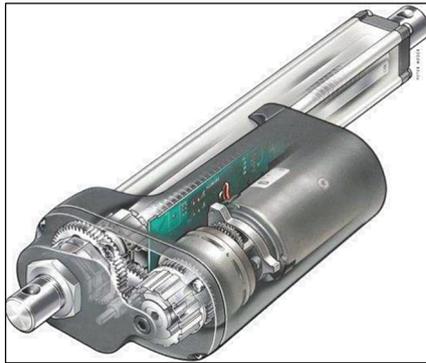


Figura 2. Actuador lineal eléctrico
Fuente: Adaptada de Linak (17)

- Forma de trabajo

El proceso bajo control, la acción que se tiene que llevar a cabo y la velocidad con que esta deba realizarse, son factores que influyen en la clase de actuador que se ha de utilizar. Los sistemas de acondicionamiento eléctrico han llegado a ser los que más predominan en los ambientes robóticos industriales. Aunque no proporcionan la velocidad o la potencia de los sistemas hidráulicos, los dispositivos eléctricos ofrecen una mayor exactitud y repetitividad, necesitan de un menor espacio de piso y, como consecuencia, son muy adecuados para el trabajo preciso, como el ensamblaje.

Tabla 3. Comparativo de sistemas neumáticos, hidráulicos y eléctricos

Actuador eléctrico	
Ventajas	Desventajas
Precisos	Potencia limitada
Fácil control	-
Fácil control	-
Sencilla instalación	-
Silenciosos	-

2.2.2.2. Actuador rotatorio

El objetivo del actuador rotatorio es generar un movimiento giratorio. El movimiento debe estar limitado a un ángulo máximo de rotación. Normalmente se habla de actuadores de cuarto de vuelta o 90°, fracción de vuelta para ángulos diferentes a 90°, por ejemplo 180°; y de actuadores multivuelta, para válvulas lineales que poseen un eje de tornillo o que requieren de múltiples vueltas para ser actuados. La variable básica que se toma en cuenta en un actuador rotatorio es el torque o par también llamado momento (18).

Tabla 4. Comparación entre tres tipos de actuadores rotatorios

	Actuador neumático	Actuador eléctrico	Actuador hidráulico
Fuerza generadora de movimiento	Presión de aire	Energía eléctrica	Presión hidráulica
Elemento motriz	Émbolo, pistón o veleta	Motor Eléctrico	Émbolo, pistón o veleta
Transmisión de fuerza o torque	Eje o cremallera	Reductor	Eje
Conversión mecánica	Yugo o piñón	Reductor	Yugo o piñón



Figura 3. Actuador giratorio DSM
Fuente: Adaptada de Festo (19)

2.2.2.3. Válvulas

Son aquellas que se encargan del dominio de la direccionalidad, las cuales son aplicadas para poder permutar y dominar un determinado flujo en un sistema hidráulico o neumático permitiendo determinar el sentido de accionado del actuador: los símbolos del circuito son compatibles respecto a las válvulas neumáticas regidas por la normativa DIN-ISO 1219 y CETOP (14).

Tabla 5. Simbología de válvulas de distribución

ISO 1219 Alfabética	CETOP Numérica	Acción
P	1	Nexo de alimentación del fluido hidráulico
A	2	Viaductos de trabajo
B	4	Viaductos de trabajo
C	6	Viaductos de trabajo
R	3	Aberturas de eliminación o escape
S	5	Aberturas de eliminación o escape
T	7	Aberturas de eliminación o escape
X	12	Viaducto de control, guía o activación.
Y	14	Viaducto de control, guía o activación.
Z	16	Viaducto de control, guía o activación.
L	9	Fuga

Fuente: Adaptada de «Neumática e hidráulica» (14)

- Válvula antirretorno

Dispositivo que tiene la función de acceder al flujo de caudal en una dirección, evitando el paso del fluido en sentido inverso, comúnmente se le llama válvula *check*.

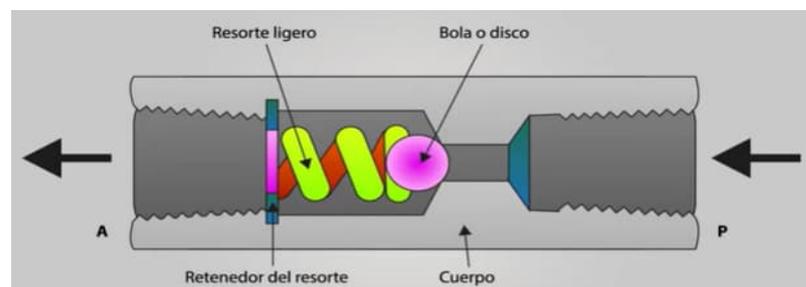


Figura 4. Válvula antirretorno
Fuente: Adaptada de «Hidráulica Básica» (20)

- Válvula distribuidora de fluido neumático e hidráulico

Es aquella válvula que presenta cuatro vías y establece tres posturas. Permite tener el control del inicio, la direccionalidad y la detención del flujo del caudal del actuador. El estado o postura de inicio es en el centro, lo que conlleva a que los viaductos estén cerrados, ahora el accionamiento para las posiciones de apertura y cierre se hacen de modo manual.

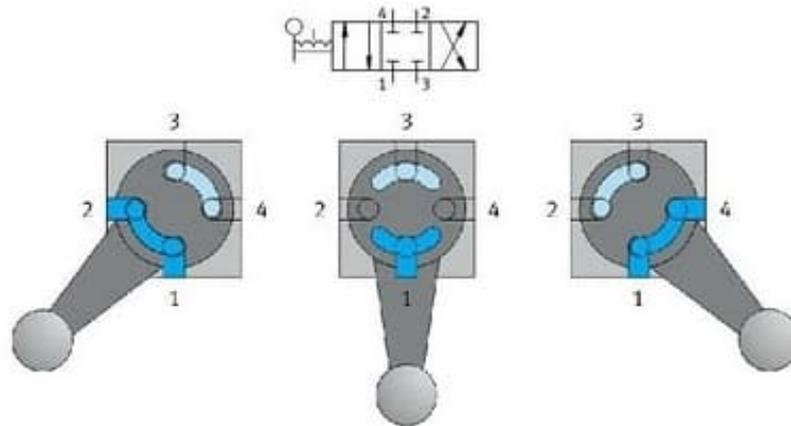


Figura 5. Válvula 4/3
Válvula empleada en la distribución del fluido hidráulico y aire comprimido (neumático)
Adaptado de «Neumática e hidráulica» (14)

- Válvula distribuidora neumática

El control del aire comprimido se da por medio de las válvulas, el control del funcionamiento del circuito neumático para la apertura y cierre y el direccionamiento.

Siendo su misión de dirigir de modo adecuado el aire comprimido para promover el avance o retroceso de giro del actuador neumático de giro. Teniendo una función de interruptores y conmutadores de los circuitos neumáticos (21).

- Válvula de seguridad

Válvula empleada con fin de salvaguardar el sistema en caso de la ocurrencia de una sobrecarga de presión, posee regulador de presión, cuando se llega al límite permitido la válvula produce el desfogue de presión, regresando el fluido al tanque de almacenamiento.

- Viaductos

Son aquellos componentes cuya función es transportar fluido neumático e hidráulico producido por un compresor o bomba, en donde el fluido circula de un elemento a otro, teniendo conexión el sistema consta de válvulas y actuadores que están interconectados con el tanque de depósito. Estos componentes permiten un control preciso del flujo y la presión del fluido, asegurando un funcionamiento eficiente. Además, los viaductos facilitan el transporte del fluido entre diferentes partes del sistema, optimizando la distribución y el acceso a los recursos necesarios pueden ser de naturaleza rígida o flexible, con acoples y placas de conexión (22).

- Ductos rígidos

Son aquellos viaductos de material de acero o hierro, siendo las uniones entre ellos por medio de soldadura o con conectores universales como con uniones roscadas; se tienen dos

tipos de ductos de acuerdo a su diámetro y unidades de medida como son los viaductos «piping» con diámetros nominales en pulgadas, y los viaductos «tubing» dado su diámetro externo en milímetros o pulgadas precisas; los viaductos tienen grosores diversos para un mismo diámetro de viaducto, lo que se denomina como *Schedule*, por lo que un tubo del mismo diámetro, pero con un *Schedule* mayor a otro tendrá un grosor superior de las paredes del viaducto (22).

- Ductos flexibles

Son viaductos empleados cuando la labor se da en movimiento, o presencia de vibraciones, cuyo fin es de aminorar los incrementos fortuitos de presión; compuestas de láminas de caucho sintético con láminas intercaladas de enmallado de alambre con el fin de darles resistencia, la capa externa conformada de caucho de protección de malla y del ambiente y la zona interna fabricada con elementos compatibles con el fluido hidráulico. La instalación de mangueras debe contemplar no tener secciones tensionadas o de curvaturas abruptas, además se debe contemplar aditamentos de protección de los viaductos frente a roces o choques con otros elementos (22).

2.2.3. Diseño eléctrico

El diseño del circuito eléctrico se realiza teniendo en cuenta las especificaciones particulares de cada componente. Esto incluye las corrientes nominales de las cargas, así como el grado de corriente de cortocircuito y la clase de elementos de protección. Con esta información, es posible calcular la sección adecuada de los cables conductores del circuito, asegurando así un funcionamiento seguro y eficiente del sistema eléctrico. (23).

2.2.3.1. Protección contra sobrecorrientes

Se incluye un dispositivo de protección en el origen del cortocircuito en estudio. Para establecer la corriente de cortocircuito y evaluar la capacidad de resistencia térmica y electrodinámica del circuito, es necesario realizar cálculos que permitan determinar la sección adecuada del conductor. Esto asegura que el sistema pueda manejar situaciones de fallo sin comprometer su integridad ni la seguridad de los componentes. (23).

2.2.4. Diseño del circuito de control

El diseño del circuito eléctrico y neumático requiere de un control eficiente, por lo que se consideran los siguientes aspectos:

- Cometidos necesarios para cumplir con los requerimientos.

- Componentes necesarios para ejecutar la función.
- El sistema de control de los actuadores incluye componentes como válvulas de distribución y otros elementos de control.
- Modos de conexión de los actuadores y las válvulas.
- Generación de la presión neumática respecto a las unidades de mantenimiento como son los filtros y lubricadores.
- Secuencia de procesos y emisión de señales.

2.2.4.1. Método paso a paso

En donde un grupo se activa por el grupo antecesor y desactiva el siguiente, en donde se determina la secuencia de movimientos por ejecutar, en caso de repetir la secuencia se emplea de una a más válvulas simultaneas e intercaladas antes de la válvula de distribución que corresponda.

2.2.5. Control semiautomático

Son aquellos controladores, los cuales se encuentran conformados por un arrancador electromagnético y algunos elementos pilotos manuales como son los pulsadores, accionadores de maniobra y dispositivos análogos. Los más utilizados son los pulsadores por ser de bajo costo y de tamaño compacto (24).

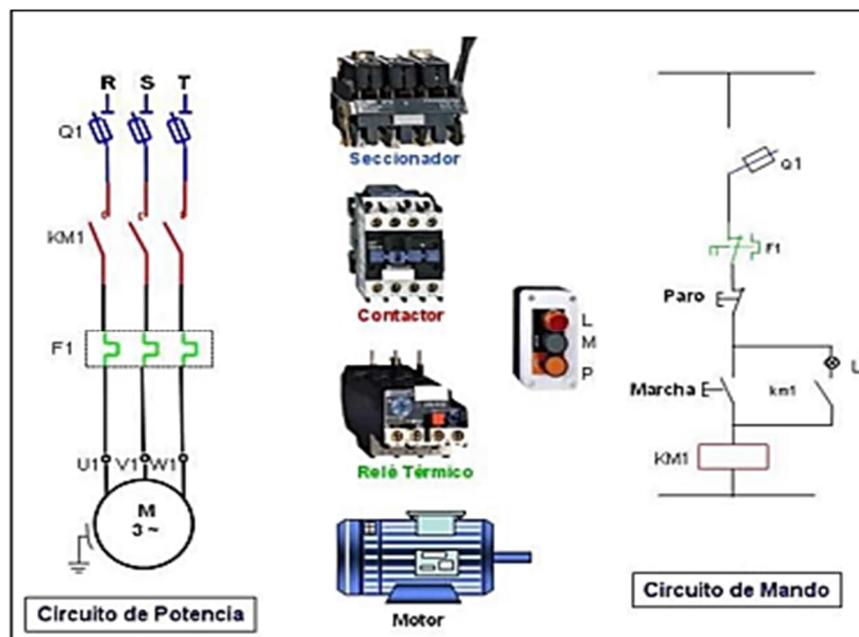


Figura 6. Control semiautomático
 Fuente: Adaptada de «Controles eléctricos» (24)

En el sistema de control semiautomático los dispositivos piloto son habilitados de modo manual y el arrancador del motor es de índole electromagnético (24).

2.2.6. Normativa legal

- DIN – ISO 1219: Simbología gráfica para equipamientos hidráulicos, siendo su interpretación funcional (25).
- CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleo hidráulicas y Neumáticas: Organismos internacional que resguarda la normalización de los símbolos (26).
- Norma ASTM A-501: Norma para tubos HSS de sección cuadrada y rectangular.
- Norma ASA 40: Norma de Estados Unidos y a nivel internacional, regido por la American Standar Association (ASA), actualmente su nombre es ANSI, el cual estuvo como soporte para la elaboración de la sensibilidad ISO (27).

2.2.7. Definición de términos básicos

- Control semiautomático

Utilizado esencialmente para posibilitar las diversas maniobras mediante comandos y aportar a facilitar procesos en locaciones o elementos en donde el control manual no es posible o se debe ejercer mayor esfuerzo.

- Fuerza

Genéricamente es el movimiento que produce cambios en el desplazamiento o en la composición de un componente. La fuerza en el campo de la física es una medición vectorial que manifiesta toda acción que logra cambiar el estado de movimiento o de letargo de un elemento, así como de generar una deformación (28).

- Momento de una fuerza

Momento es la potencia de la fuerza con la que se pretende que gire un elemento rígido, A mayor fuerza incidida se incrementa el momento. El momento de fuerza se determina por el resultado vectorial que se suscita entre la fuerza incidida y el vector distancia (29).

- Esfuerzos de flexión

Es el esfuerzo producto de la aplicación de fuerzas en dirección perpendicular al eje primario del componente que propende doblarlo. En donde la flexión ocasiona compresión en el área cóncava del componente y ocasionando tracción en la sección opuesta (convexo) (30).

- Deflexión de vigas

También denominado pandeo, es un fenómeno que se produce cuando los elementos se les aplica una fuerza que los aprisiona produciendo deformaciones elásticas, lo que comprende un movimiento perpendicular al vástago al que se le aplica la compresión (31).

- *Software inventor*

Es un *software* CAD 3D, el cual proporciona herramientas para diseños mecánicos en 3D, sustentación y la simulación. Provee diseños de parámetros, de modo libre y con base en lineamientos, el cual tiene herramientas incluidas para láminas de metal, diseño de estructuras, viaductos, cables, simulaciones, entre otros (32).

CAPÍTULO III

MÉTODOLÓGÍA

3.1. Método, tipo o alcance de la investigación

3.1.1. Método de la investigación

En el presente estudio se empleó el método científico, con tipo aplicativo y de alcance descriptivo, debido a que el estudio se desarrolla con base en cálculos, simulaciones, entre otros componentes, que se diseñan con base en los estudios previos determinando el correcto funcionamiento del dispositivo de izaje y traslado (33).

3.1.2. Tipo de investigación

- La investigación es de desarrollo tecnológico descriptivo también llamado desarrollo, busca como fin la creación de nuevas tecnologías, como artefactos, procesos con la finalidad de obtener un beneficio, al ser ofrecidos al mercado y obtener un beneficio económico (18).

- Con el desarrollo de este diseño de un «dispositivo para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones» se implementa el dispositivo para mejorar la manipulación de cilindros de 55 galones, dando a conocer técnicas apropiadas para el izaje y su traslado. De esta manera, optimizar las actividades que demanda la tarea.

3.1.3. Población y muestra

- Población

Estadísticamente, se define una población como un conjunto finito o infinito de personas, casos o elementos que comparten características comunes. En esta investigación, la población se refiere a los dispositivos utilizados para el traslado de cilindros en las áreas de mantenimiento mecánico eléctrico y en los almacenes de la empresa.

Los dispositivos para trasladar los cilindros son de tipo manual, se utilizan carretillas para el transporte de los cilindros.

Los modelos utilizados son:

Carretilla de carga para bidones de aceite

Figura 7 carretilla para transporte de cilindros



Tomado de: <https://handle-it.es/carretilla-de-carga-para-bidones-de-aceite/>

Carretilla transportadora y volcadora de cilindros metálicos

Figura 8 carretilla para transporte y volteo de cilindros



Tomado de: <https://megasupplyperu.com/productos-de-seguridad-industrial/carretilla-transportadora-y-volcadora-de-cilindros-metalicos/>

- Muestra

La muestra es, esencialmente, un subgrupo de la población. Se trata de un subconjunto de elementos que comparten las características definidas de la población en cuestión. Este enfoque permite realizar análisis y obtener conclusiones sin necesidad de estudiar a toda la población, facilitando así la investigación y la toma de decisiones.

Como muestra se tomó una cantidad finita de la población que en el presente caso son los trabajadores de mantenimiento mecánico eléctrico y de almacenes, como se trata de una cantidad pequeña se procede a tomar como muestra a todo el personal (30 personas).

3.1.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

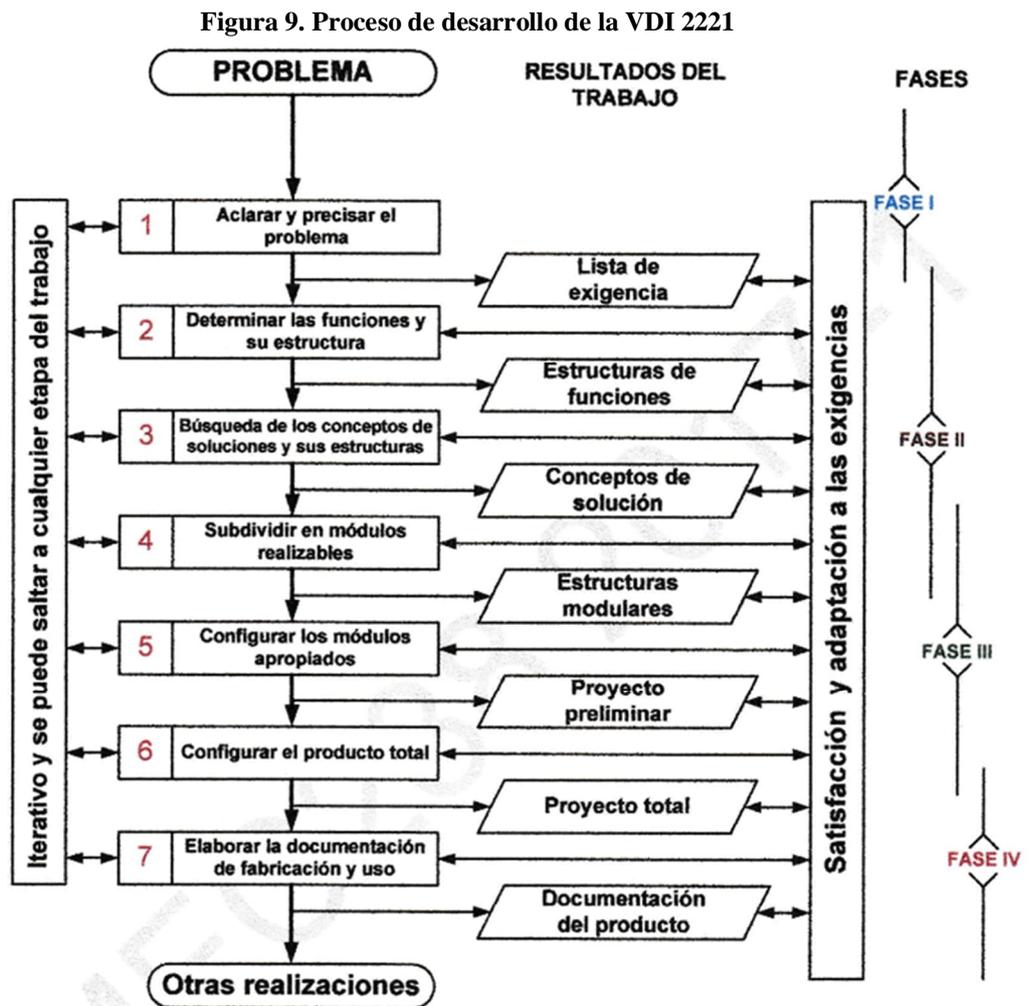
Para el desarrollo del estudio se aplicó el método científico, en este caso en específico se desarrolló en el software Inventor. Adicionalmente se aplicó la técnica de la observación para analizar la información obtenida del modelado del dispositivo.

Se consideró como materiales a todos los elementos utilizados en el análisis de la información durante el desarrollo del modelado del dispositivo. Para este caso en específico son necesarios cuadernos de apuntes para la recolección de datos, software AutoCAD para realizar dibujos en 2D, software Autodesk Inventor para realizar dibujos 3D y análisis estructural, también es necesario una computadora con la capacidad de efectuar trabajos de diseño y modelado, adicionalmente el uso de internet para la búsqueda de información es indispensable.

El método de investigación utilizado es el VDI 2221 (Verein Deutscher Ingenieure), desarrollado por la Asociación de Ingenieros Alemanes (VDI). Este método es valioso porque esquematiza la secuencia del diseño de manera jerárquica y ordenada, dividiéndola en etapas y fases. Además, presenta la ventaja de no requerir una experiencia previa significativa por parte del diseñador, ya que lo guía a buscar criterios de evaluación que facilitan la optimización de recursos. (24).

La metodología empleada es la VDI 2221, 2225, la esencia de la norma es determinar una secuencia de pasos determinados que permite realizar un desarrollo adecuado para el proceso del diseño mecánico, planteando la necesidad, se realiza la abstracción de dicha necesidad por medio de la caja negra, se establece la estructura de funciones (caja gris), planteando la lista de exigencias que se toma en consideración para el diseño y también las necesidades que debe de cubrir el equipo por diseñar, plantea la matriz morfológica en donde se plantea las posibles soluciones tomando en cuenta las

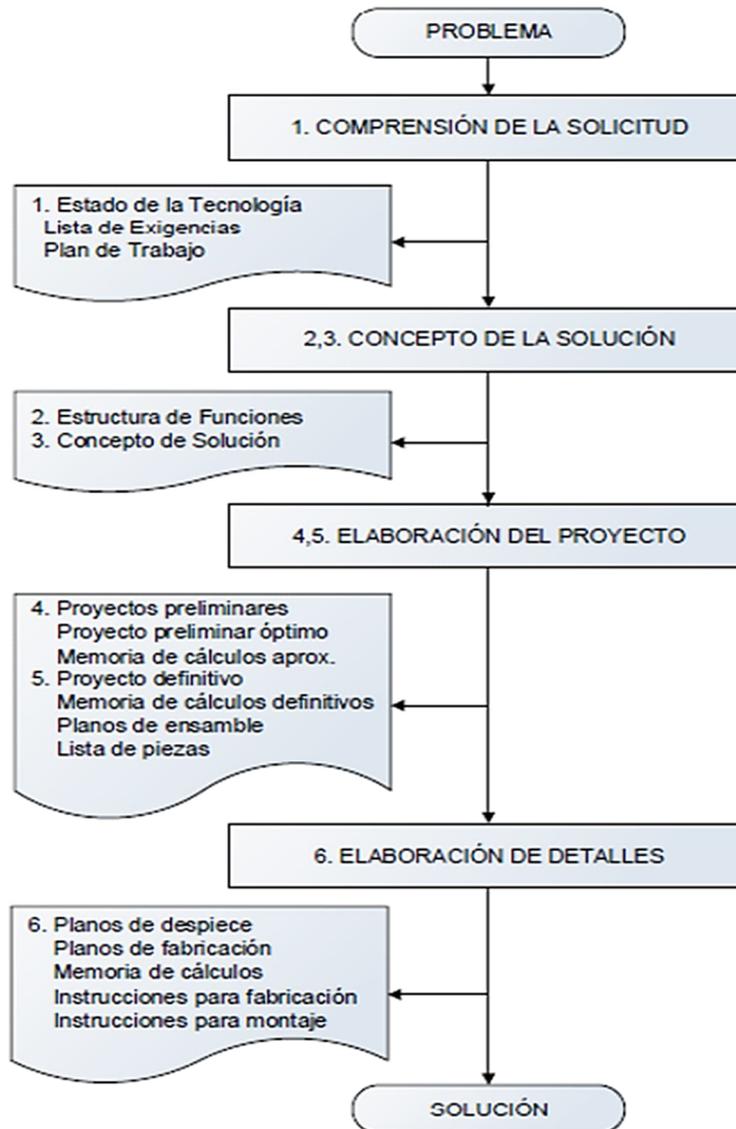
necesidades que debe de cumplir el diseño, se plantea las soluciones de forma textual, se procede a realizar la evaluación técnica y se plantea los criterios de análisis para realizar la evaluación técnica, de igual forma se realiza la evaluación económica y, finalmente, se selecciona la solución óptima que cumple con la lista de exigencias, matriz morfológica, evaluación técnico-económica.



Fuente: Adaptada de Barriga (34)

El método comprende 4 fases basadas en 7 etapas de desarrollo, la primera fase desarrolla la información basada en la etapa 1; la segunda fase desarrolla la creación del diseño basada en las etapas 2, 3 y 4; la tercera fase desarrolla la elaboración del proyecto basada en la etapa 5 y 6, y por último la cuarta fase desarrolla la elaboración de ingeniería de detalles basada en la etapa 7.

Figura 10. Fases del diseño de la VDI 2221



Fuente: Adaptada de Barriga (34)

3.2. Materiales y métodos

3.2.1. Desarrollo del diseño metodológico de la investigación

Se desarrolló la metodología VDI 2221 según los requerimientos del presente diseño.

3.2.1.1. Lista de exigencias

- Levantar y trasladar cilindros de 55 galones, como mínimo, de una manera semiautomática.
- Optimización del tiempo en la tarea de levante y traslado.
- Mejorar el proceso de manipulación de los cilindros.
- La fuente de energía debe ser corriente continua 12 V.

- Los mecanismos móviles deben estar protegidos con guardas de seguridad.
- El dispositivo debe de controlarse con pulsadores eléctricos.
- El dispositivo debe tener un bloqueo de seguridad para cargas suspendidas.
- El dispositivo debe ser de fácil operación.
- El diseño considera una altura prudente para el apilado de cilindros.
- El cilindro hidráulico debe tener la fuerza necesaria para levantar un cilindro de 55 galones.
- El dispositivo deberá tener un área mínima de acción.
- La sujeción del cilindro deberá ser manual.
- El dispositivo debe ser de fácil mantenimiento.
- Requiere de entrenamiento previo para la operación.
- La manipulación del cilindro deberá ser por unidad.
- Disponibilidad de materiales en el mercado local para su fabricación.
- El dispositivo contará con alarma de movimiento.
- El costo del diseño será menor a S/ 7000.00.

Desarrollo de la lista de exigencias

Tabla 6. Lista de exigencias

Lista de exigencias		Universidad Continental		
Diseño de dispositivo para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones		Facultad de Ingeniería EAP Ingeniería Mecánica		Fecha: 15/03/2023
		Área de Diseño		Autor Rogelio Gallegos
N.º	Características	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
1	Función Principal	E	Levantar y trasladar cilindros de 55 galones, como mínimo, de una manera semiautomática.	Rogelio Gallegos
2	Función	D	Optimización del tiempo en la tarea de levante y traslado.	Rogelio Gallegos
3	Función	D	Mejorar el proceso de manipulación de los cilindros	Rogelio Gallegos
4	Energía	E	La fuente de energía debe ser corriente continua 12V	Rogelio Gallegos
5	Mecánico	D	Los mecanismos móviles deben estar protegidos con guardas de seguridad	Rogelio Gallegos
6	Control	E	El dispositivo debe de controlarse con pulsadores eléctricos	Rogelio Gallegos
7	Seguridad	E	El dispositivo debe tener un bloqueo de seguridad para cargas suspendidas	Rogelio Gallegos

8	Ergonomía	D	El dispositivo debe ser de fácil operación	Rogelio Gallegos
9	Diseño	E	El diseño considera una altura prudente para el apilado de cilindros	Rogelio Gallegos
10	Fuerza	E	El cilindro hidráulico debe tener la fuerza necesaria para levantar un cilindro de 55galones	Rogelio Gallegos
11	Geometría	D	El dispositivo deberá tener un área mínima de acción	Rogelio Gallegos
12	Operatividad	E	La sujeción del cilindro deberá ser manual	Rogelio Gallegos
13	Mantenimiento	D	El dispositivo debe ser de fácil mantenimiento	Rogelio Gallegos
14	Operatividad	D	Requiere de entrenamiento previo para la operación	Rogelio Gallegos
15	Capacidad	E	La manipulación del cilindro deberá ser por unidad	Rogelio Gallegos
16	Material	E	Disponibilidad de materiales en el mercado local para su fabricación	Rogelio Gallegos
17	Seguridad	D	El dispositivo contará con alarma de movimiento	Rogelio Gallegos
18	Costo	D	El costo del diseño será menor a S/ 7000.00.	Rogelio Gallegos

3.2.1.2. Estructura de funciones



Figura 11. Abstracción de la necesidad (caja negra)

Entrada

- Materia
Cilindro de 55 galones.
- Señal
Energía eléctrica de 24 Voltios, suministrado por las baterías.
- Energía

Energía hidráulica en los actuadores hidráulicos (cilindro hidráulico) y neumáticos (compresor neumático).

Salida

- Materia
Maniobrabilidad de cilindros de 55 galones.
- Señal
Potencia necesaria para accionar los actuadores.
- Energía
Energía mecánica estática y dinámica para levantar y girar el cilindro de 250 kg en posiciones requeridas para apilar y descargar el aceite.

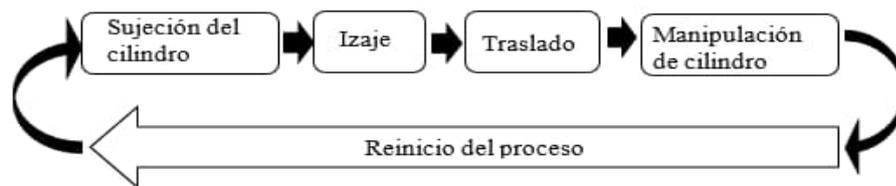


Figura 12. Fijación de los procesos técnicos

Representación de la estructura de funciones

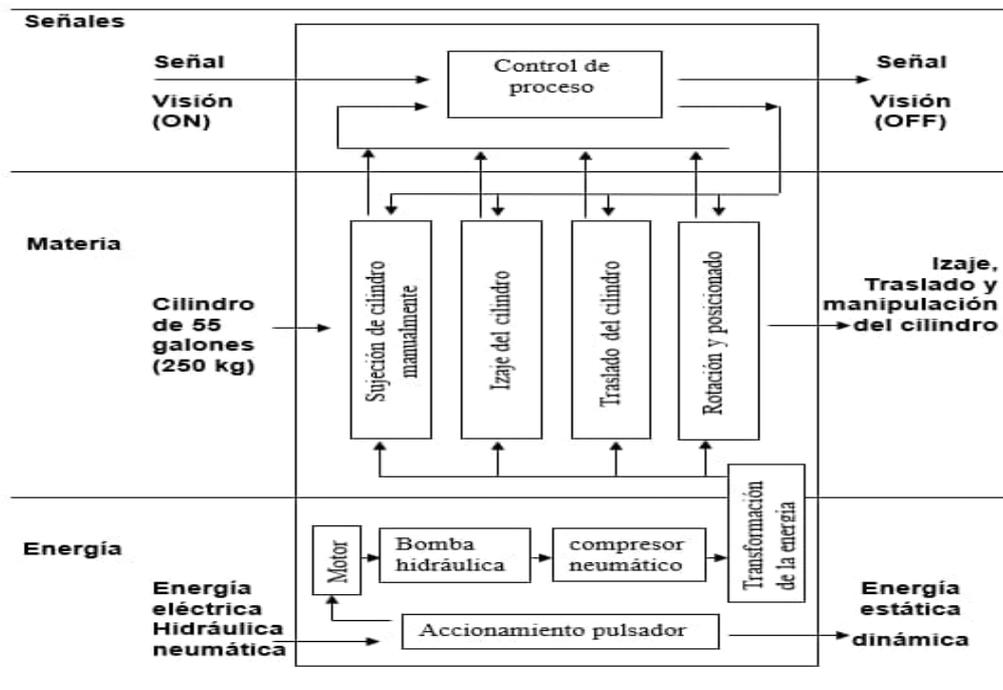


Figura 13. Representación de la estructura de funciones (caja gris)

3.2.1.3. Conceptos de la solución (matriz morfológica)

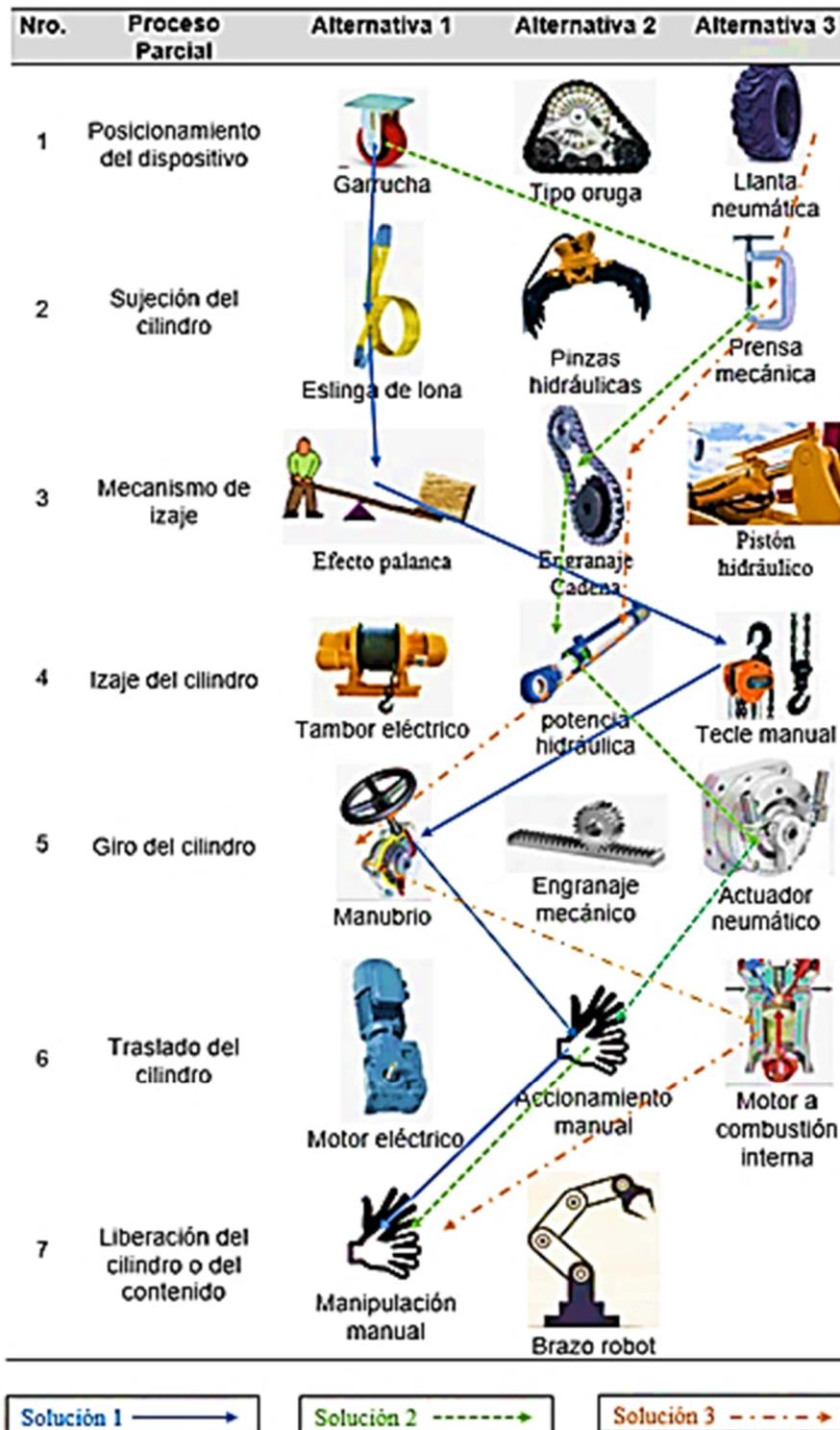


Figura 14. Matriz morfológica

3.2.1.4. Solución 1

El posicionamiento sería de forma manual a través de las ruedas fijas en la base del dispositivo, para la sujeción del cilindro se debe considerar una cadena o eslinga, para el izaje se debe aplicar fuerza en efecto palanca, se debe aplicar fuerza (empuje manual) para poder

girar el cilindro suspendido y finalmente la descarga del cilindro sería de forma manual sin tener elección en la posición horizontal del cilindro.



Figura 15. Solución 1

3.2.1.5. Solución 2

Este diseño considera un posicionamiento de forma manual práctico a través de las ruedas tipo garrucha, el agarre del cilindro sería de forma manual considerando un dispositivo tipo prensa, para el levante del cilindro se considera un mecanismo de cadena-engranaje activado por un cilindro hidráulico, para la manipulación del cilindro se considera un actuador neumático para girar el cilindro suspendido, el traslado sería de forma manual, aplicando fuerza para poder desplazarlo a cortas distancias y la descarga del cilindro o el contenido sería de forma manual teniendo la alternativa de posición deseado.



Figura 16. Solución 2
Fuente: Elaborada en Inventor

3.2.1.6. Solución 3

Este equipo considera ruedas neumáticas con un sistema de transmisión mecánica desarrollada, para la sujeción del cilindro considera una abrazadera manual que luego debe ser levantado con un mecanismo de cadena-engranaje activado con un motor hidráulico, para el traslado se considera un desplazamiento mecánico activado con un motor a combustión interna.



Figura 17. Solución 3
Fuente: Adaptada de Ferplast

3.2.1.7. Evaluación técnico-económica

Para este punto se realizó la evaluación de proyectos preliminar según la metodología VDI 2221, donde se da a conocer la alternativa que reúna el mejor valor técnico-económico.

Evaluación técnica

Tabla 7. Evaluación técnica

Diseño mecánico - evaluación técnica										
«Diseño de dispositivo para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones»										
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2221)										
0 = no satisface, 1 = aceptable a las justas,										
2 = suficiente, 3 = bien, 4 = muy bien. G: peso ponderado										
y se da en función de la importancia de los criterios de										
evaluación										
N.º	Variantes de concepto / proyecto	Sol.1		Sol.2		Sol.3		Solución		
		S1	S2	S3	Ideal					
	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	8	2	16	3	24	2	16	4	32
2	Geometría	6	1	6	2	12	1	6	4	24
3	Energía	8	1	8	3	24	2	16	4	32
4	Materiales	4	2	8	3	12	2	8	4	16
5	Ergonomía	6	1	6	2	12	2	16	4	24
6	Seguridad	8	1	8	2	16	3	24	4	32
7	Diseño	8	2	16	3	24	2	16	4	32
8	Mantenimiento	5	3	15	2	15	2	10	4	20
9	costo	6	3	18	2	12	1	6	4	24
	Puntaje máximo Σgp			101		151		118		236
	Valor técnico xi			0.43		0.64		0.50		1

$$x_i = \frac{E_1 \cdot P_1 + E_2 \cdot P_2 + \dots + E_n \cdot P_n}{(E_1 + E_2 + \dots + E_n) \cdot P_{idea}} \leq 1$$

Evaluación económica

Tabla 8. Evaluación económica

Diseño mecánico - evaluación económica										
«Diseño de dispositivo para levantar y trasladar cilindros de aceite de 55 galones»										
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2221) 0 = no satisface, 1 = aceptable a las justas, 2 = suficiente, 3 = bien, 4 = muy bien. G: peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación										
N.º	Variantes de concepto / proyecto	Sol.1		Sol.2		Sol.3		Solución		
		S1	S2	S3	Ideal					
	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de material	8	2	16	2	16	1	8	4	32
2	Costo de fabricación	6	3	18	2	12	1	6	4	24
3	Costos de ensamble	8	3	24	3	24	1	8	4	32
4	Costos de mantenimiento	9	3	27	3	27	2	18	4	36
	Puntaje máximo Σgp			85		79		40		124
	Valor económico y_i			0.68		0.63		0.32		1

Conclusión de la evaluación técnico-económica

Según la evaluación técnico-económica como se muestra en la figura 16 se puede observar que la solución 2 es la que guarda mejor relación en costo de producción y solución técnica a la problemática que se tiene identificada.

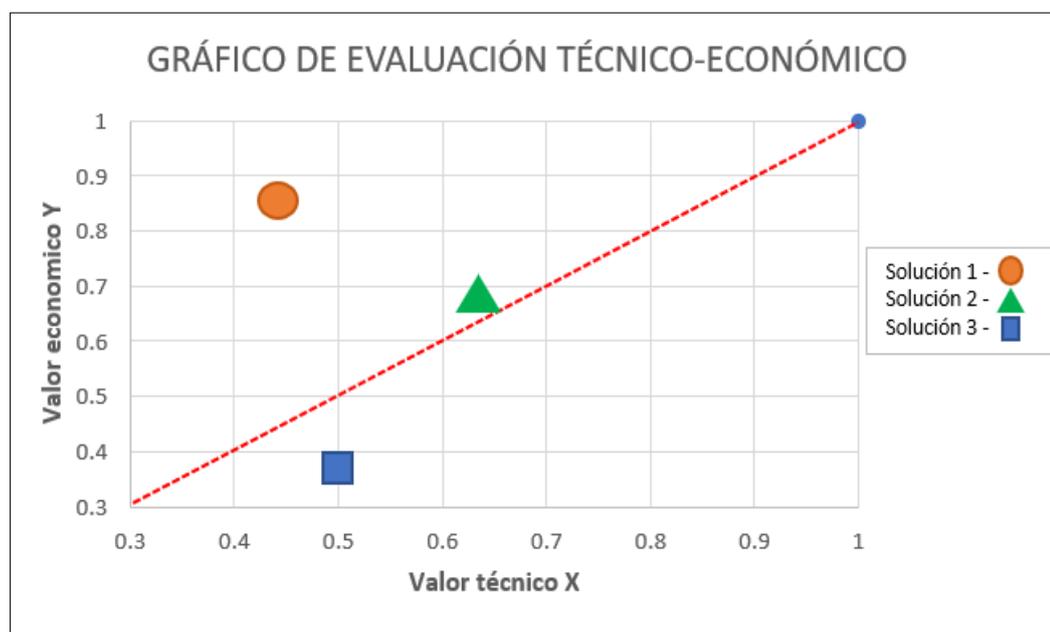


Figura 18. Evaluación técnico-económica

CAPÍTULO IV RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Presentación de resultados

4.1.1. Generalidades de dispositivo

Se tiene la descripción general de las particularidades con la que considera el dispositivo de levante y traslado de cilindros de aceite de 55 galones en la tabla 9.

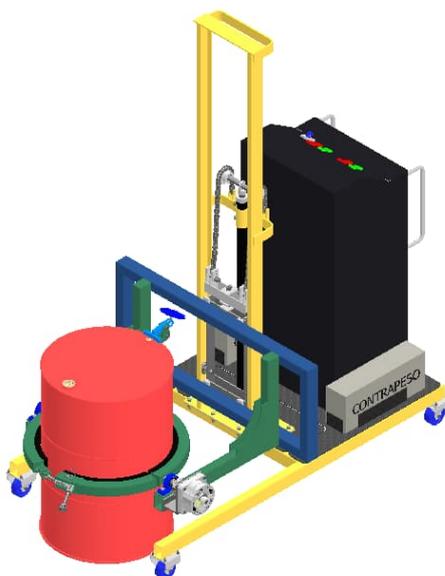


Figura 19. Modelo en 3D del dispositivo de levante y traslado de cilindros



Figura 20. Controles del dispositivo de levante y traslado de cilindros

Tabla 9. Particularidades del dispositivo de levante y traslado

Proceso	Eléctrico	Neumático	Hidráulico	Manual
Accionamiento	Sí - motor	Sí	No	No
Actuador	Sí	Sí	No	No
Desplazamiento	No	No	No	Sí
Control	Sí encendido – apagado Sí subir - bajar	Sí sentido de giro	No	Pulsadores eléctricos Válvula 4/3
Transmisión	Mecánica por ruedas dentadas y cadena			

4.1.1.1. Descripción del tanque metálico

El tanque metálico para elevar y desplazar es de forma cilíndrica con dos tapas en ambos lados sellados, con dos aberturas en el plano superior con tapas roscantes de diámetros de 2" y ¾".

Las dimensiones del cilindro de 55 galones y su peso promedio se muestran en la tabla 10 (35).

Tabla 10. Dimensiones del cilindro de 55 galones

Capacidad		Dimensiones del cilindro (mm)				Espesor (mm)			Peso
Gal.	Litros	Altura	ØTapa	ØFondo	Cierre	Cuerpo	Tapa	Fondo	(kg)
55	208	880	583	583	Triple	0.9	0.9	0.9	16.2

Fuente: Adaptada de Reyemsa (35)



*Figura 21. Cilindro metálico de 55 galones
Fuente: Adaptada de Euromotors*

4.1.1.2. Características del dispositivo de levante y traslado de cilindros

El presente dispositivo se diseñó para el izaje de un cilindro de 55 galones de 266.2 kilos de peso total incluido el envase y el peso del aceite.

El dispositivo contempla los siguientes sistemas:

- Sistema de elevación y descenso: Dispositivo encargado de elevar el cilindro metálico, luego transportarlo mecánicamente hasta el lugar de abastecimiento y posteriormente retornar a la zona de almacén para su descenso y disposición final.
- Sistema de volteo: Dispositivo cuya función es hacer girar el cilindro hasta los 100° para el vertido del aceite y luego el retorno a los 0° verticales.
- Sistema móvil de sujeción: Siendo la función de los componentes la sujeción del cilindro para que se inmovilice durante el proceso de ascenso, descenso y giros.
- Sistemas electromecánicos y electroneumáticos: Sistemas cuya labor es proveer de las señales de accionamiento en el momento indicado para que se suscite una secuencia lógica.

En los ítems siguientes se procede a desarrollar los cálculos particulares para su diseño.

4.1.2. Diseño mecánico del dispositivo

El dispositivo está formado por diferentes elementos, se da inicio al diseño estructural del equipo tomando en consideración todos los elementos que lleva este dispositivo, se plantea las cargas según la cuantificación de las masas que se procede a calcular.

Se van estimando las cargas mientras se avanza en cada análisis, adicionalmente se va a ir añadiendo la carga correspondiente de cada elemento, por ejemplo, si se analiza la viga en voladizo se considera el peso de la viga en voladizo, cuando se realice el análisis de la viga inferior se analiza el peso de los perfiles que están soportados en dicha viga.

4.1.2.1. Diseño de vigas en voladizo

Las vigas en voladizo se encargan de sostener las cargas producidas por el cilindro y accesorios que permiten la sujeción del cilindro para ser izado y luego volteado, se considera estos elementos para los cálculos, seguidamente se procede a calcular las masas de estos elementos.

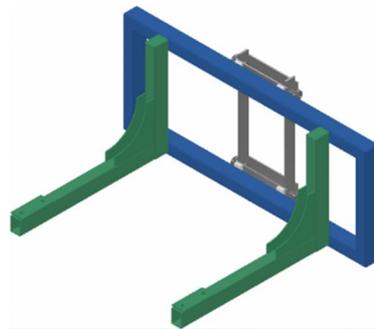


Figura 22. Diseño de viga en voladizo

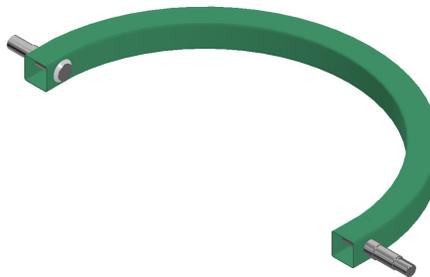


Figura 23. Accesorio para sujeción de cilindro

El peso de los ejes que sujetan el mecanismo de volteo es:

$$D_2 = 31.75 \text{ mm}$$

$$L_2 = 122 \text{ mm}$$

$$V_{22} = 2\pi * \left(\frac{D_2}{2}\right)^2 * L_2$$

$$V_{22} = 0.000193 \text{ m}^3$$

$$D_1 = 31.75 \text{ mm}$$

$$L_1 = 152 \text{ mm}$$

$$P_E = 7850 * \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_{11} = 2\pi * \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 * L_1$$

$$V_{11} = 0.000241 \text{ m}^3$$

La masa de los ejes:

$$m_{\text{ejes}} = (V_{11} + V_{22}) * P_E$$

$$m_{\text{ejes}} = 3.405866 \text{ kg}$$

Tubo circular de soporte de cilindro

$$h_{\text{tub}} = 50 \text{ mm}$$

$$a_{\text{tub}} = 50 \text{ mm}$$

$$e_{\text{tub}} = 2 \text{ mm}$$

$$d_{\text{tub}} = 733 \text{ mm}$$

La longitud del tubo curvado donde va el cilindro

$$L_{\text{tub}} = 2\pi * \frac{d_{\text{tub}}}{2}$$

$$L_{\text{tub}} = 2302.787415 \text{ mm}$$

El volumen del tubo de soporte de cilindro

$$V_{\text{tub}} = ((h_{\text{tub}} * a_{\text{tub}} * L_{\text{tub}}) - ((h_{\text{tub}} - 0.004 \text{ m}) * (a_{\text{tub}} - 0.004 \text{ m}) * L_{\text{tub}}))$$

$$V_{\text{tub}} = 0.000884 \text{ m}^3$$

La masa del tubo que soportara el cilindro es:

$$m_{\text{tub}} = V_{\text{tub}} * P_E$$

$$m_{\text{tub}} = 6.941522 \text{ kg}$$

De los cálculos previos ya estimados se utilizan las cargas que se establecieron

$$m_{cil} = 266.2 \text{ kg}$$

$$W_{cil} = m_{cil} * g$$

$$W_{cil} = 2610.53023 \text{ N}$$

$$m_{acgir} = 0.5 \text{ kg}$$

Masa de los elementos que van instalados en la viga en voladizo

$$m_{el} = m_{ejes} + m_{tub} + m_{acgir}$$

$$m_{el} = 10.847388 \text{ kg}$$

$$W_{el} = m_{el} * g$$

$$W_{el} = 106.376841 \text{ N}$$

$$D_{el} = W_{el} = 106.376841 \text{ N}$$

$$q_s = \frac{W_{cil}}{2} + D_{el}$$

La carga de servicio se establece como q_s , los cálculos incluyendo los accesorios y el cilindro se han considerado para esta carga.

$$q_s = 1411.641656 \text{ N}$$

4.1.2.2. Análisis de viga en voladizo

El diagrama de cuerpo libre se plantea tomando los puntos 1 que se encuentra en el extremo en voladizo y 6 que es el extremo que va fijo.

La viga en voladizo se plantea según las cargas que se muestra en la figura 22 y se calcula las reacciones en los puntos establecidos en el diagrama de cuerpo libre.

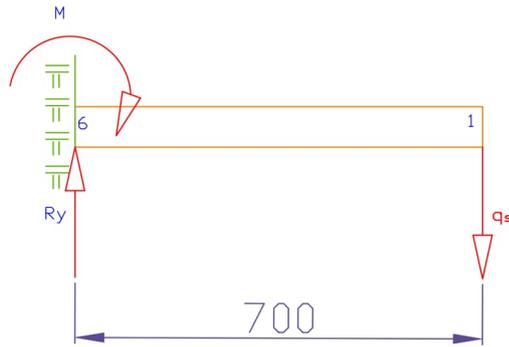


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre

Se determina las reacciones en el punto 6

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$-R_{y6} + q_s = 0$$

$$R_{y6} = q_s$$

$$R_{y6} = 1411.641656 \text{ N}$$

Cálculo de momento

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$-M - q_s * 0.7 \text{ m} = 0$$

$$M = -(q_s * 0.7 \text{ m}) = 0$$

$$M = -0.988149 \text{ kN} * \text{m}$$

Análisis en el punto 6 la fuerza cortante

$$V_6 = R_{y6}$$

$$V_6 = 1411.641656 \text{ N}$$

Análisis en el punto 1 la fuerza cortante

$$V_1 = V_6 - q_s$$

$$V_1 = 0 \text{ N}$$

Análisis en el punto 6

$$M_6 = M$$

$$M_6 = -0.988149 \text{ N}$$

Análisis en el punto 1

$$M_1 = M_6 + q_s * 0.7 \text{ m}$$

$$M_1 = 0 \text{ N} * \text{m}$$

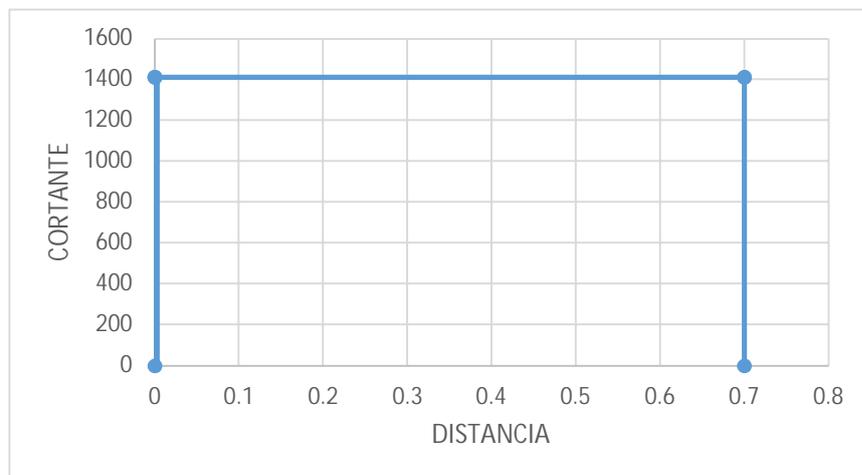


Figura 25. Diagrama de fuerzas cortantes de viga en voladizo

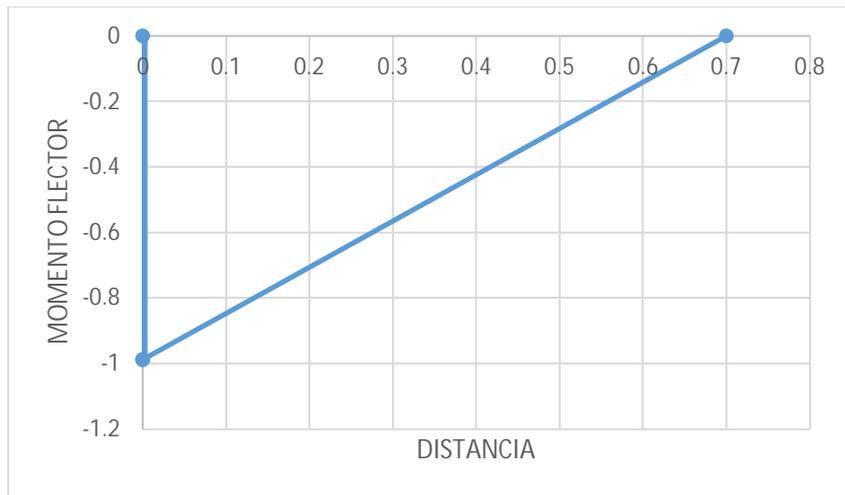


Figura 26. Diagrama momento flector de viga en voladizo

Diseño de vigas en voladizo

$$H_p = 70 \text{ mm}$$

$$A_p = 50 \text{ mm}$$

$$e_p = 3 \text{ mm}$$

La longitud de la viga en voladizo

$$L_{pv} = 700 \text{ mm}$$

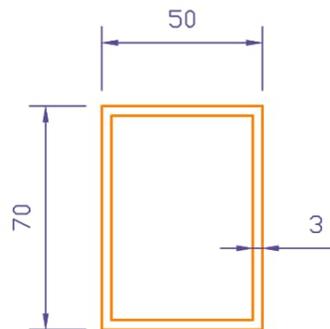


Figura 27. Perfil del soporte en voladizo

$$V_p = (H_p * A_p * L_{pv}) - ((H_p - 0.006 \text{ m}) * (A_p - 0.006 \text{ m}) * L_{pv})$$

$$V_p = 0.000479 \text{ m}^3$$

$$m_{pv} = V_p * P_E$$

$$m_{pv} = 3.75858 \text{ kg}$$

Peso del perfil en voladizo

$$D_{pv} = m_{pv} * g$$

$$D_{pv} = 36.859079 \text{ N}$$

Momento de inercia

$$I_1 = \frac{1}{12} * A_p * H_p^3$$

$$I_1 = 1429166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{pv} = A_p - 2 * e_p$$

$$A_{pv} = 44 \text{ mm}$$

$$H_{pv} = H_p - 2 * e_p$$

$$H_{pv} = 64 \text{ mm}$$

$$I_2 = \frac{1}{12} * A_{pv} * H_{pv}^3$$

$$I_2 = 961194.666667 \text{ mm}^4$$

$$I_{pv} = I_1 - I_2$$

Momento de inercia del perfil con el que se está realizando el análisis

$$I_{pv} = 467972 \text{ mm}^4$$

Cálculo de eje neutro

$$y_{pv} = \frac{H_p}{2}$$

$$y_{pv} = 35 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{pv} = \frac{I_{pv}}{y_{pv}}$$

$$S_{pv} = 13370.628571 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es

$$M_6 = -0.988149 \text{ N}$$

$$\sigma_{vmv} = \frac{|M_6|}{S_{pv}}$$

$$\sigma_{vmv} = 73.90446 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es

$$A_{cvpt1} = 2 * (e_p * H_p)$$

$$A_{cvpt1} = 420 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{vmv} = \frac{\frac{q_s}{2}}{A_{cvpt1}}$$

$$\tau_{vmv} = 1.680526 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Misses

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{vmv}^2 + 3\tau_{vmv}^2}$$

$$\sigma_{vm} = 73.961764 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 240 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vm}}$$

$$N_s = 3.24492$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (ver anexo 10):

$$\delta_{pv} = \frac{P * L^3}{3 * E * I}$$

$$\delta_{pv} = \frac{q_s * L_{pv}^3}{3 * E_{ac} * I_{pv}}$$

$$\delta_{pv} = 1.724438$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{pv}}{150} = 4.666667 \text{ mm}$$

La viga en voladizo responde a los esfuerzos, también cumple con el factor de seguridad y con el criterio de deflexión, se asegura que la viga en voladizo no fallará.

4.1.2.3. Diseño de vigas verticales de apoyo

La viga vertical se encuentra entre la viga en voladizo y la estructura que servirá de base para sujetar la cadena que izará todo el sistema, es necesario determinar las reacciones en esta viga que a su vez serán transmitidas a dicha estructura.

A. Análisis de marco soporte de viga en voladizo (marco inferior)

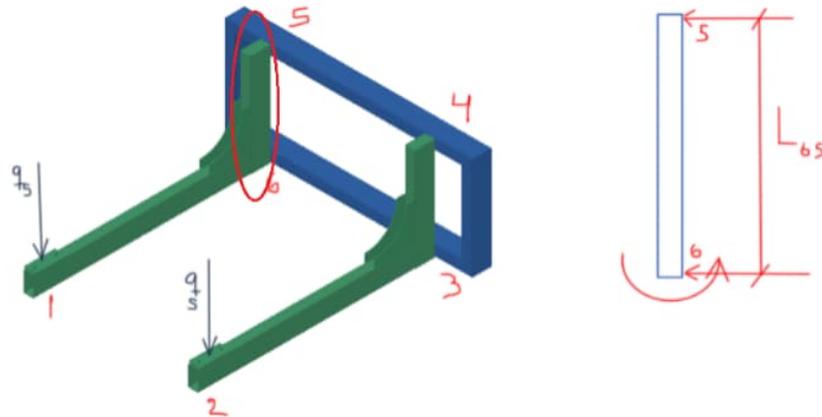


Figura 28. Análisis de marco soporte de viga en voladizo

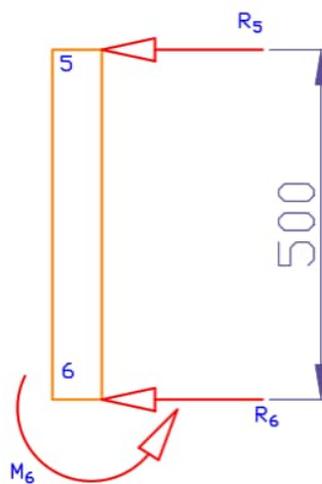


Figura 29. Análisis de momento en la viga vertical

Las reacciones en el punto 5 y 6 se calculan en función a la carga generada por la viga en voladizo como se muestra en la figura.

$$L_{65} = 500\text{mm}$$

$$L_{pv} = 700\text{mm}$$

$$q_s = 1411.641656 \text{ N}$$

$$M_6 = -0.988149 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$-R_6 - R_5 = 0$$

Cálculo de momento

$$\sum M = 0 \text{ } \cup +$$

$$M_6 + R_5 * L_{65} = 0$$

$$R_5 = \frac{-M_6}{L_{65}}$$

$$R_5 = -1976.298318 \text{ N}$$

$$R_6 = -(R_5)$$

$$R_6 = 1976.298318 \text{ N}$$

Análisis en el punto 6 la fuerza cortante

$$V_6 = R_6$$

$$V_6 = 1976.298318 \text{ N}$$

$$V_5 = R_5$$

$$V_5 = -1976.298318 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_{f6} = -M_6$$

$$M_{f6} = 988.149 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_5 = M_{f6} - (R_5 * L_{65})$$

$$M_5 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

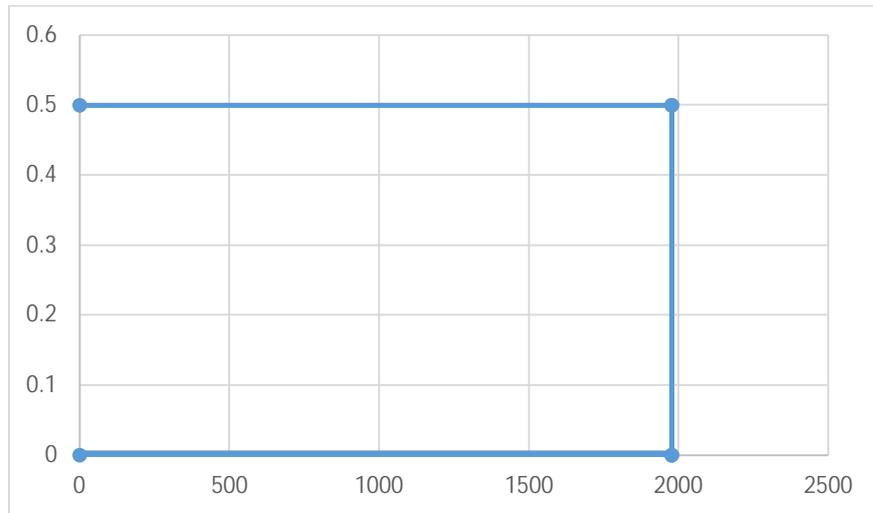


Figura 30. Diagrama de fuerzas cortantes de viga verticales de apoyo

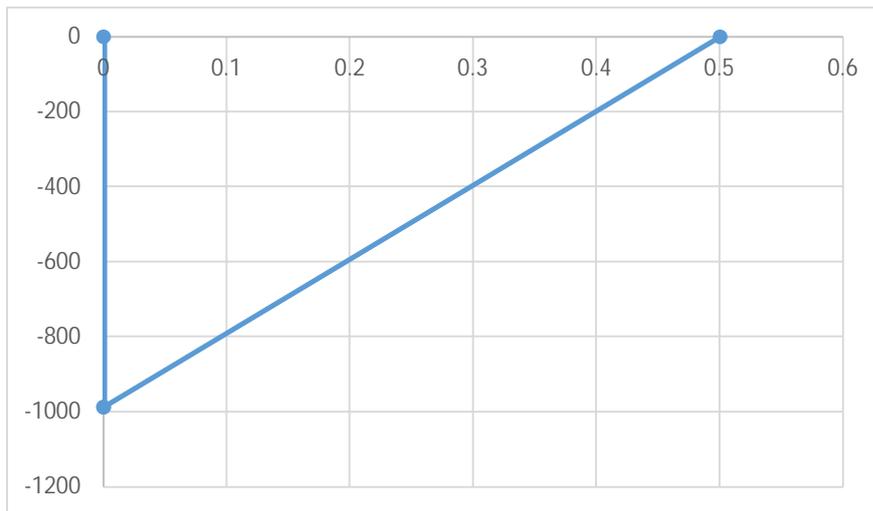


Figura 31. Diagrama de momento flector de vigas verticales de apoyo

B. Diseño de viga vertical soporte de viga en voladizo

$$H_{vv} = 70 \text{ mm}$$

$$A_{vva} = 50 \text{ mm}$$

$$e_{vva} = 3 \text{ mm}$$

La longitud de la viga vertical de apoyo:

$$L_{65} = 500 \text{ mm}$$

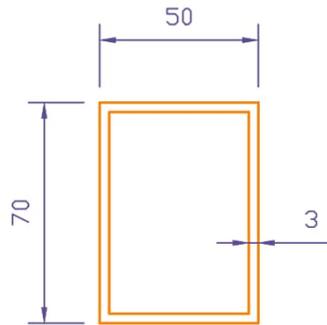


Figura 32. Perfil de la viga vertical

$$V_{p65} = (H_{vva} * A_{vva} * L_{65}) - ((H_{vva} - 0.006 \text{ m}) * (A_{vva} - 0.006 \text{ m}) * L_{65})$$

$$V_{p65} = 0.000342 \text{ m}^3$$

$$m_{p65} = V_{p65} * P_E$$

$$m_{p65} = 2.6847 \text{ kg}$$

Peso del perfil vertical de apoyo

$$D_{p65} = m_{p65} * g$$

$$D_{p65} = 26.327913 \text{ N}$$

Momento de inercia

$$I_{vva1} = \frac{1}{12} * A_{vva} * H_{vva}^3$$

$$I_{vva1} = 1429166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{p65} = A_{vva} - 2 * e_{vva}$$

$$A_{p65} = 44 \text{ mm}$$

$$H_{p65} = H_{vva} - 2 * e_{vva}$$

$$H_{p65} = 64 \text{ mm}$$

$$I_{vva2} = \frac{1}{12} * A_{p65} * H_{p65}^3$$

$$I_{vva2} = 961194.666667 \text{ mm}^4$$

$$I_{p65} = I_{vva1} - I_{vva2}$$

Momento de inercia del perfil con el que se está realizando el análisis

$$I_{p65} = 467972 \text{ mm}^4$$

Cálculo de eje neutro

$$y_{p65} = \frac{H_{vva}}{2}$$

$$y_{p65} = 35 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{p65} = \frac{I_{p65}}{y_{p65}}$$

$$S_{p65} = 13370.628571 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es

$$M_6 = 0.988149 \text{ kN} * \text{m}$$

$$\sigma_{vva} = \frac{|M_6|}{S_{p65}}$$

$$\sigma_{vva} = 73.90446 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es

$$A_{c65} = 2 * (e_{vva} * H_{vva})$$

$$A_{c65} = 420 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{c65} = \frac{\frac{R_6}{2}}{A_{c65}}$$

$$\tau_{c65} = 2.352736 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vm65} = \sqrt{\sigma_{vva}^2 + 3\tau_{c65}^2}$$

$$\sigma_{vm65} = 74.016729 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 240 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vm65}}$$

$$N_s = 3.288227$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (ver anexo 11)

$$\delta_{p65} = \frac{M * L^2}{16 * E * I}$$

$$\delta_{p65} = \frac{M_6 * L_{65}^2}{16 * E_{ac} * I_{p65}}$$

$$\delta_{p65} = 0.164965 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{p65}}{180} = 2.777 \text{ mm}$$

La viga en voladizo responde a los esfuerzos, también cumple con el factor de seguridad y con el criterio de deflexión, se asegura que la viga en voladizo no fallará.

4.1.2.4. Diseño de marco soporte de viga en voladizo

A. Análisis de marco soporte de viga en voladizo (marco superior)

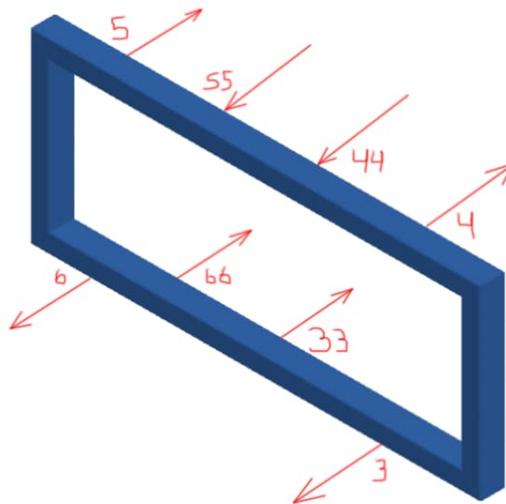


Figura 33. Fuerzas que interactúan en el marco soporte

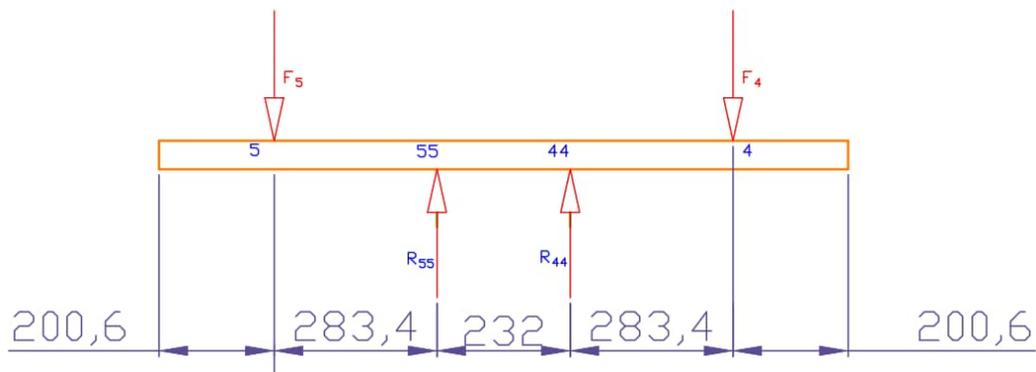


Figura 34. Fuerzas en la viga superior

Los puntos de análisis son el 5 y 4

$$F_4 = 1976.298318 \text{ N}$$

$$F_5 = 1976.298318 \text{ N}$$

las reacciones en el punto 55 y 44 se calculan en función a la carga generada por la viga en voladizo como se muestra en la figura.

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$F_5 - R_{55} - R_{44} + F_4 = 0$$

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$F_5 * 0.2834 \text{ m} + R_{44} * 0.232 \text{ m} - F_4 * (0.2834 \text{ m} + 0.232 \text{ m}) = 0$$

$$R_{44} = \frac{F_4 * (0.2834 \text{ m} + 0.232 \text{ m}) - F_5 * 0.2834 \text{ m}}{0.232 \text{ m}}$$

$$R_{44} = 1976.298318 \text{ N}$$

$$R_{55} = F_5 - R_{44} + F_4$$

$$R_{55} = 1976.298318 \text{ N}$$

Análisis en el punto 6 la fuerza cortante

$$V_5 = -F_5$$

$$V_5 = -1976.298318 \text{ N}$$

$$V_{55} = R_{55} - F_5$$

$$V_{55} = 0 \text{ N}$$

$$V_{44} = R_{44} - V_{55}$$

$$V_{44} = 1976.298318 \text{ N}$$

$$V_4 = V_{44} - F_4$$

$$V_4 = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_5 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{55} = -R_{55} \cdot 0.2834 \text{ m}$$

$$M_{55} = -560.082943 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{44} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_4 = R_{44} \cdot 0.2834 \text{ m} + M_{55}$$

$$M_4 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

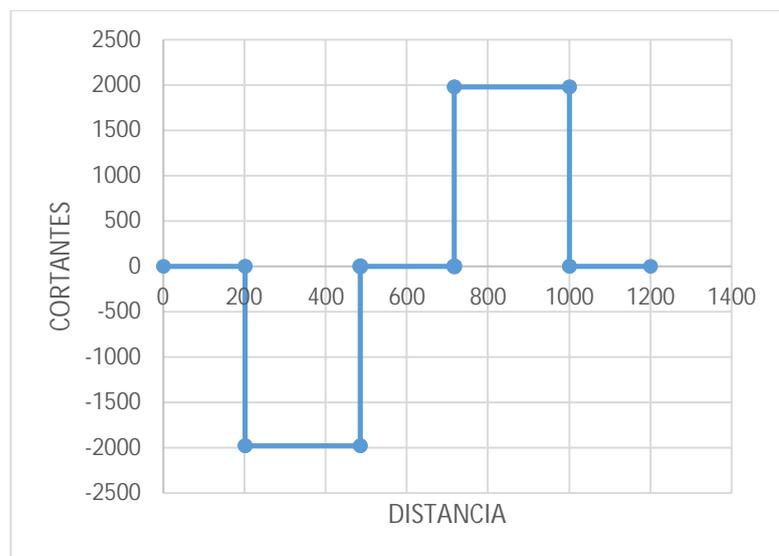


Figura 35. Diagrama de fuerzas cortantes de viga marco de soporte superior

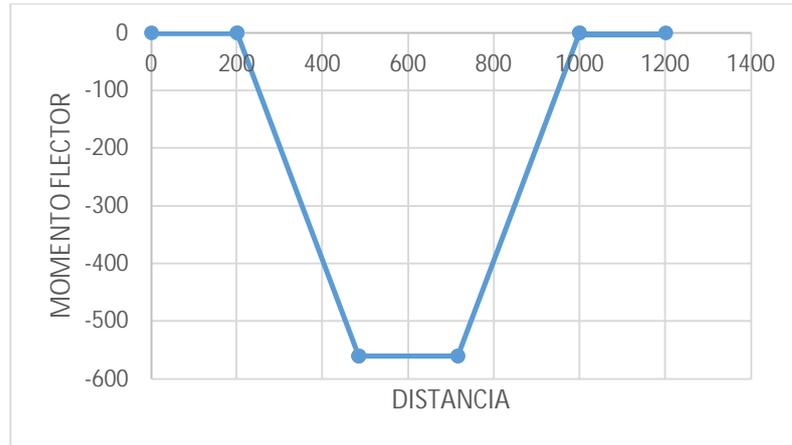


Figura 36. Diagrama de momento flector de viga marco de soporte superior

B. Diseño de marco soporte de viga en voladizo (marco superior)

$$H_{ms} = 70 \text{ mm}$$

$$A_{ms} = 50 \text{ mm}$$

$$e_{ms} = 3 \text{ mm}$$

La longitud de la viga marco de soporte superior

$$L_{54} = 1200 \text{ mm}$$

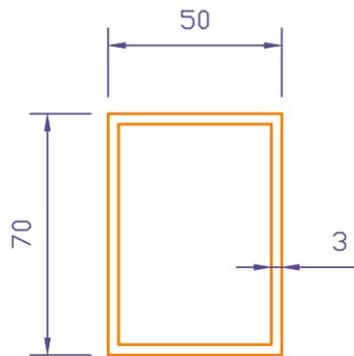


Figura 37. Sección de perfil del marco soporte superior

$$V_{ms54} = (H_{ms} * A_{ms} * L_{54}) - ((H_{ms} - 0.006 \text{ m}) * (A_{ms} - 0.006 \text{ m}) * L_{54})$$

$$V_{ms54} = 0.000821 \text{ m}^3$$

$$m_{ms54} = V_{ms54} * P_E$$

$$m_{ms54} = 6.44328 \text{ kg}$$

Peso del perfil viga marco de soporte superior

$$D_{ms54} = m_{ms54} * g$$

$$D_{ms54} = 63.186992 \text{ N}$$

Momento de inercia viga marco de soporte superior

$$I_{ms1} = \frac{1}{12} * A_{ms} * H_{ms}^3$$

$$I_{ms1} = 1429166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{p54} = A_{ms} - 2 * e_{ms}$$

$$A_{p54} = 44 \text{ mm}$$

$$H_{p54} = H_{ms} - 2 * e_{ms}$$

$$H_{p54} = 64 \text{ mm}$$

$$I_{ms2} = \frac{1}{12} * A_{p54} * H_{p54}^3$$

$$I_{ms2} = 961194.666667 \text{ mm}^4$$

$$I_{p54} = I_{ms1} - I_{ms2}$$

Momento de inercia del perfil con el que se está realizando el análisis

$$I_{p54} = 467972 \text{ mm}^4$$

Cálculo de eje neutro

$$y_{p54} = \frac{H_{ms}}{2}$$

$$y_{p54} = 35 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{p54} = \frac{I_{p54}}{y_{p54}}$$

$$S_{p54} = 13370.628571 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es

$$M_{55} = -0.560083 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{ms} = \frac{|M_{55}|}{S_{p54}}$$

$$\sigma_{ms} = 41.889051 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es

$$A_{c54} = 2 * (e_{ms} * H_{ms})$$

$$A_{c54} = 420 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{c54} = \frac{\frac{V_{44}}{2}}{A_{c54}}$$

$$\tau_{c65} = 2.352736 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vm54} = \sqrt{\sigma_{ms}^2 + 3\tau_{c65}^2}$$

$$\sigma_{vm54} = 42.0868 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 240 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vm54}}$$

$$N_s = 5.702501$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada

$$a = 200.6 \text{ mm}$$

$$\delta_{p54} = \frac{P * a}{24 * E * I} * (3 * L^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{p54} = \frac{V_{44} * a}{24 * E_{ac} * I_{p54}} * (3 * L_{54}^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{p54} = 0.734032 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{p54}}{180} = 6.666667 \text{ mm}$$

C. Análisis de marco soporte de viga en voladizo (marco inferior)

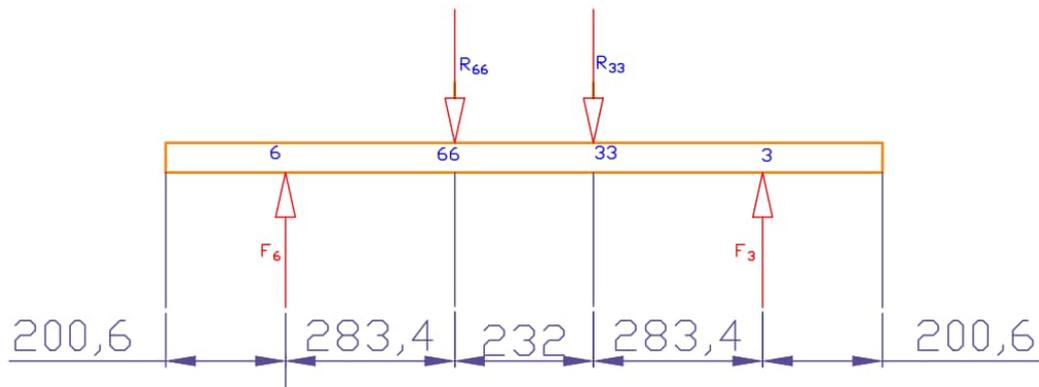


Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de viga inferior de marco de soporte

Los puntos de análisis son el 6 y 3

$$F_6 = 1976.298318 \text{ N}$$

$$F_3 = 1976.298318 \text{ N}$$

Las reacciones en el punto 66 y 33 se calculan en función a la carga generada por la viga en voladizo como se muestra en la figura.

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$-F_6 + R_{66} - R_{33} - F_3 = 0$$

$$\sum M = 0 \curvearrow +$$

$$-F_6 * 0.2834 \text{ m} + R_{33} * 0.232 \text{ m} + F_3 * (0.2834 \text{ m} + 0.232 \text{ m}) = 0$$

$$R_{33} = \frac{F_3 * (0.2834 \text{ m} + 0.232 \text{ m}) - F_6 * 0.2834 \text{ m}}{0.232 \text{ m}}$$

$$R_{33} = 1976.298318 \text{ N}$$

$$R_{66} = F_6 - R_{33} + F_3$$

$$R_{66} = 1976.298318 \text{ N}$$

Análisis en el punto 6 la fuerza cortante

$$V_6 = F_6$$

$$V_6 = 1976.298318 \text{ N}$$

$$V_{66} = V_6 - R_{66}$$

$$V_{66} = 0 \text{ N}$$

$$V_{33} = V_{66} - R_{44}$$

$$V_{33} = -1976.298318 \text{ N}$$

$$V_3 = V_{33} - F_3$$

$$V_3 = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_6 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{66} = M_6 - R_{55} \cdot 0.2834 \text{ m}$$

$$M_{66} = 560.082943 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{33} = M_{66}$$

$$M_{33} = 560.082943 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = M_{33} - R_{33} \cdot 0.2834 \text{ m}$$

$$M_3 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

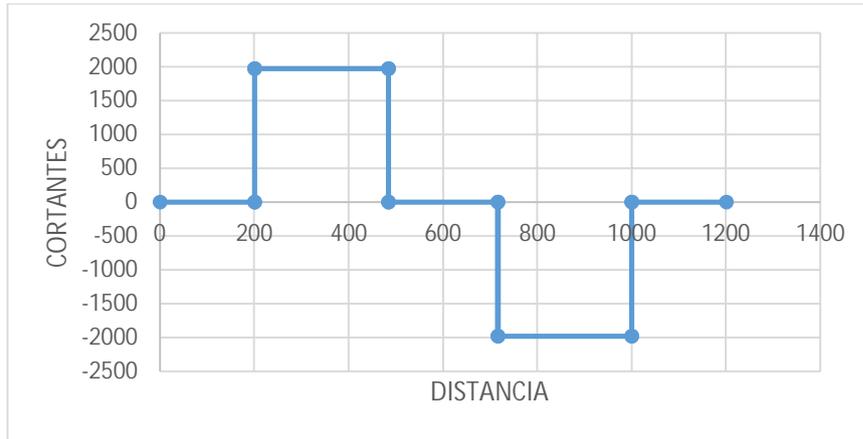


Figura 39. Diagrama de fuerzas cortantes de viga marco de soporte inferior

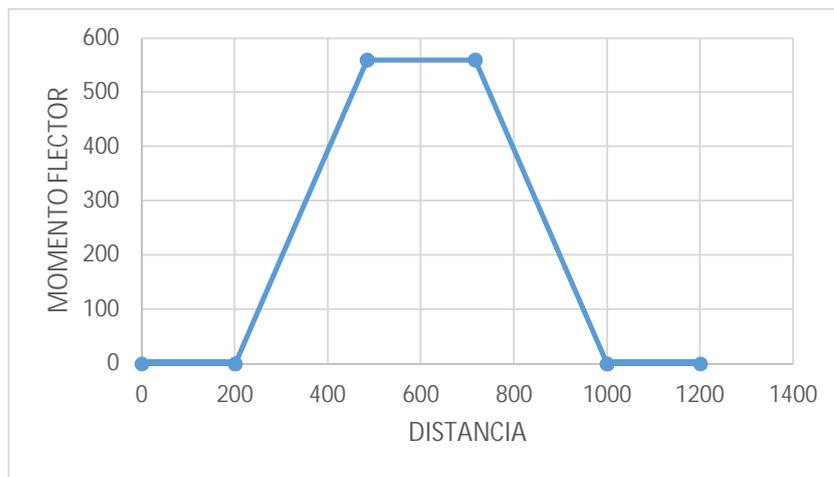


Figura 40. Diagrama de momento flector de viga marco de soporte inferior

D. Diseño de marco inferior soporte de viga en voladizo (marco inferior)

$H_{mi} = 70 \text{ mm}$

$A_{mi} = 50 \text{ mm}$

$e_{mi} = 3 \text{ mm}$

La longitud de la viga marco de soporte superior

$L_{63} = 1200 \text{ mm}$

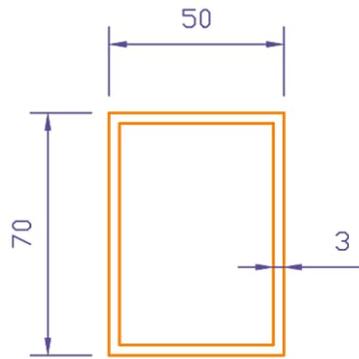


Figura 41. Sección de perfil del marco soporte inferior

$$V_{mi63} = (H_{mi} * A_{mi} * L_{63}) - ((H_{mi} - 0.006 \text{ m}) * (A_{mi} - 0.006 \text{ m}) * L_{63})$$

$$V_{mi63} = 0.000821 \text{ m}^3$$

$$m_{mi63} = V_{mi63} * P_E$$

$$m_{ms54} = 6.44328 \text{ kg}$$

peso del perfil viga marco de soporte superior

$$D_{mi63} = m_{mi63} * g$$

$$D_{mi63} = 63.186992 \text{ N}$$

Momento de inercia viga marco de soporte superior

$$I_{mi1} = \frac{1}{12} * A_{mi} * H_{mi}^3$$

$$I_{mi1} = 1429166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{p63} = A_{mi} - 2 * e_{mi}$$

$$A_{p63} = 44 \text{ mm}$$

$$H_{p63} = H_{mi} - 2 * e_{mi}$$

$$H_{p63} = 64 \text{ mm}$$

$$I_{ms2} = \frac{1}{12} * A_{p63} * H_{p63}^3$$

$$I_{ms2} = 961194.666667 \text{ mm}^4$$

$$I_{p63} = I_{mi1} - I_{ms2}$$

Momento de inercia del perfil con el que se está realizando el análisis

$$I_{p63} = 467972 \text{ mm}^4$$

Cálculo de eje neutro

$$y_{p63} = \frac{H_{mi}}{2}$$

$$y_{p63} = 35 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{p63} = \frac{I_{p63}}{y_{p63}}$$

$$S_{p63} = 13370.628571 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es:

$$M_{66} = -0.560083 \text{ kN} * \text{m}$$

$$\sigma_{mi} = \frac{|M_{66}|}{S_{p63}}$$

$$\sigma_{mi} = 41.889051 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es:

$$A_{c63} = 2 * (e_{mi} * H_{mi})$$

$$A_{c63} = 420 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{c63} = \frac{\frac{V_6}{2}}{A_{c63}}$$

$$\tau_{c63} = 2.352736 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vm63} = \sqrt{\sigma_{mi}^2 + 3\tau_{c63}^2}$$

$$\sigma_{vm63} = 42.0868 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 240 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vm63}}$$

$$N_s = 5.702501$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (ver anexo 12)

$$a = 200.6 \text{ mm}$$

$$\delta_{p63} = \frac{P * a}{24 * E * I} * (3 * L^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{p63} = \frac{V_6 * a}{48 * E_{ac} * I_{p63}} * (3 * L_{63}^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{p63} = 0.734032 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{p63}}{180} = 6.666667 \text{ mm}$$

4.1.2.5. Análisis de viga central

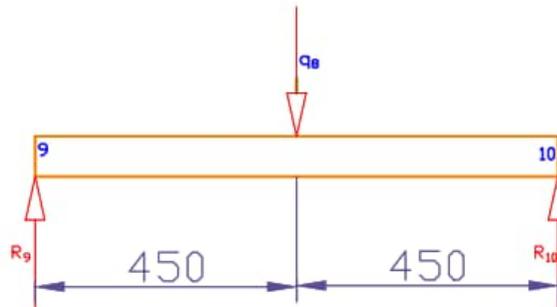


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de viga central

Los puntos de análisis son el 9 y 10

$$H_{p910} = 70 \text{ mm}$$

$$A_{p910} = 50 \text{ mm}$$

$$e_{p910} = 3 \text{ mm}$$

La longitud de la viga marco de soporte superior

$$L_{910} = 900 \text{ mm}$$

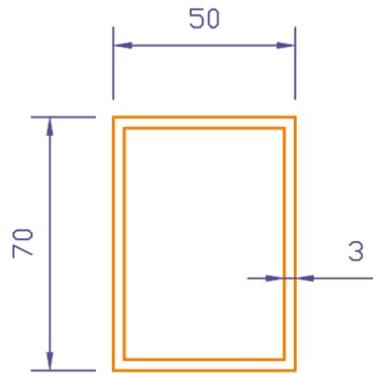


Figura 43. Sección de perfil de viga central

$$V_{p910} = (H_{p910} * A_{p910} * L_{910}) - ((H_{p910} - 0.006 \text{ m}) * (A_{p910} - 0.006 \text{ m}) * L_{910})$$

$$V_{p910} = 0.000616 \text{ m}^3$$

$$m_{p910} = V_{p910} * \rho_E$$

Masa del perfil:

$$m_{p910} = 4.83246 \text{ kg}$$

peso del perfil viga marco de soporte superior:

$$D_{p910} = m_{p910} * g$$

$$D_{p910} = 47.390244 \text{ N}$$

$$q_8 = 3444.358592 \text{ N} + D_{p910}$$

$$q_8 = 3491.748836 \text{ N}$$

Cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$-R_9 + q_8 - R_{10} = 0$$

Cálculo de momentos:

$$\sum M = 0 \text{ } \zeta +$$

$$-q_8 * 0.45 \text{ m} + R_{10} * 0.9 \text{ m} = 0$$

$$R_{10} = \frac{q_8 * 0.45 \text{ m}}{0.9 \text{ m}}$$

$$R_{10} = 1745.874418 \text{ N}$$

$$R_9 = q_8 - R_{10}$$

$$R_9 = 1745.874418 \text{ N}$$

Análisis fuerza cortante

$$V_9 = R_9$$

$$V_9 = 1745.874418 \text{ N}$$

$$V_8 = R_9 - q_8$$

$$V_8 = -1745.874418 \text{ N}$$

$$V_{10} = V_8 - R_{10}$$

$$V_{10} = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_9 = 0 \text{ N} * \text{ m}$$

$$M_8 = 0.45 \text{ m} * R_9$$

$$M_8 = 785.643488 \text{ N} * \text{ m}$$

$$M_{10} = M_8 - R_{10} * 0.45 \text{ m}$$

$$M_{10} = 0 \text{ N} * \text{m}$$

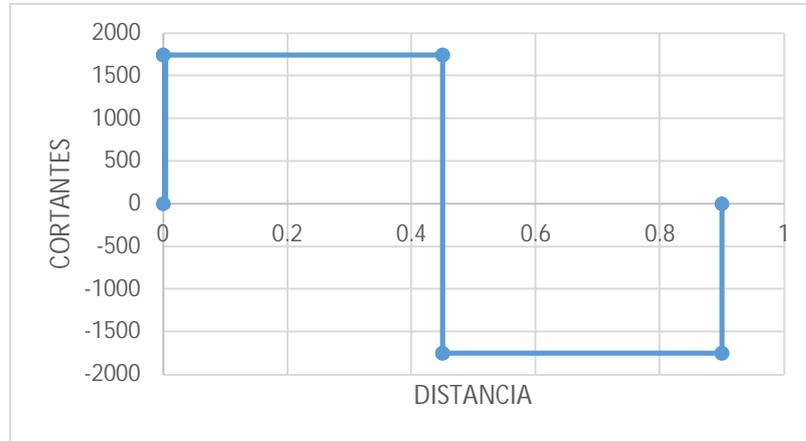


Figura 44. Diagrama de fuerzas cortantes de viga central

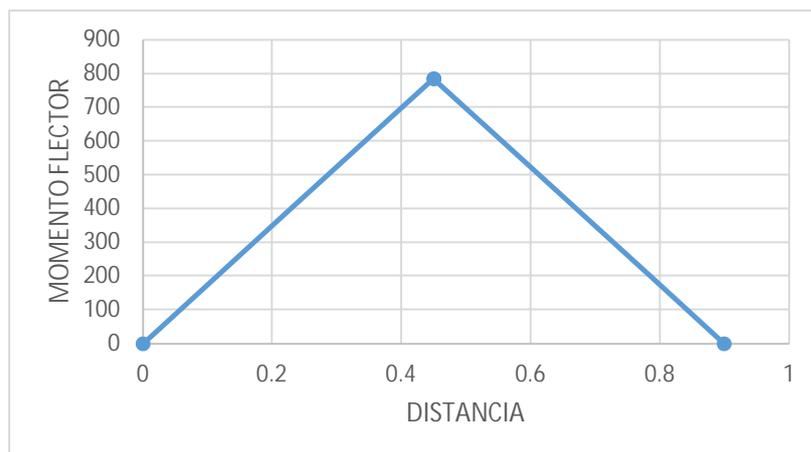


Figura 45. Diagrama de momento flector de viga central

Momento de inercia viga marco de soporte superior

$$I_{p1} = \frac{1}{12} * A_{p910} * H_{p910}^3$$

$$I_{p1} = 1429166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_p = A_{p910} - 2 * e_{910}$$

$$A_p = 44 \text{ mm}$$

$$H_p = H_{p910} - 2 * e_{910}$$

$$H_p = 64 \text{ mm}$$

$$I_{p2} = \frac{1}{12} * A_p * H_p^3$$

$$I_{p2} = 961194.666667 \text{ mm}^4$$

$$I_{p910} = I_{p1} - I_{p2}$$

Momento de inercia del perfil con el que se está realizando el análisis

$$I_{p910} = 467972 \text{ mm}^4$$

Cálculo de eje neutro

$$y_p = \frac{H_{p910}}{2}$$

$$y_p = 35 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{p910} = \frac{I_{p910}}{y_p}$$

$$S_{p910} = 13370.628571 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es:

$$M_g = 0.785643 \text{ kN} * \text{m}$$

$$\sigma_{910} = \frac{|M_g|}{S_{p910}}$$

$$\sigma_{910} = 58.758905 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es:

$$A_{cvp} = 2 * (e_{910} * H_{p910})$$

$$A_{cvp} = 420 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{910} = \frac{\frac{q_8}{2}}{A_{cvp}}$$

$$\tau_{910} = 4.156844 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{910}^2 + 3\tau_{910}^2}$$

$$\sigma_{vm} = 59.198369 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 240 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vm}}$$

$$N_s = 4.223089$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (ver anexo 13):

$$\delta_{910} = \frac{P * L^3}{48 * E * I}$$

$$\delta_{910} = \frac{q_8 * L_{910}^3}{48 * E_{ac} * I_{p910}}$$

$$\delta_{910} = 0.566604 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{p910}}{180} = 6 \text{ mm}$$

4.1.2.6. Diseño de vigas laterales inferiores

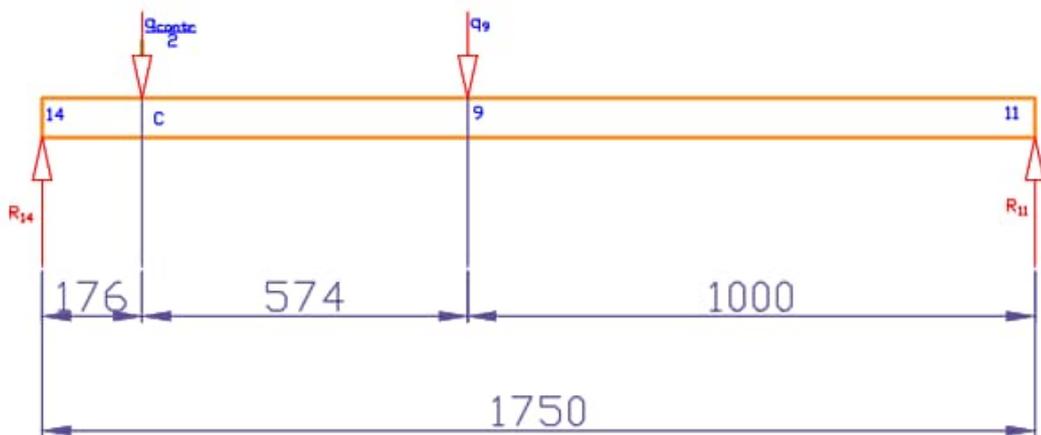


Figura 46. Diagrama de cuerpo libre de vigas laterales inferiores

Viga perfil lateral, en esta viga se apoya el sistema estructural

Los puntos de análisis son el 14, 9 y 11

$$H_{pl} = 70 \text{ mm}$$

$$A_{pl} = 50 \text{ mm}$$

$$e_{pl} = 3 \text{ mm}$$

La longitud de la viga marco de soporte superior

$$L_{pl} = 1750 \text{ mm}$$

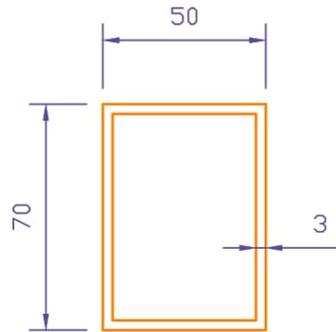


Figura 47. Sección de perfil de viga lateral inferior

$$V_{pl} = (H_{pl} * A_{pl} * L_{pl}) - ((H_{pl} - 0.006 \text{ m}) * (A_{pl} - 0.006 \text{ m}) * L_{pl})$$

$$V_{pl} = 0.001197 \text{ m}^3$$

$$m_{pl} = V_{pl} * P_E$$

Masa del perfil

$$m_{pl} = 9.39645 \text{ kg}$$

Peso del perfil viga marco de soporte superior

$$D_{pl} = m_{pl} * g$$

$$D_{pl} = 92.147696 \text{ N}$$

$$R_g = 1745.874418 \text{ N}$$

$$q_{\text{contrapeso}} = 184 \text{ kg} * g = 1804.4236 \text{ N}$$

$$q_c = \frac{q_{\text{contrapeso}}}{2}$$

$$q_c = 902.2118 \text{ N}$$

$$q_g = R_g + D_{pL}$$

$$q_9 = 1838.022114 \text{ N}$$

Cálculo de reacciones

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$-R_{14} + q_9 + q_c - R_{11} = 0$$

Cálculo de momentos

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$-q_9 * 0.75 \text{ m} + R_{11} * 1.75 \text{ m} - q_c * 0.176 \text{ m} = 0$$

$$R_{11} = \frac{q_9 * 0.75 \text{ m} + q_c * 0.176 \text{ m}}{1.75 \text{ m}}$$

$$R_{11} = 878.460493 \text{ N}$$

$$R_{14} = q_9 + q_c - R_{11}$$

$$R_{14} = 1861.773421 \text{ N}$$

Análisis fuerza cortante

$$V_{14} = R_{14}$$

$$V_c = V_{14} - q_c$$

$$V_c = 959.561621 \text{ N}$$

$$V_9 = V_c - q_9$$

$$V_9 = -878.460493 \text{ N}$$

$$V_{11} = V_9 + R_{11}$$

$$V_{11} = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_c = R_{14} * 0.176 \text{ N * m}$$

$$M_c = 327.672122 \text{ N}$$

$$M_9 = (q_9 - R_{11}) * 0.574 \text{ m} + M_c$$

$$M_9 = 878.460493 \text{ N * m}$$

$$M_{11} = R_{11} * 1 \text{ m} - M_9$$

$$M_{11} = 0 \text{ N * m}$$

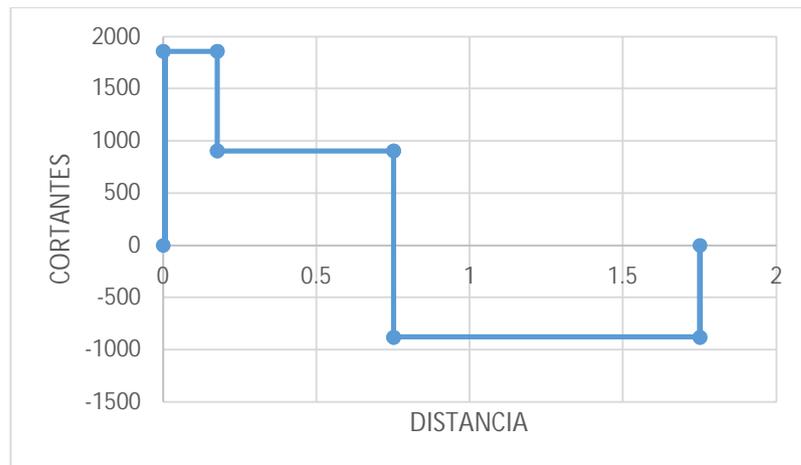


Figura 48. Diagrama de fuerzas cortantes de viga lateral inferior

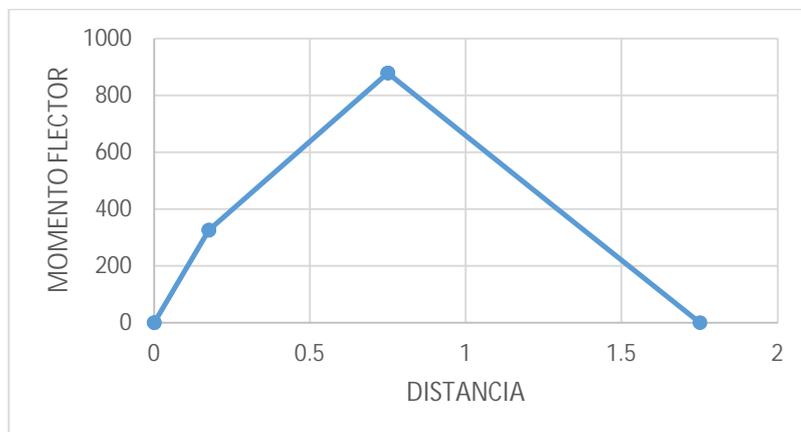


Figura 49. Diagrama de momento flector de viga lateral inferior

Momento de inercia viga marco de soporte superior

$$I_{p11} = \frac{1}{12} * A_{p1} * H_{p1}^3$$

$$I_{p11} = 1429166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{p2} = A_{p1} - 2 * e_{p1}$$

$$A_{p2} = 44 \text{ mm}$$

$$H_{p2} = H_{p1} - 2 * e_{p1}$$

$$H_{p2} = 64 \text{ mm}$$

$$I_{p12} = \frac{1}{12} * A_{p2} * H_{p2}^3$$

$$I_{p12} = 961194.666667 \text{ mm}^4$$

$$I_{p1} = I_{p11} - I_{p12}$$

Momento de inercia del perfil con el que se está realizando el análisis

$$I_{p1} = 467972 \text{ mm}^4$$

Cálculo de eje neutro

$$y_{p1} = \frac{H_{p1}}{2}$$

$$y_{p1} = 35 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{p1} = \frac{I_{p1}}{y_{p1}}$$

$$S_{pl} = 13370.628571 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es:

$$M_9 = 0.87846 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{pl} = \frac{|M_9|}{S_{pl}}$$

$$\sigma_{pl} = 65.700763 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es:

$$A_{cpl} = 2 * (e_{pl} * H_{pl})$$

$$A_{cpl} = 420 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{pl} = \frac{\frac{q_g + q_c}{2}}{A_{cpt}}$$

$$\tau_{pl} = 3.262183 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vimpl} = \sqrt{\sigma_{pl}^2 + 3\tau_{pl}^2}$$

$$\sigma_{vimpl} = 65.943277 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 240 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vmp1}}$$

$$N_s = 3.639492$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (ver anexo 12):

$$a = 0.176 \text{ mm}$$

$$a_1 = 1 \text{ m}$$

$$\delta_{pl} = \frac{P * a}{24 * E * I} * (3 * L^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{pl} = \frac{(q_9 + q_c) * a}{24 * E_{ac} * I_{pl}} * (3 * L_{pl}^2 - 4 * a_1^2)$$

$$\delta_{pl} = 1.113775 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{pl}}{180} = 11.666667 \text{ mm}$$

4.1.2.7. Análisis de carrilera de desplazamiento vertical

En estas carrileras se desplaza el mecanismo de izaje.

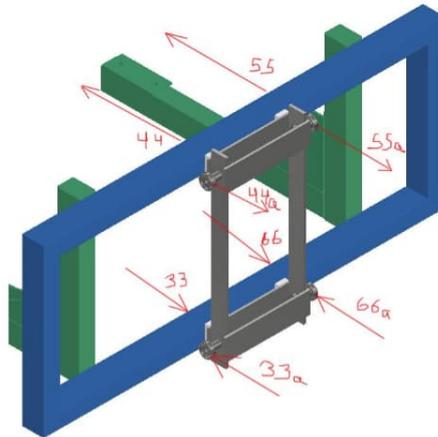


Figura 50. Esfuerzos en la carrilera de desplazamiento vertical

$$F_{55} = 3049.146 \text{ N}$$

$$F_{66} = 3049.146 \text{ N}$$

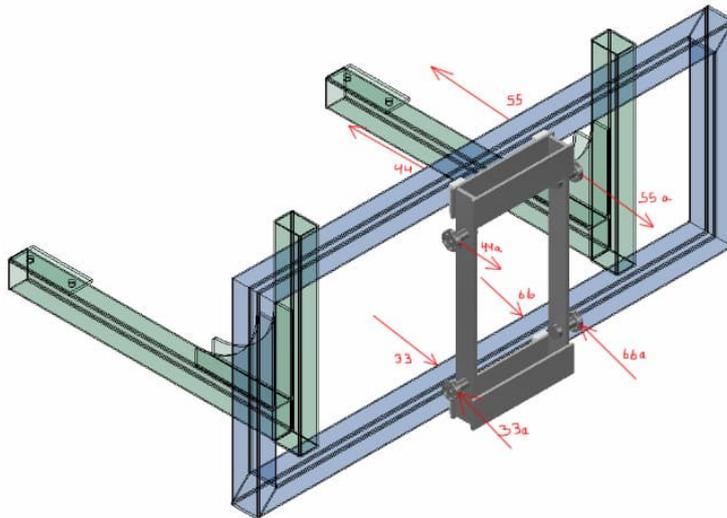


Figura 51. Aspecto transparente de estructura de desplazamiento vertical

las reacciones en el punto 55 y 66 se calculan en función a la carga generada por la viga en voladizo como se muestra en la figura 62.

Los puntos de análisis son el 55 y 66.

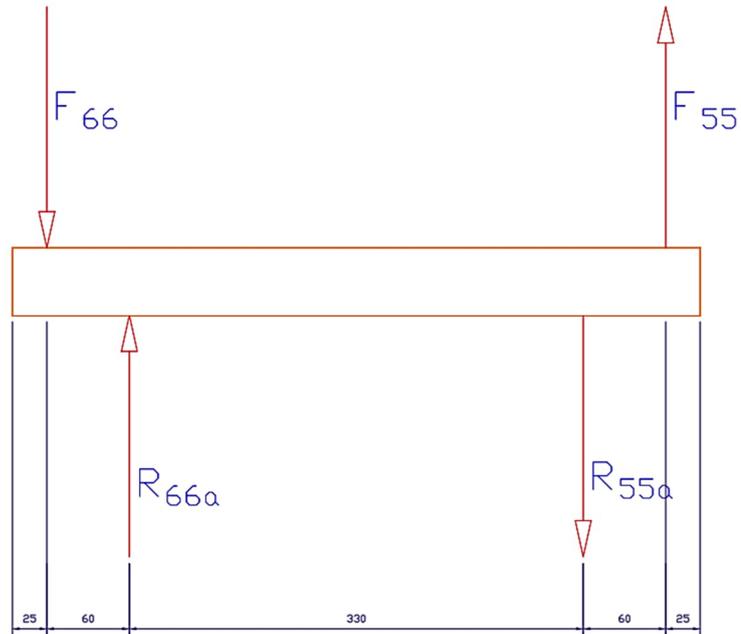


Figura 52. Diagrama de cuerpo libre viga vertical de carro de izaje

Cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$-F_{66} - R_{66a} - R_{55a} + F_{55} = 0$$

Cálculo de momentos:

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$-F_{66} * 0.060 \text{ m} + R_{55a} * 0.33 \text{ m} + F_{55} * (0.33 \text{ m} + 0.060 \text{ m}) = 0$$

$$R_{55a} = \frac{F_{66} * 0.060 \text{ m} + F_{55} * (0.33 \text{ m} + 0.060 \text{ m})}{0.33 \text{ m}}$$

$$R_{55a} = 4157.926364 \text{ N}$$

$$R_{66a} = F_{66} + R_{55a} - F_{55}$$

$$R_{66a} = 4157.926364 \text{ N}$$

Análisis fuerza cortante

$$V_{66} = -F_{66}$$

$$V_{66} = -3049.146 \text{ N}$$

$$V_{66a} = V_{66} + R_{66a}$$

$$V_{66a} = 1108.780364 \text{ N}$$

$$V_{55a} = V_{66a} - R_{55a}$$

$$V_{55a} = -3049.146 \text{ N}$$

$$V_{55} = F_{55} + V_{55a}$$

$$V_{55} = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_{66} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{66a} = -(F_{66} \cdot 0.060 \text{ m})$$

$$M_{66a} = -182.94876 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{55a} = M_{66a} + (V_{66a} \cdot 0.33 \text{ m})$$

$$M_{55a} = 182.94876 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{55} = M_{55a} + (V_{55a} \cdot 0.060 \text{ m})$$

$$M_{55} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

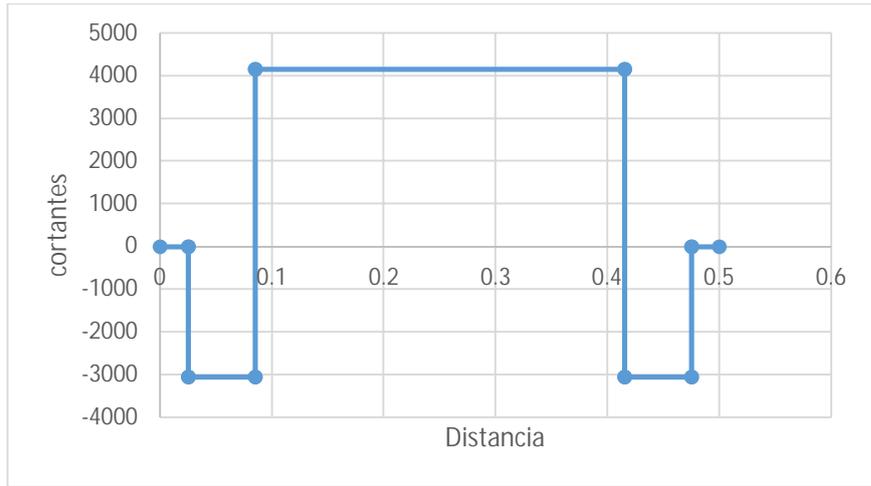


Figura 53. Diagrama de fuerzas cortantes de viga vertical carro de izaje

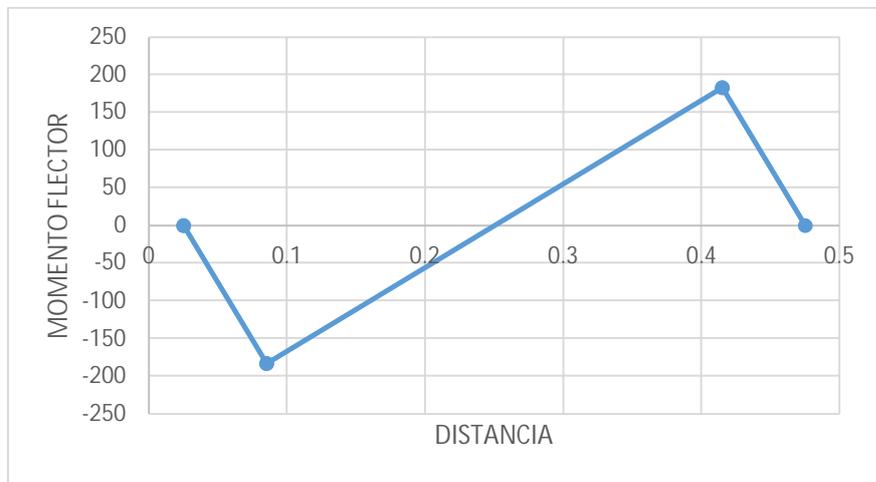


Figura 54. Diagrama de momento flector de viga vertical carro de izaje

$$H_{ci} = 45 \text{ mm}$$

$$A_{ci} = 6 \text{ mm}$$

La longitud de la viga del carro de izaje:

$$L_{ci} = 500 \text{ mm}$$

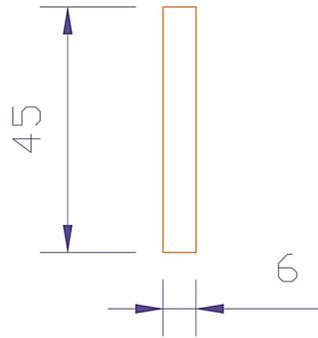


Figura 55. Sección de perfil vertical de carrilera

$$V_{ci} = (H_{ci} * A_{ci} * L_{ci})$$

$$V_{ci} = 0.000135 \text{ m}^3$$

$$m_{ci} = V_{ci} * \rho_E$$

Masa del perfil:

$$m_{ci} = 1.05975 \text{ kg}$$

Peso del perfil viga marco de soporte superior:

$$D_{ci} = m_{ci} * g$$

$$D_{ci} = 10.392597 \text{ N}$$

Momento de inercia viga marco de soporte superior:

$$I_{ci} = \frac{1}{12} * A_{ci} * H_{ci}^3$$

$$I_{ci} = 45562.5 \text{ mm}^4$$

$$A_{pci} = A_{ci}$$

$$A_{pci} = 6 \text{ mm}$$

Cálculo de eje neutro:

$$y_{ci} = \frac{H_{ci}}{2}$$

$$y_{ci} = 22.5 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{ci} = \frac{I_{ci}}{y_{ci}}$$

$$S_{ci} = 2025 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es:

$$M_{55a} = 0.182949 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{ci} = \frac{|M_{55a}|}{S_{ci}}$$

$$\sigma_{ci} = 90.345067 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es:

$$A_{cci} = (A_{ci} \cdot H_{ci})$$

$$A_{cci} = 270 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{ci} = \frac{V_{66a}}{A_{cci}}$$

$$\tau_{pl} = 4.106594 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vmci} = \sqrt{\sigma_{pl}^2 + 3\tau_{pl}^2}$$

$$\sigma_{vmci} = 90.624629 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 250 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vmci}}$$

$$N_s = 2.758632$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (anexo 13)

$$L_{vv} = 500 \text{ mm}$$

$$a_{vv} = 25 \text{ mm}$$

$$\delta_{vv} = \frac{P * a}{24 * E * I} * (3 * L^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{vv} = \frac{V_{66a} * a_{vv}}{24 * E_{ac} * I_{ci}} * (3 * L_{vv}^2 - 4 * a_{vv}^2)$$

$$\delta_{vv} = 0.094743 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{vv}}{180} = 3.333333 \text{ mm}$$

4.1.2.8. Análisis en las platinas horizontales que van ubicadas de forma horizontal en el carro de izaje

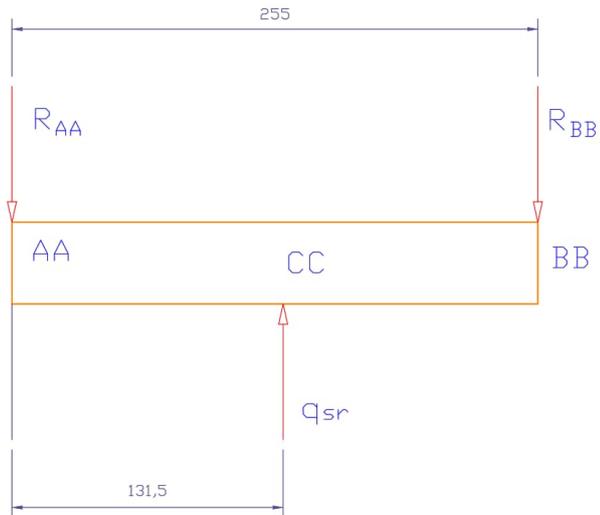


Figura 56. Diagrama de cuerpo libre de vigas horizontales de carro de izaje

$$q_{cc} = 3398.169271 \text{ N}$$

$$q_{sr} = \frac{q_{cc}}{2}$$

$$q_{sr} = 1699.084636 \text{ N}$$

Cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$R_{AA} + R_{BB} - q_{sr} = 0$$

Cálculo de momentos:

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$q_{sr} * \frac{0.255 \text{ m}}{2} - R_{BB} * 0.255 \text{ m} = 0$$

$$R_{BB} = \frac{q_{sr} * \frac{0.255 \text{ m}}{2}}{0.255 \text{ m}}$$

$$R_{BB} = 849.542318 \text{ N}$$

$$R_{AA} = q_{sr} - R_{BB}$$

$$R_{AA} = 849.542318 \text{ N}$$

Análisis fuerza cortante

$$V_{AA} = R_{AA}$$

$$V_{AA} = 849.542318 \text{ N}$$

$$V_{CC} = V_{AA} - q_{sr}$$

$$V_{CC} = -849.542318 \text{ N}$$

$$V_{BB} = V_{CC} + R_{BB}$$

$$V_{BB} = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_{AA} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{CC} = \frac{0.255 \text{ m}}{2} * R_{AA}$$

$$M_{CC} = 108.316646 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BB} = M_{CC} - \left(\frac{0.255 \text{ m}}{2} * R_{BB} \right)$$

$$M_{BB} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

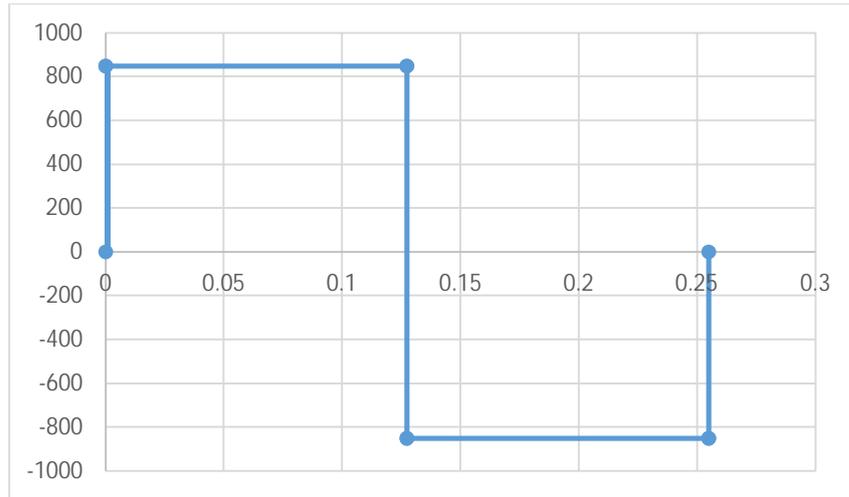


Figura 57. Diagrama de fuerzas cortantes de viga horizontal carro de izaje

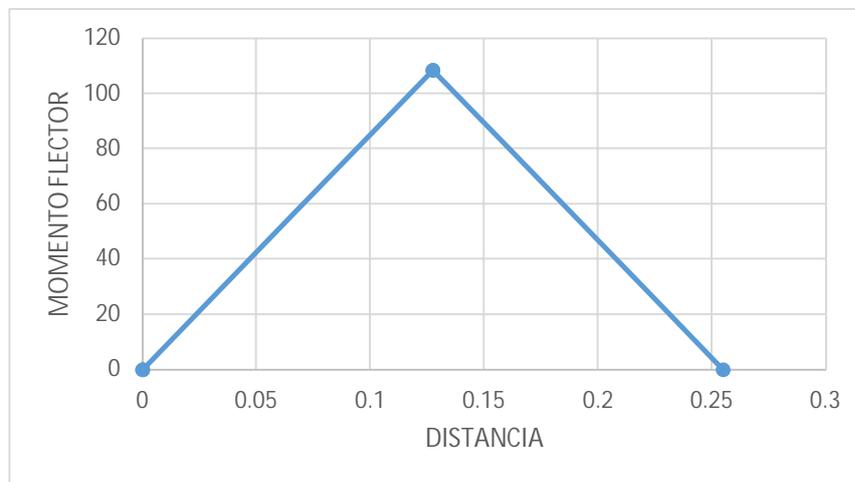


Figura 58. Diagrama de momento flector de viga horizontal carro de izaje

$$H_{\text{cih}} = 50 \text{ mm}$$

$$A_{\text{cih}} = 4 \text{ mm}$$

La longitud de la viga horizontal del carro de izaje:

$$L_{\text{cih}} = 255 \text{ mm}$$

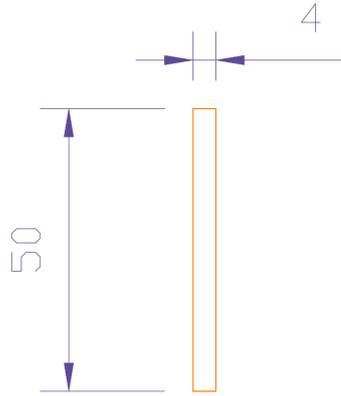


Figura 59. Sección rectangular de viga horizontal

$$V_{ci} = (H_{cjh} * A_{cjh} * L_{cjh})$$

$$V_{ci} = 0.000051 \text{ m}^3$$

$$m_{cjh} = V_{cjh} * \rho_E$$

Masa del perfil:

$$m_{ci} = 0.40035 \text{ kg}$$

Peso del perfil viga marco de soporte superior:

$$D_{cjh} = m_{cjh} * g$$

$$D_{cjh} = 3.926092 \text{ N}$$

Momento de inercia viga marco de soporte superior:

$$I_{cjh} = \frac{1}{12} * A_{cjh} * H_{cjh}^3$$

$$I_{cjh} = 41666.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{pcjh} = A_{cjh}$$

$$A_{pcjh} = 4 \text{ mm}$$

Cálculo de eje neutro:

$$y_{c_{ih}} = \frac{H_{c_{ih}}}{2}$$

$$y_{c_{ih}} = 25 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_{c_{ih}} = \frac{I_{c_{ih}}}{y_{c_{ih}}}$$

$$S_{c_{ih}} = 1666.666667 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es:

$$M_{CC} = 108.316646 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{c_{ih}} = \frac{|M_{CC}|}{S_{c_{ih}}}$$

$$\sigma_{c_{ih}} = 64.989987 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es:

$$A_{c_{c_{ih}}} = (A_{c_{ih}} * H_{c_{ih}})$$

$$A_{c_{c_{ih}}} = 200 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_{c_{ih}} = \frac{q_{sr}}{A_{c_{c_{ih}}}}$$

$$\tau_{c_{ih}} = 8.495423 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vmcjh} = \sqrt{\sigma_{cjh}^2 + 3\tau_{cjh}^2}$$

$$\sigma_{vmcjh} = 66.634939 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 250 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vmcjh}}$$

$$N_s = 3.751786$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada (ver anexo 13):

$$L_{cjh} = 500 \text{ mm}$$

$$a_{vv} = 25 \text{ mm}$$

$$\delta_{cjh} = \frac{P * L^3}{48 * E * I}$$

$$\delta_{cjh} = \frac{V_{66a} * L_{cjh}^3}{48 * E_{ac} * I_{cjh}}$$

$$\delta_{cjh} = 0.070433 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{cjh}}{180} = 2.777778 \text{ mm}$$

Las carrileras soportan las cargas producidas por el sistema de elevación, en el diagrama se detallan las cargas que actúan sobre este elemento.

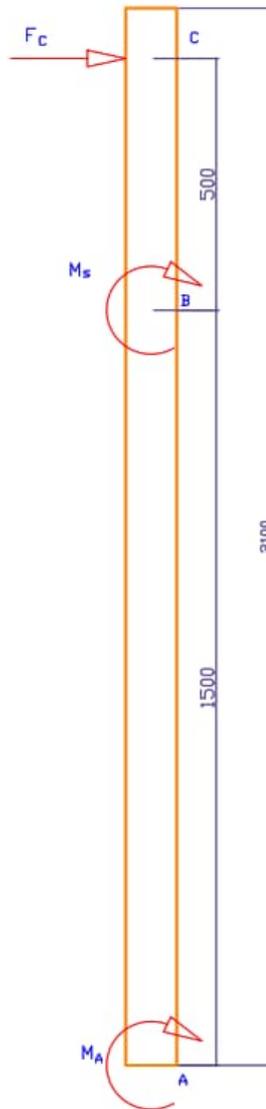


Figura 60. Diagrama de cuerpo libre de carrileras

Se calcula el momento que se genera en la condición más desfavorable.

$$q_s = 1411.641656 \text{ N}$$

$$L_c = 500 \text{ mm}$$

En la condición más desfavorable se considera que el brazo de palanca es la longitud de la viga en voladizo.

$$M_s = q_s * 0.7\text{m}$$

$$M_s = 988.149159$$

$$\sum M = 0 \text{ } \curvearrowright +$$

$$-M_s + F_C * 0.5 \text{ m} = 0$$

$$F_C = \frac{M_s}{0.5 \text{ m}}$$

$$F_C = 1976.298318 \text{ N}$$

Las reacciones se calculan tomando en cuenta las cargas que se han calculado

$$\sum M = 0 \text{ } \curvearrowright +$$

$$-M_A - M_s + F_C * 2\text{m} = 0$$

$$M_A = -M_s - (F_C * 2\text{m})$$

$$M_A = 4940.745796 \text{ N} * \text{m}$$

Cálculo de reacción horizontal

$$\sum F_y = 0 \text{ } \downarrow +$$

$$R_{Ax} + F_C = 0$$

$$R_{Ax} = -F_C$$

$$R_{Ax} = -1976.298318 \text{ N}$$

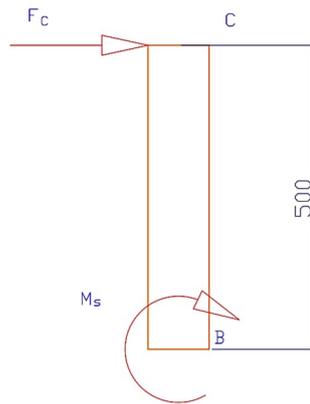


Figura 61. Diagrama de cuerpo libre de sección superior de carrilera

Cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0 \downarrow +$$

$$R_{AA} + R_{BB} - q_{sr} = 0$$

Cálculo de momentos:

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$q_{sr} * \frac{0.255 \text{ m}}{2} - R_{BB} * 0.255 \text{ m} = 0$$

$$R_{BB} = \frac{q_{sr} * \frac{0.255 \text{ m}}{2}}{0.255 \text{ m}}$$

$$R_{BB} = 849.542318 \text{ N}$$

$$R_{AA} = q_{sr} - R_{BB}$$

$$R_{AA} = 849.542318 \text{ N}$$

Análisis fuerza cortante

$$V_A = R_{Ax}$$

$$V_A = -1976.298318 \text{ N}$$

$$V_C = V_A - R_{Ax}$$

$$V_C = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores

$$M_A = -4940.745796 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_B = M_A + M_s$$

$$M_B = -3952.596637 \text{ N}$$

$$M_C = 108.316646 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_C = M_B + (F_C \cdot 2\text{m})$$

$$M_C = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

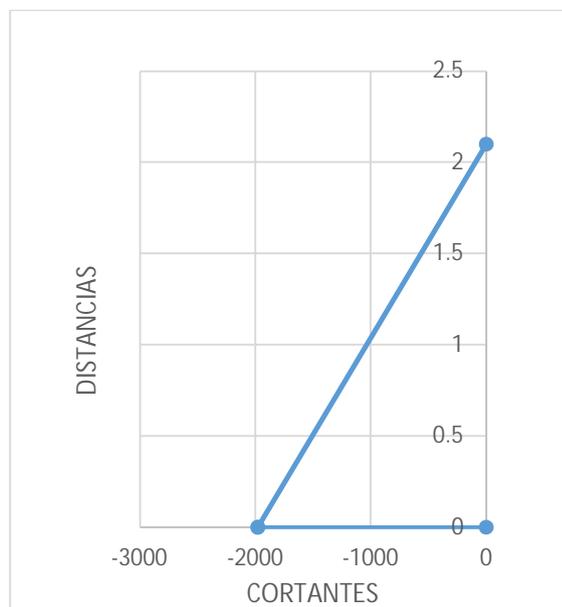


Figura 62. Diagrama de fuerzas cortantes de carrilera U

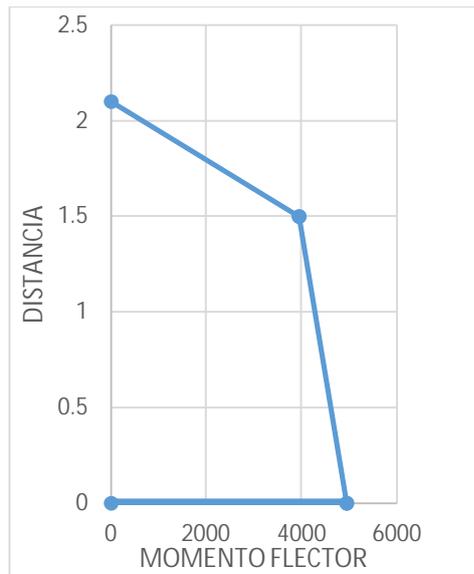


Figura 63. Diagrama de momento flector de carrilera U

$$H_c = 70 \text{ mm}$$

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

La longitud de la viga horizontal del carro de izaje:

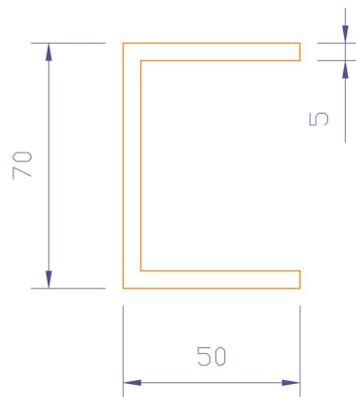


Figura 64. Sección de canal «U»

Cálculo de centro de gravedad

1

$$h_1 = 5 \text{ mm}$$

$$b_1 = 50 \text{ mm}$$

$$x_1 = \frac{b_1}{2}$$

$$x_1 = 25 \text{ mm}$$

$$y_1 = \frac{h_1}{2}$$

$$y_1 = 2.5 \text{ mm}$$

$$a_1 = b_1 * h_1$$

$$a_1 = 250 \text{ mm}^2$$

2

$$h_2 = 60 \text{ mm}$$

$$b_2 = 5 \text{ mm}$$

$$x_2 = \frac{b_2}{2}$$

$$x_2 = 2.5 \text{ mm}$$

$$y_2 = \frac{h_2}{2}$$

$$y_2 = 30 \text{ mm}$$

$$a_2 = b_2 * h_2$$

$$a_2 = 300 \text{ mm}^2$$

3

$$h_3 = 5 \text{ mm}$$

$$b_3 = 50 \text{ mm}$$

$$x_3 = \frac{b_3}{2}$$

$$x_3 = 25 \text{ mm}$$

$$y_3 = h_1 + h_2 + \frac{h_3}{2}$$

$$y_3 = 67.5 \text{ mm}$$

$$a_3 = b_3 * h_3$$

$$a_3 = 250 \text{ mm}^2$$

$$x = \frac{x_1 * a_1 + x_2 * a_2 + x_3 * a_3}{a_1 + a_2 + a_3}$$

$$x = 16.5625 \text{ mm}$$

$$y = \frac{y_1 * a_1 + y_2 * a_2 + y_3 * a_3}{a_1 + a_2 + a_3}$$

$$y = 33.125 \text{ mm}$$

Cálculo de distancias desde el centro de gravedad del perfil «U» hacia las áreas 1, 2 y

3

$$d_1 = h_2 + \frac{h_3}{2}$$

$$d_1 = 62.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 0 \text{ N}$$

$$d_3 = h_2 + \frac{h_1}{2}$$

$$d_3 = 62.5 \text{ mm}$$

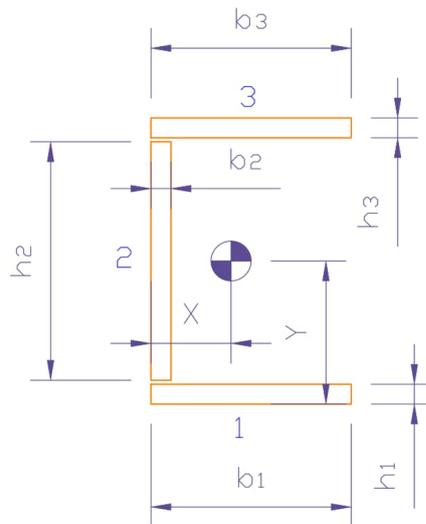


Figura 65. Medidas de sección «U»

Momento de inercia viga marco de soporte superior:

$$I_1 = \frac{1}{12} * b_1 * b_1^3 + a_1 * (d_1)^3$$

$$I_1 = 977083.333333 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \frac{1}{12} * b_2 * h_2^3$$

$$I_2 = 90000 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = \frac{1}{12} * b_3 * h_3^3 + a_3 * (d_3)^3$$

$$I_3 = 977083.333333 \text{ mm}^4$$

$$I_c = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I_c = 2044166.666667 \text{ mm}^4$$

$$A_{pcih} = A_{cjh}$$

$$A_{pcih} = 4 \text{ mm}$$

Cálculo de eje neutro:

$$y_c = \frac{h_2 - h_1}{2}$$

$$y_c = 27.5 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$S_c = \frac{I_c}{y_c}$$

$$S_{cih} = 74333.3333333333 \text{ mm}^3$$

El momento máximo para el cálculo del esfuerzo es:

$$M_A = -4940.745796 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_c = \frac{|M_A|}{S_c}$$

$$\sigma_c = 66.467432 \text{ MPa}$$

El área cortante que tiene el perfil es:

$$A_{cv} = a_1 + a_2 + a_3$$

$$A_{cv} = 800 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_{cv}}$$

$$\tau_c = 2.470373 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Misses

$$\sigma_{vmcv} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_c^2}$$

$$\sigma_{vmcv} = 66.605013 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$S_{ac} = 250 \text{ MPa}$$

$$N_s = \frac{S_{ac}}{\sigma_{vmcv}}$$

$$N_s = 5.164776$$

Comprobación por deflexión

$$E_{ac} = 200 \text{ GPa}$$

La ecuación empleada:

$$a = 1000 \text{ mm}$$

$$L = 1100 \text{ mm}$$

$$L_m = 500 \text{ mm}$$

$$\delta_{fc} = \frac{P * a}{24 * E * I} * (3 * L^2 - 4 * a^2)$$

$$\delta_{fc} = \frac{F_c * a^2}{24 * E_{ac} * I_c} * (3 * L - a)$$

$$\delta_{fc} = 1.510623 \text{ mm}$$

$$\delta_{fc2} = \frac{M * L^2}{2 * E * I}$$

$$\delta_{fc2} = \frac{|M_A| * L_m^2}{2 * E_{ac} * I_c}$$

$$\delta_{fc2} = 1.510623 \text{ mm}$$

$$\delta_{total} = \delta_{fc} + \delta_{fc2}$$

$$\delta_{total} = 3.363655 \text{ mm}$$

La deflexión admisible según la norma ISO 800-2007

$$\frac{L_{cjh}}{180} = 7.333 \text{ mm}$$

4.1.2.9. Análisis de estabilidad del dispositivo

Para determinar la estabilidad del dispositivo se realiza los cálculos que seguidamente se muestran, se calcula las reacciones.

Masa de cilindro de aceite:

$$m_{cil} = 266.2 \text{ kg}$$

La masa de los accesorios que lleva el dispositivo se toma en cuenta los accesorios más pesados que son:

$$m_{actuador} = 20 \text{ kg}$$

$$m_{compresor} = 0.5 \text{ kg}$$

$$m_{acgir} = 0.5 \text{ kg}$$

$$m_{bat} = 20 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 * \frac{m}{seg^2}$$

Se establece la carga generada por los accesorios

$$q_{acc} = (m_{actuador} + m_{compresor} + m_{acgir} + m_{bat}) * g$$

$$q_{\text{acc}} = 402.07265 \text{ N}$$

El peso del cilindro es:

$$W_{\text{cil}} = m_{\text{cil}} * g$$

$$W_{\text{cil}} = 2610.53023 \text{ N}$$

Cálculos previos, como se tiene la carga a la máxima altura, se va a simplificar calculando el momento que produce sobre la viga horizontal que se encuentra en la parte inferior de la máquina.

$$l_{\text{carga}} = 0.569 \text{ m}$$

$$l_1 = 0.176 \text{ m}$$

$$l_2 = 0.574 \text{ m}$$

$$l_3 = 0.572 \text{ m}$$

Del diagrama del cuerpo libre se determina el momento producido por la carga generada por el peso del cilindro:

$$M_{\text{cil}} = W_{\text{cil}} * l_{\text{carga}}$$

$$M_{\text{cil}} = 2610.53023 \text{ N}$$

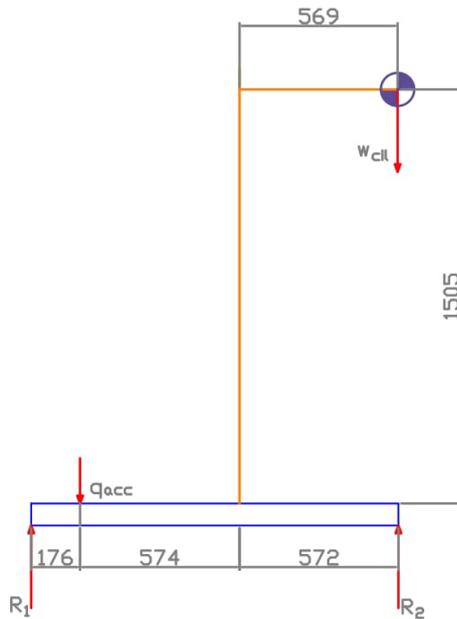


Figura 66. Diagrama de cuerpo libre de dispositivo

$$\sum M_1 = 0$$

$$-q_{acc} * l_1 - M_{cil} + R_2 * (l_2 + l_1 + l_3) = 0$$

$$R_2 = \frac{q_{acc} * l_1 + M_{cil}}{(l_2 + l_1 + l_3)}$$

$$R_2 = 1177.12291 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-R_1 + q_{acc} + w_{cil} - R_2 = 0$$

$$R_1 = q_{acc} + w_{cil} - R_2 = 1835.47997 \text{ N}$$

$$R_1 = 1835.47997 \text{ N}$$

La reacción 1 indica un valor de 1177.12 N, como el resultado sale positivo esto indica que la fuerza va hacia arriba, por lo tanto hay desequilibrio y se volteará el dispositivo cuando la carga esté suspendida, para evitar ese volteo se debe de añadir una masa, esta masa se denomina contrapeso, en las ecuaciones de equilibrio se tomará en cuenta la masa del contrapeso.

La reacción en el apoyo 1 debe tener el valor de la reacción 2, pero con signo negativo para asegurar que la rueda en el punto 1 no se separará del piso y así el dispositivo no se volcará.

$$q_{\text{contrapeso}} = 184\text{kg} * g$$

$$-(q_{\text{acc}} + q_{\text{contrapeso}}) * l_1 - M_{\text{cil}} + R_2(l_2 + l_1 + l_3) = 0$$

$$R_2 = \frac{(q_{\text{acc}} + q_{\text{contrapeso}}) * l_1 + M_{\text{cil}}}{(l_2 + l_1 + l_3)} = 1417.348745 \text{ N}$$

$$R_2 = 1417.348745 \text{ N}$$

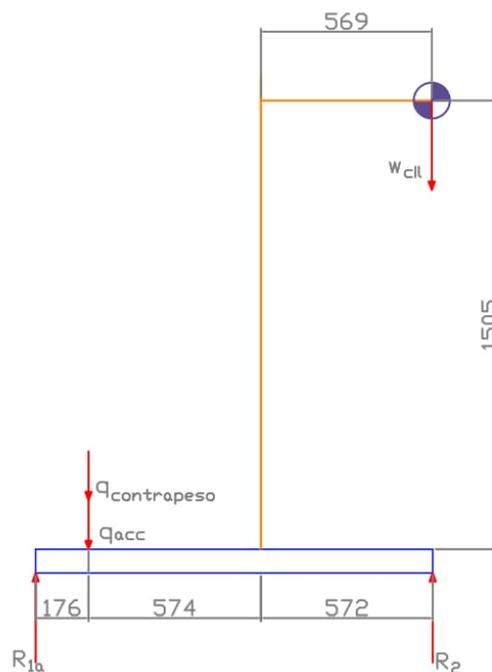


Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de dispositivo considerando el contrapeso

$$R_{1a} - q_{\text{acc}} - q_{\text{contrapeso}} - w_{\text{cil}} + R_2 = 0$$

$$R_{1a} = q_{\text{acc}} + q_{\text{contrapeso}} - w_{\text{cil}} - R_2$$

$$R_{1a} = -1179.08424 \text{ N}$$

Con el cálculo realizado se tiene que la reacción en el apoyo 1 es negativa, es decir va hacia abajo con un valor de -1179.08424 N, con este cálculo se afirma que el dispositivo no se volcará y tendrá estabilidad cuando la carga se encuentre suspendida.

Las medidas empleadas en el análisis de estabilidad del dispositivo fueron tomadas de la figura 65.

4.1.3. Simulación de esfuerzos en Autodesk Inventor

4.1.3.1. Simulación de viga en voladizo

Se simula la viga en voladizo, esta viga se encarga de soportar la carga generada por el cilindro y los accesorios que se instalan en la viga.

Para el diseño se determina en el análisis las fuerzas cortantes, que permiten el posterior diseño.

Fuerza cortante:

La fuerza cortante se analiza en el extremo que va empotrado, como se ve en la figura 66, se determina el cortante máximo.

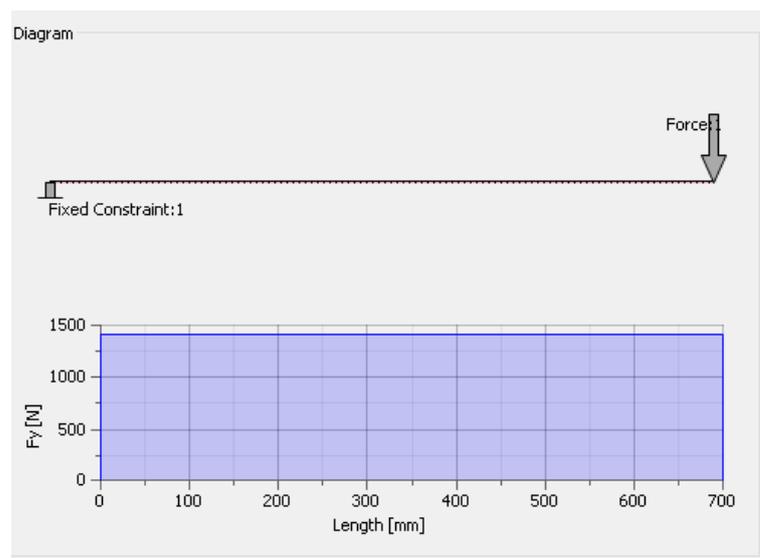


Figura 68. Fuerzas cortantes de viga voladizo
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Momento flector

El momento flector máximo genera el mayor esfuerzo, por tal motivo, es necesario determinar su valor.

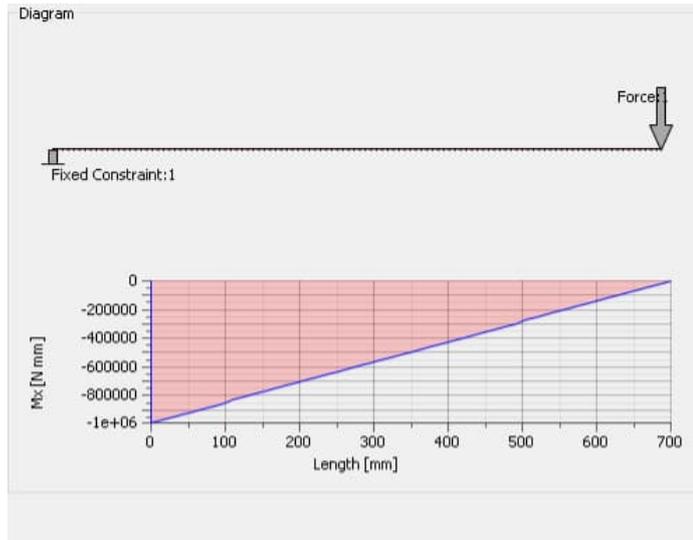


Figura 69. Momento flector máximo de viga en voladizo
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Deformación

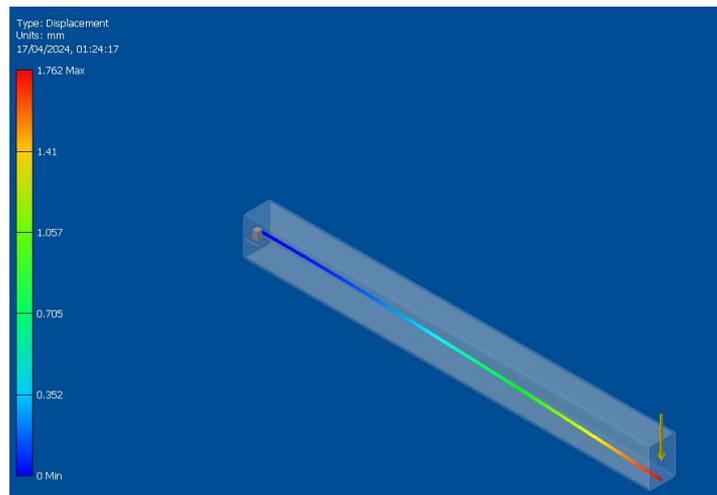


Figura 70. La deflexión máxima es 1.76 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Esfuerzo máximo

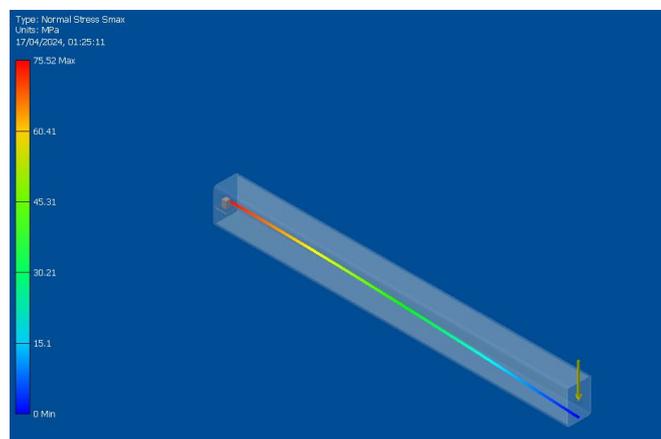


Figura 71. El esfuerzo máximo es 75.52 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad

Con el valor máximo del esfuerzo se calcula el factor de seguridad

$$N_s = \frac{S_{ac}}{75.52\text{MPa}} = 3.17$$

4.1.3.2. Simulación de vigas verticales de apoyo

Las vigas verticales de apoyo están ubicadas en la parte posterior de la viga en voladizo, las fuerzas cortantes se determinan en el siguiente análisis.

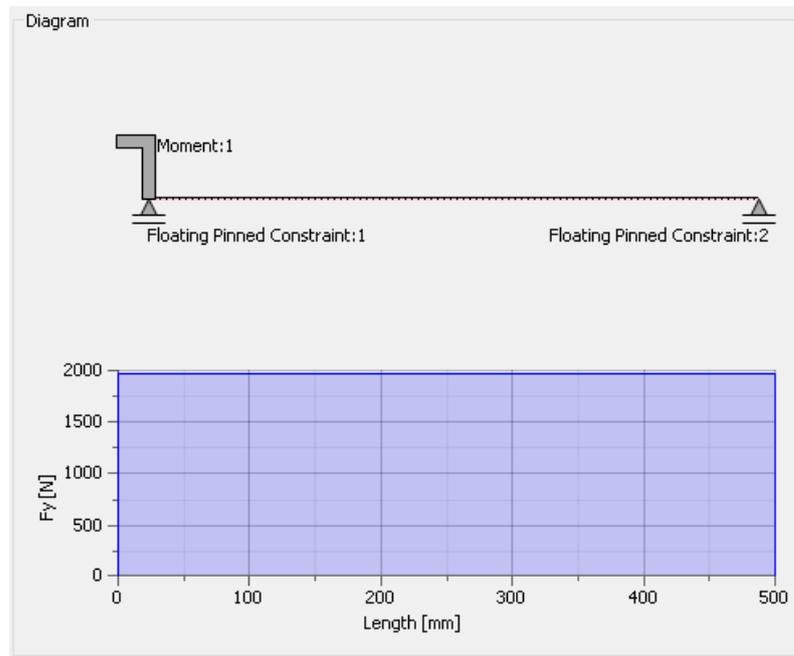


Figura 72. Fuerzas cortantes
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector máximo se determina en la parte inferior de las vigas verticales.

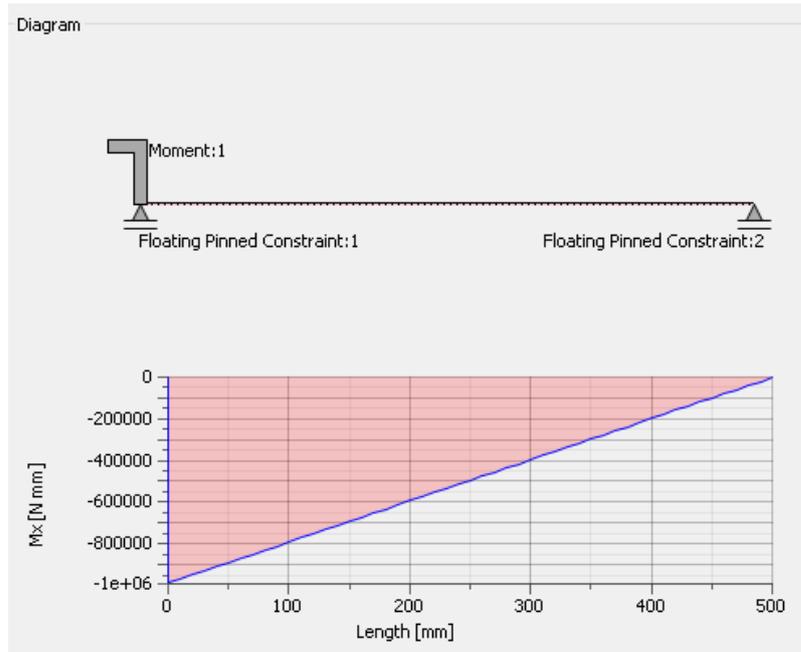


Figura 73. Momentos flectores
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

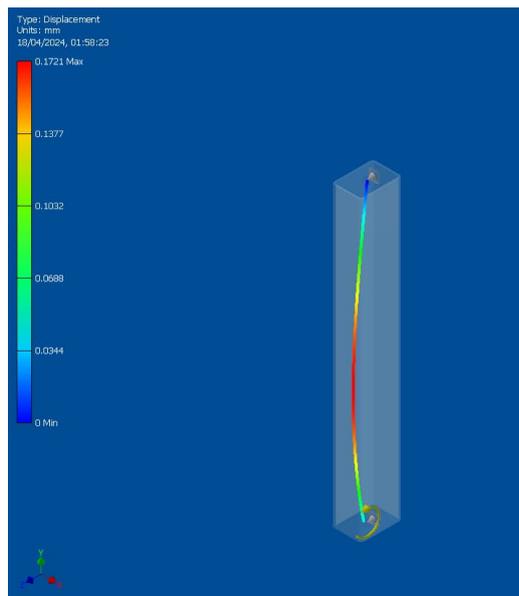


Figura 74. La deformación máxima es 0.17 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

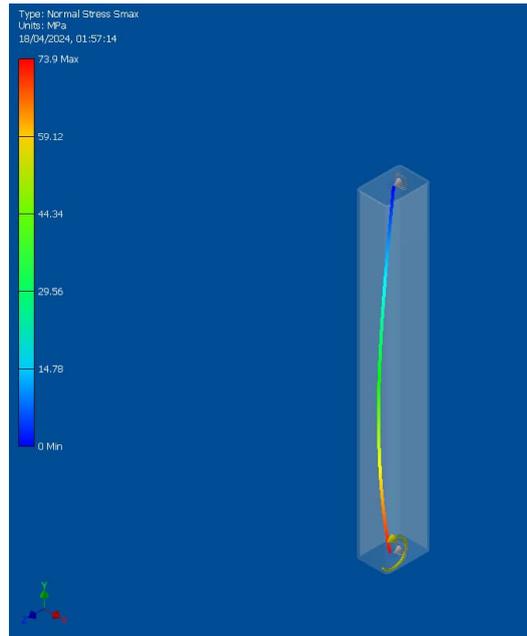


Figura 75. El esfuerzo máximo es 73.9 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad

Se calcula el factor de seguridad que tiene un valor de 3.28

$$N_s = \frac{S_{ac}}{73.9\text{MPa}} = 3.28$$

4.1.3.3. Simulación de marco de soporte de vigas en voladizo (marco superior)

La fuerza cortante se determina en el análisis realizado.

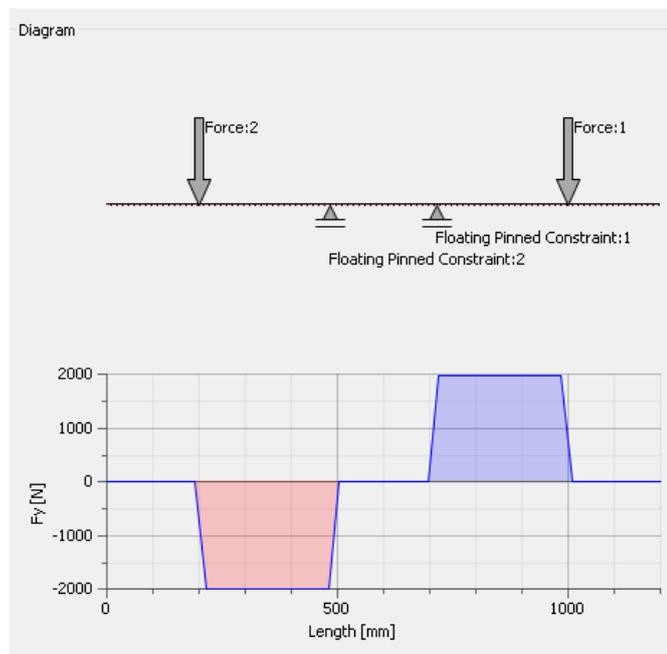


Figura 76. Fuerzas cortantes en el marco soporte de viga en voladizo
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector máximo se determina según el siguiente análisis.

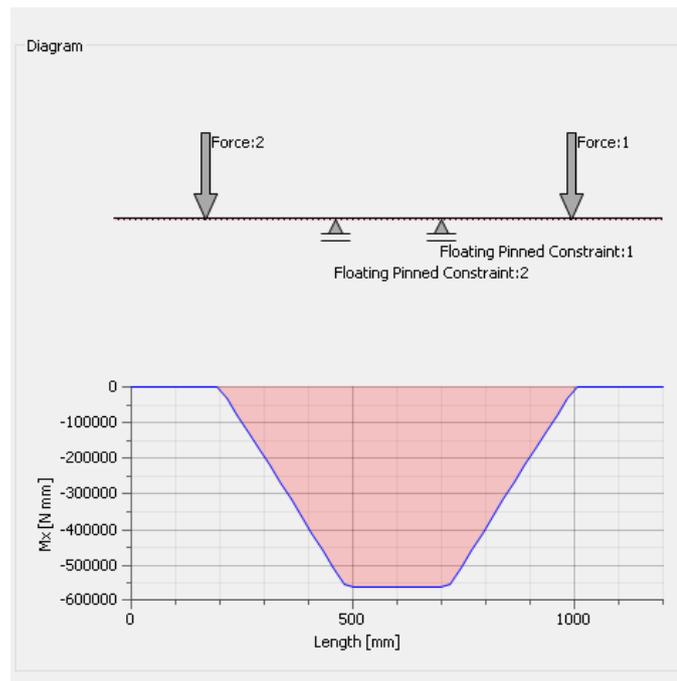


Figura 77. Momento flector
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

La deflexión máxima se produce en los extremos de la viga.

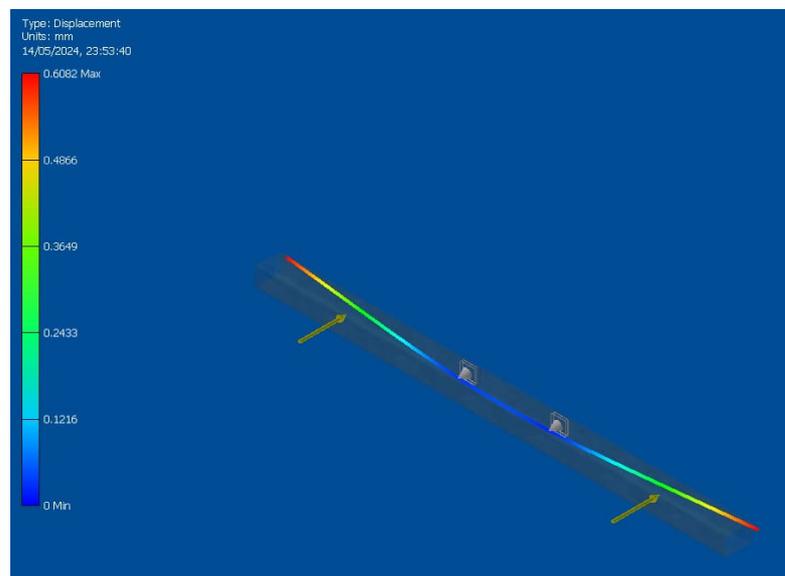


Figura 78. La deflexión máxima es de 0.6 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

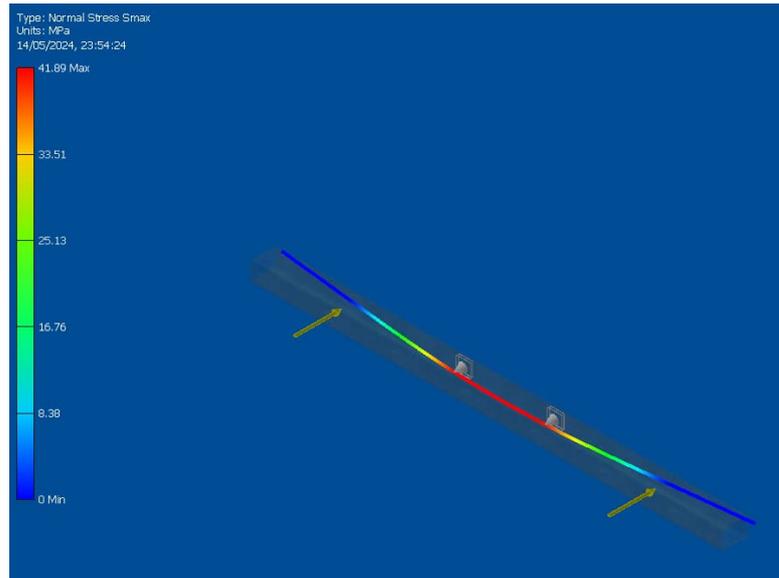


Figura 79. El esfuerzo máximo es 41.89 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El cálculo del factor de seguridad es 5.73

$$N_s = \frac{S_{ac}}{41.89\text{MPa}} = 5.73$$

4.1.3.4. Simulación de marco de soporte de vigas en voladizo (marco inferior)

El análisis determina los esfuerzos cortantes en la viga de soporte, marco inferior.

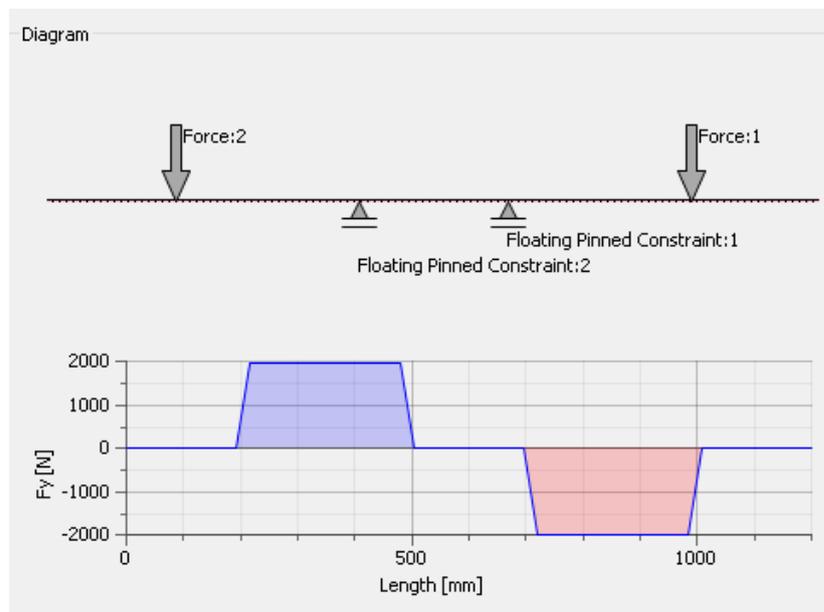


Figura 80. Fuerzas cortantes del marco soporte (inferior)
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector está determinado con su máximo valor.

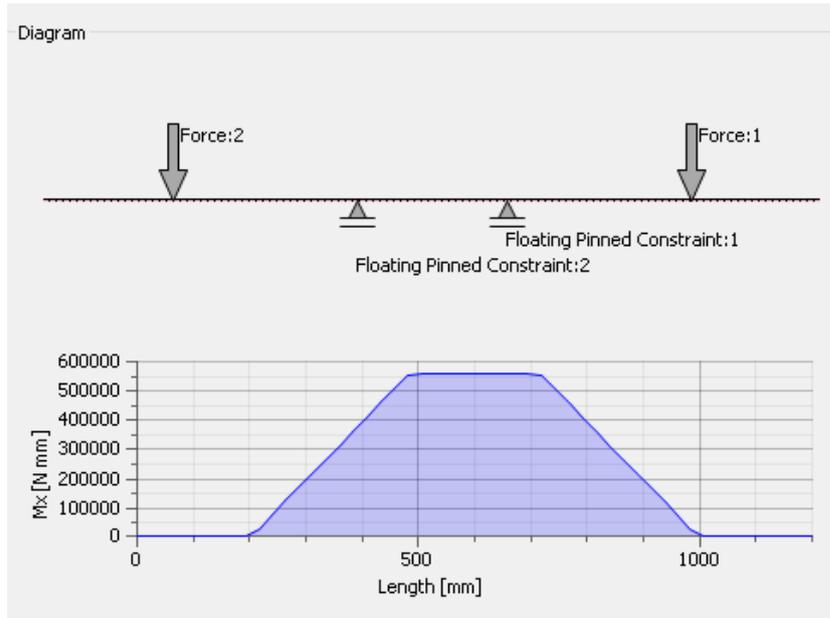


Figura 81. Momentos flectores en marco soporte
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

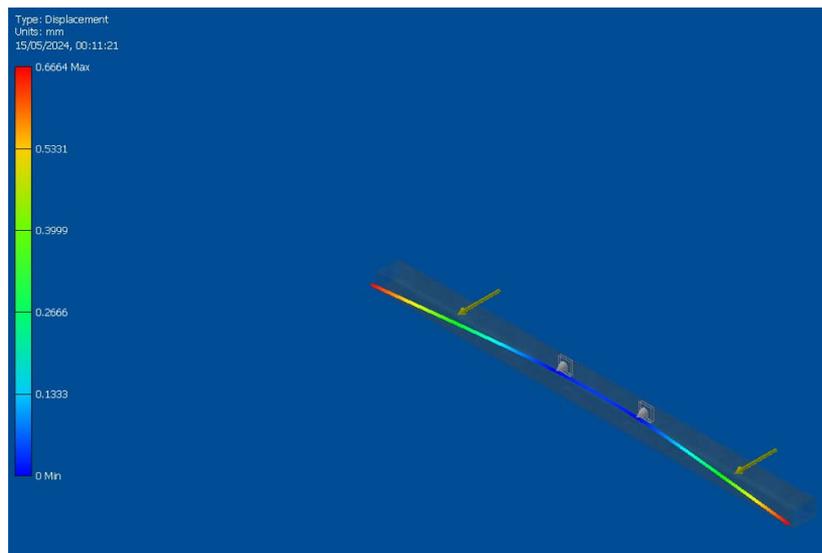


Figura 82. La deformación máxima es 0.6 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

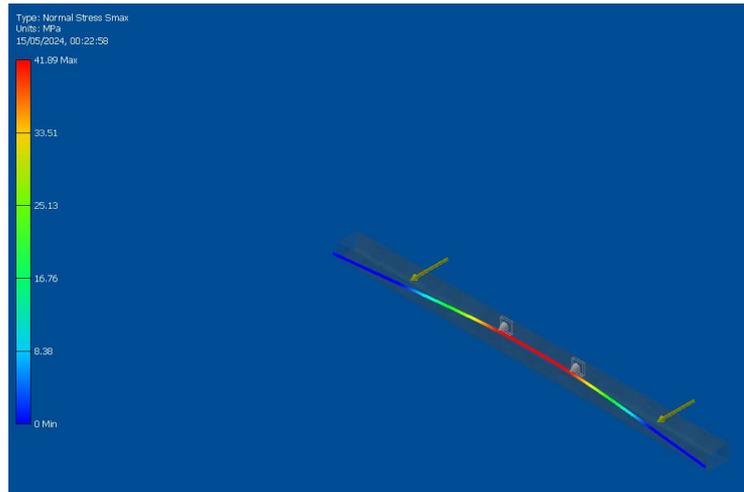


Figura 83. El esfuerzo máximo 41.89 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El cálculo del factor de seguridad da como valor 5.73

$$N_s = \frac{S_{ac}}{41.89\text{MPa}} = 5.73$$

4.1.3.5. Simulación de viga central

El análisis determina los esfuerzos cortantes en la viga central.

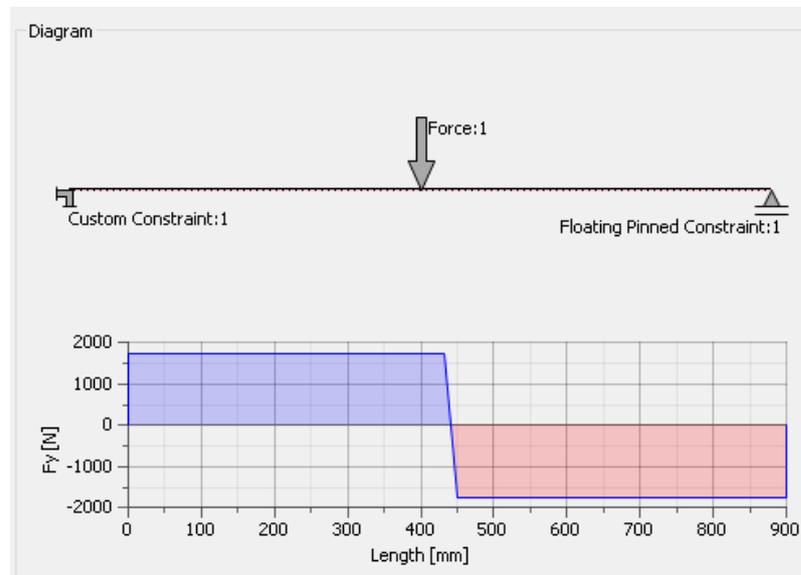


Figura 84. Fuerzas cortantes en viga central
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector está determinado con su máximo valor.

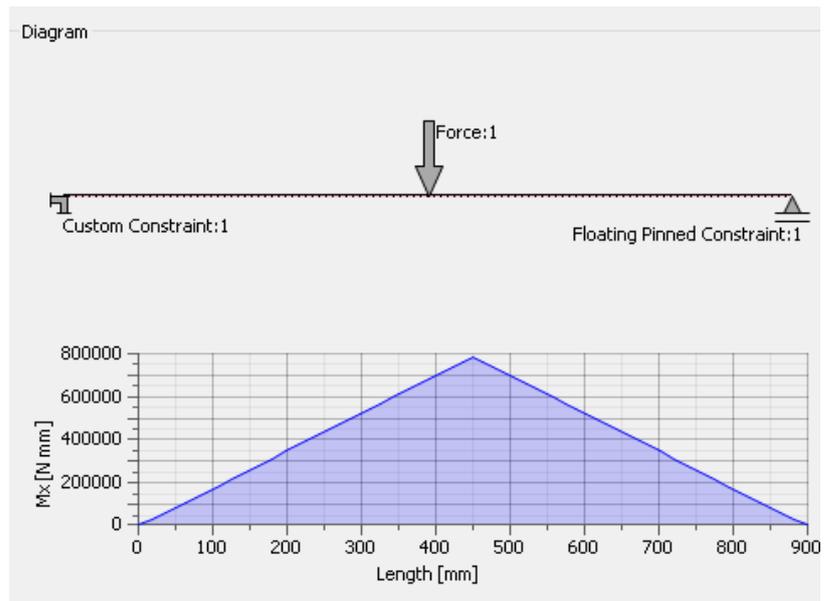


Figura 85. Momentos flectores
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

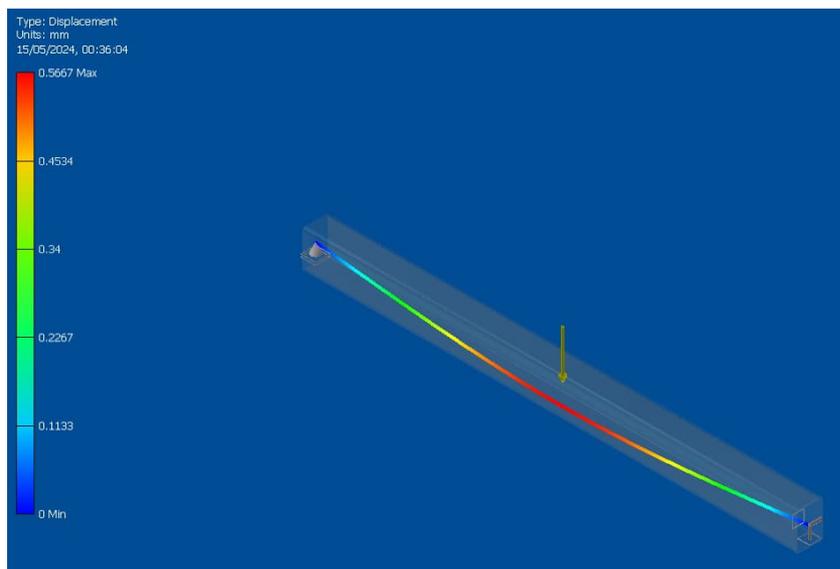


Figura 86. La máxima deformación es 0.56 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El esfuerzo máximo 58.76 MPa

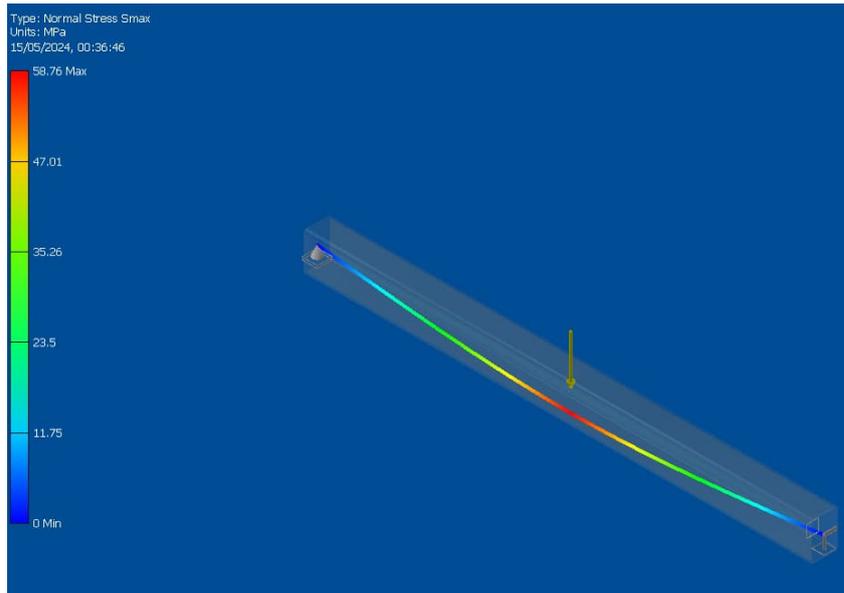


Figura 87. Esfuerzo
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El factor de seguridad es 4.08.

$$N_s = \frac{S_{ac}}{58.76\text{MPa}} = 4.08$$

4.1.3.6. Diseño de vigas laterales inferiores

El siguiente análisis determina los esfuerzos cortantes en las vigas laterales inferiores.

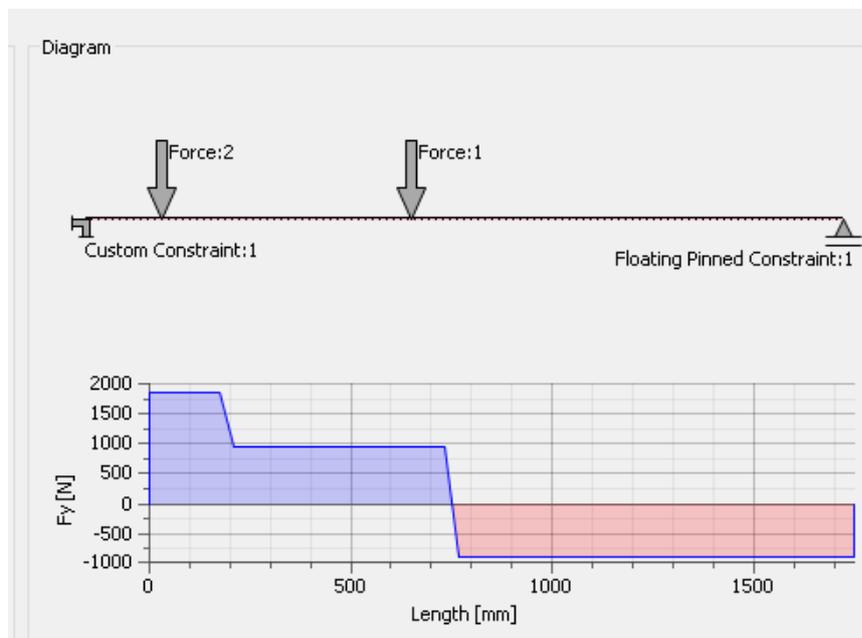


Figura 88. Fuerzas cortantes en vigas laterales inferiores
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector está determinado con su máximo valor.

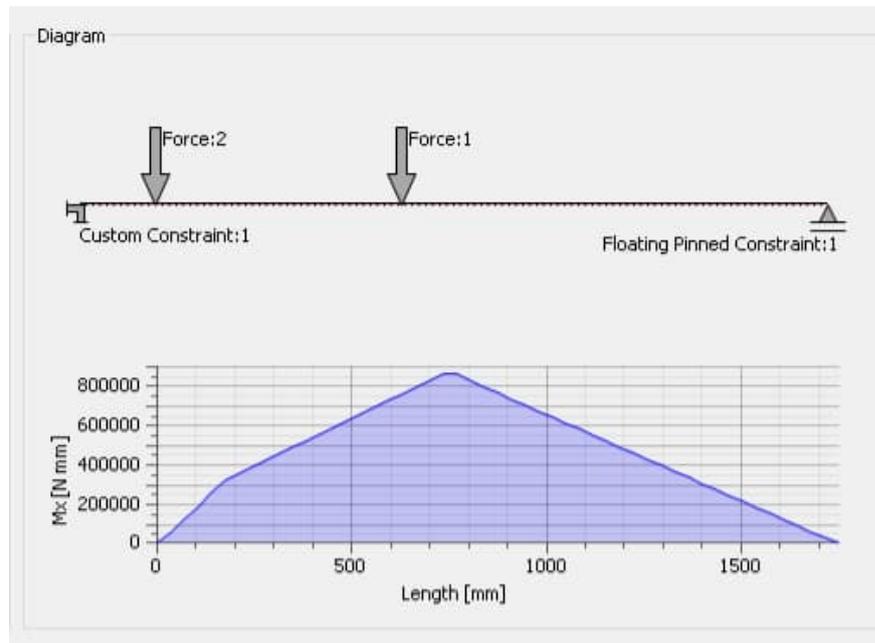


Figura 89. Momento flector en vigas laterales inferiores
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

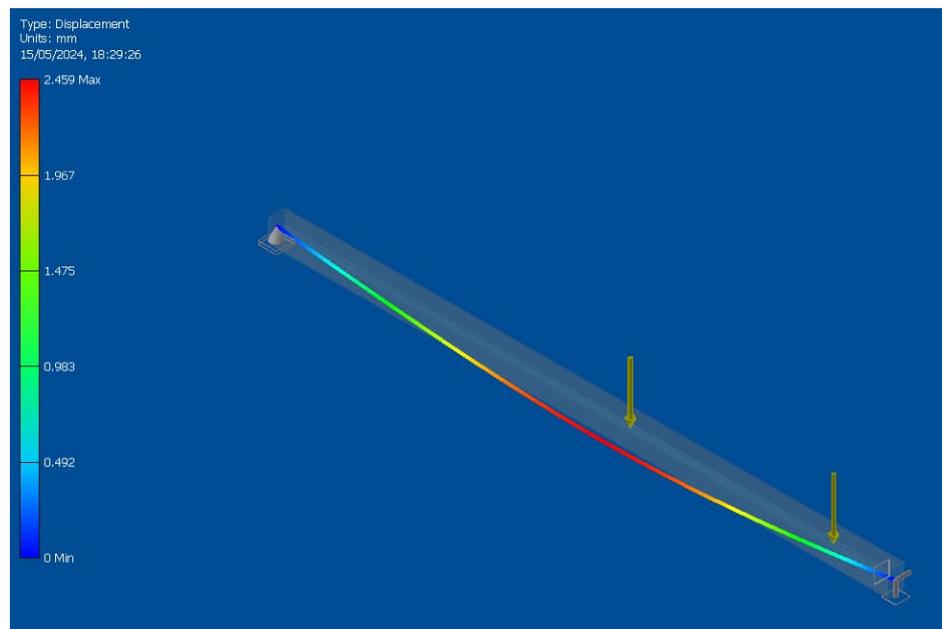


Figura 90. La deformación máxima tiene un valor de 2.4 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

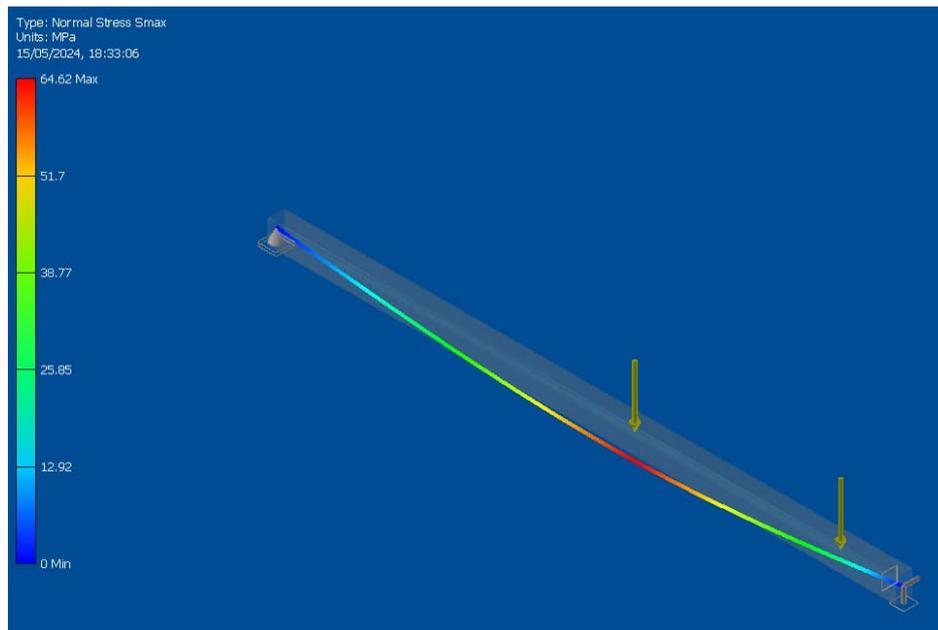


Figura 91. El esfuerzo máximo es 64.62 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El cálculo determina un valor de 3.71

$$N_s = \frac{S_{ac}}{64.62 \text{ MPa}} = 3.71$$

4.1.3.7. Simulación de perfil vertical de carro de izaje

El siguiente análisis determina los esfuerzos cortantes.

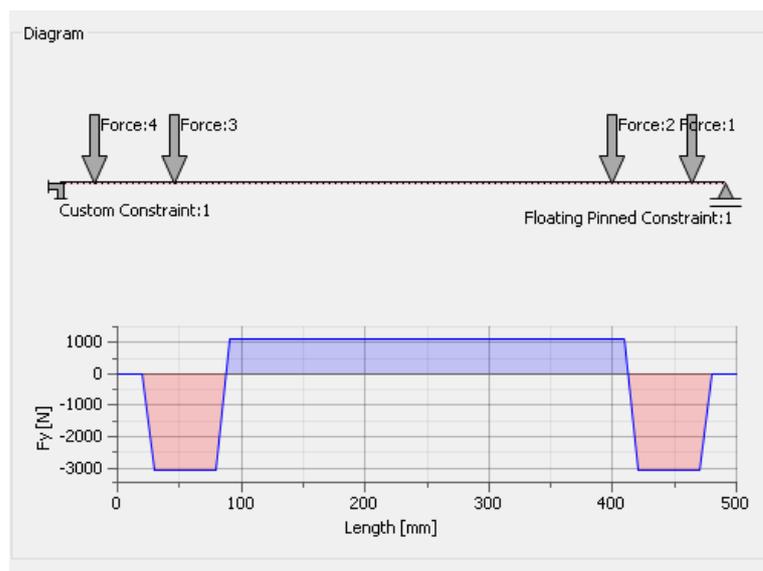


Figura 92. Fuerzas cortantes en perfil vertical de carro de izaje
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector máximo se encuentra en los extremos del perfil vertical del carro de izaje.

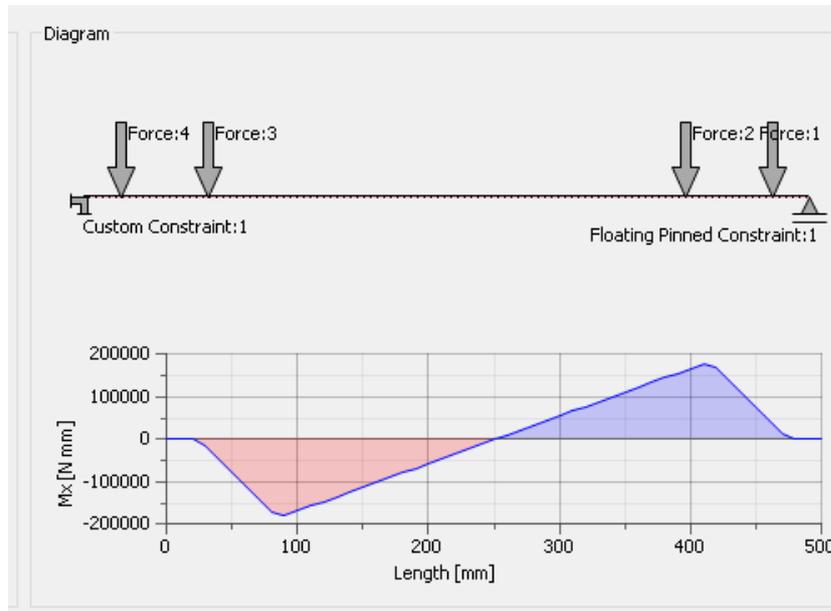


Figura 93. Momentos flectores en perfil vertical de carro de izaje
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

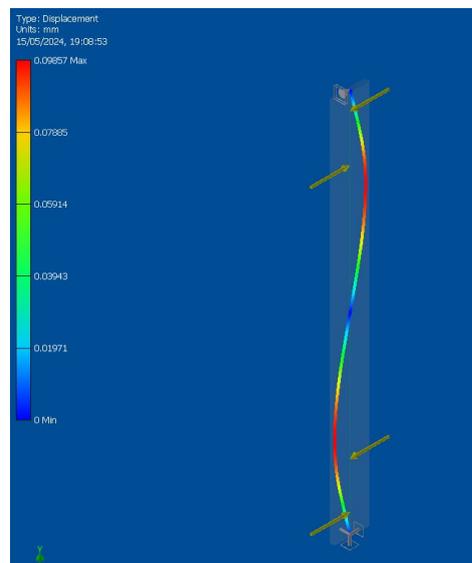


Figura 94. La deformación máxima es 0.09 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

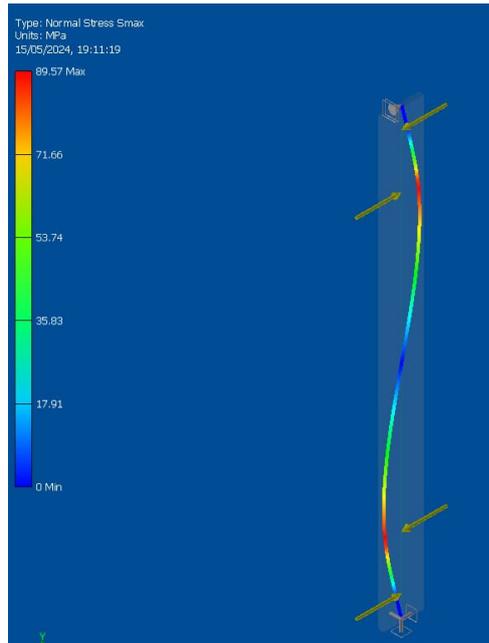


Figura 95. El esfuerzo máximo es 89.57 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El factor de seguridad es 2.67

$$N_s = \frac{S_{ac}}{89.57 \text{ MPa}} = 2.67$$

4.1.3.8. Simulación de perfil horizontal de carro de izaje

El siguiente análisis determina los esfuerzos cortantes.

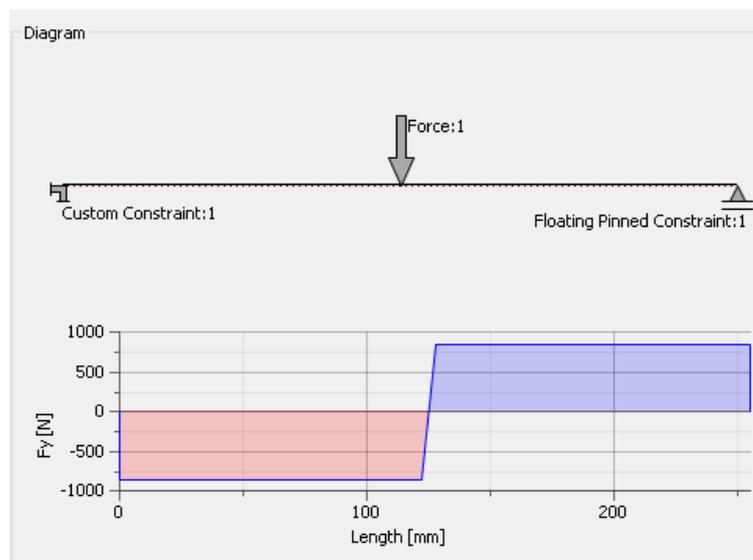


Figura 96. Esfuerzo cortante en perfil horizontal de carro de izaje
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

El momento flector máximo se encuentra en la parte central del perfil horizontal del carro de izaje.

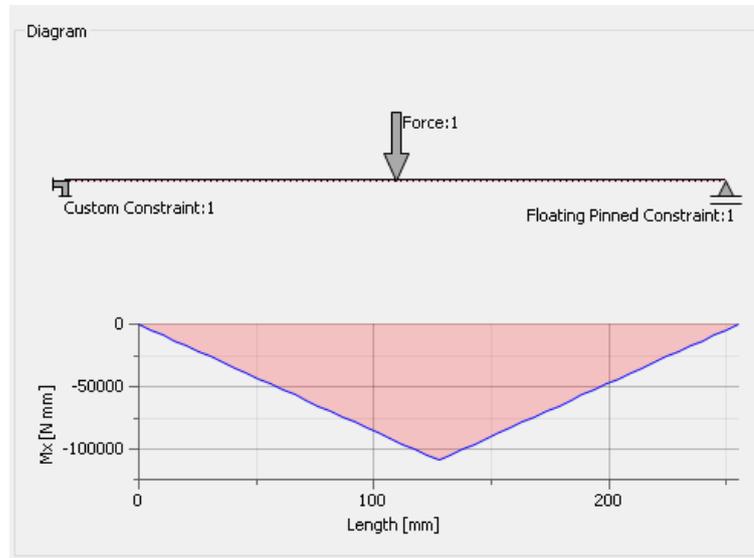


Figura 97. Momentos flectores de perfil horizontal
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

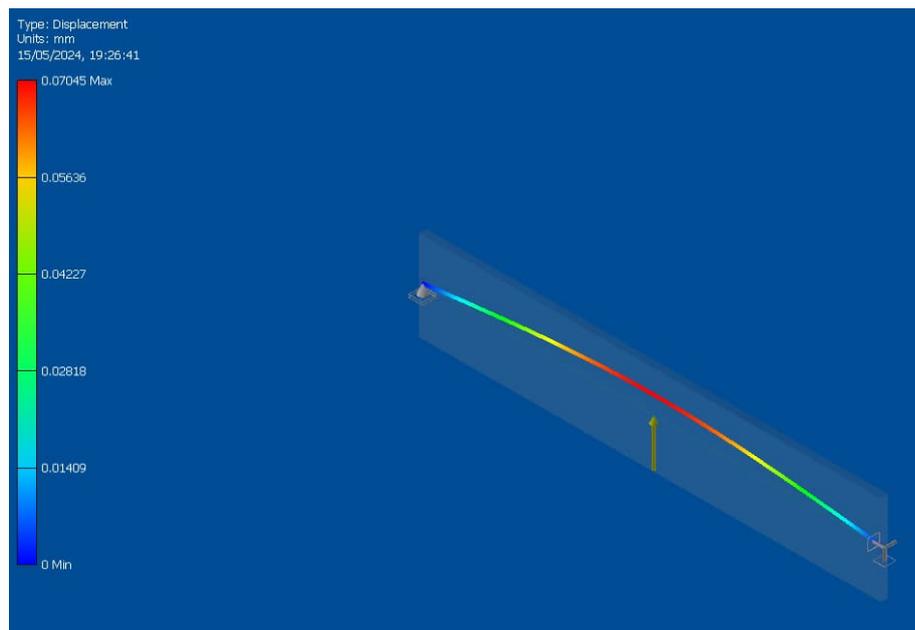


Figura 98. La deformación máxima es 0.07 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

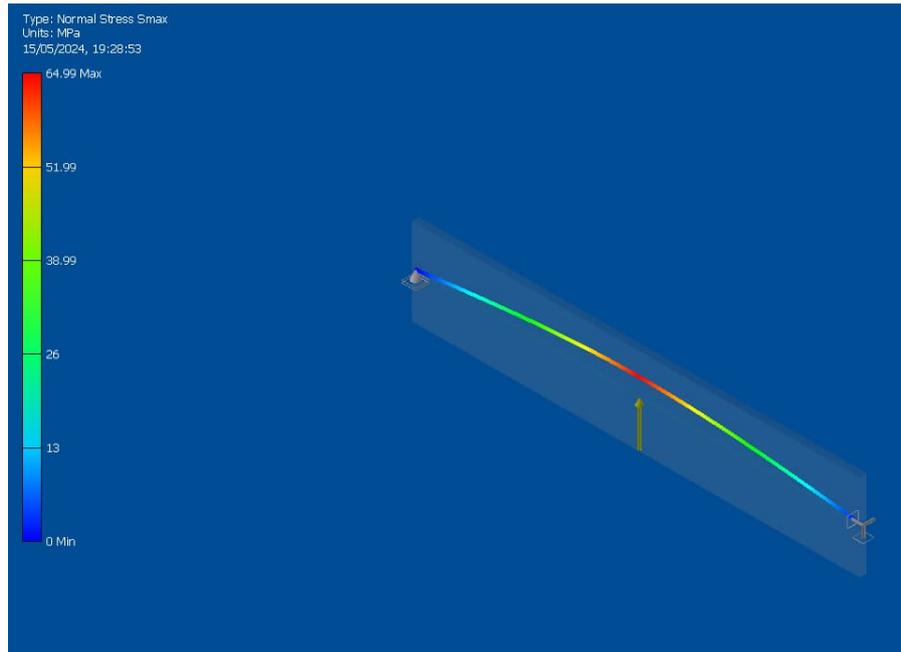


Figura 99. El esfuerzo máximo es 64.99 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El factor de seguridad es 3.69.

$$N_s = \frac{S_{ac}}{64.99 \text{ MPa}} = 3.69$$

4.1.3.9. Simulación de carrileras verticales

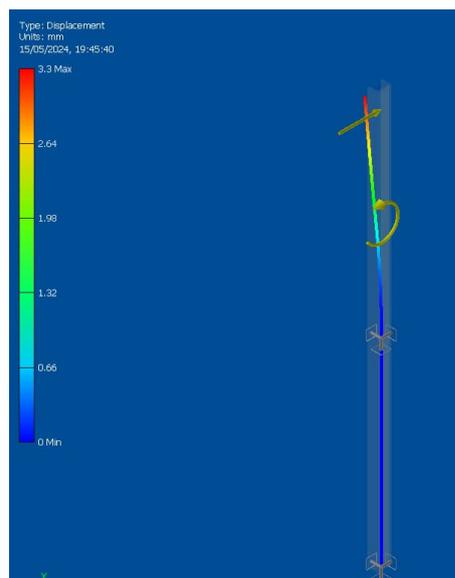


Figura 100. La deformación máxima de las carrileras verticales es 3.3 mm
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

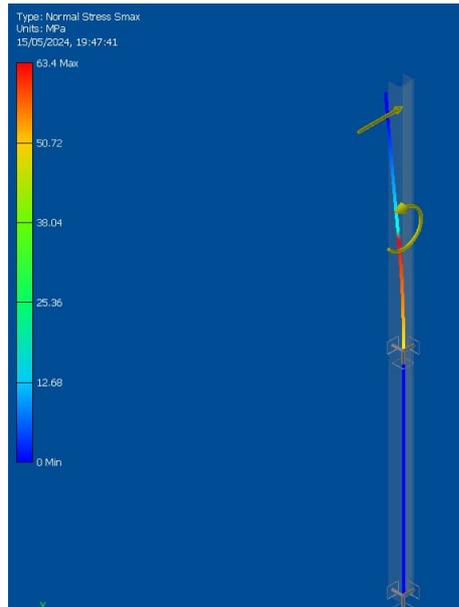


Figura 101. El esfuerzo máximo es 63.4 MPa
Fuente: Elaborada en Autodesk Inventor

Factor de seguridad:

El factor de seguridad de las carrileras verticales es 5.42.

$$N_s = \frac{S_{ac}}{63.4 \text{ MPa}} = 5.42$$

4.1.4. Diseño del sistema mecánico

Para el diseño mecánico se consideran dos aspectos que son la estructura de soporte del dispositivo y los elementos mecánicos de movimiento de los sistemas de levante y giro.

4.1.4.1. Piñón de articulación de cadena

Los piñones con menos de 20 dientes ocasionan una frecuente corrección del perfil, por lo que el diámetro de trabajo se debe corregir. Si el número de dientes es inferior a 17 (con un ángulo de presión de 20°) las bases de los dientes del piñón se ven huecos; a menor número de dientes se dará mayor cavidad, lo cual produce un debilitamiento del diente, lo que incrementa la factibilidad de rotura de dientes y obviamente aminora el rendimiento. Además, se tiene que un menor número de dientes incrementa el nivel de ruido y vibraciones, así como, un desgaste mayor (36).

El piñón utilizado es de rueda dentada recta para cadena simple Piñón N.º 40A20 (anexo 1) (37).

- Paso: ½” o 12,7 mm
- Norma: ASA 40

- Diámetro de rodillo: 7,925 mm
- Número de dientes: 23

Tabla 11. Parámetros de piñón 40A20

Z	Diámetro primitivo (d)	Diámetro exterior (A)	T1
23	93.27	100.02	5.5

Fuente: Adaptada de Transpower (37)

Nota: Z = Número de dientes

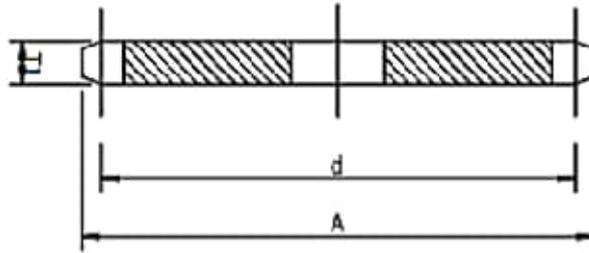


Figura 102. Piñón 40A20

Fuente: Adaptada de Transpower (37)

4.1.4.2. Cadena de carga

De acuerdo con su función, la cadena empleada es del tipo de cadena de carga o de banco de fuerzas, ya que aportan a transferir cargas y son utilizadas para elevar pesos o activar bancos de fuerza, entre otras aplicaciones.

La cadena de rodillos utilizada es la 40-1 de 3,5 metros (10 pies). En la figura 101 se muestran las secciones y en la tabla 12 la ficha técnica de la cadena (38).

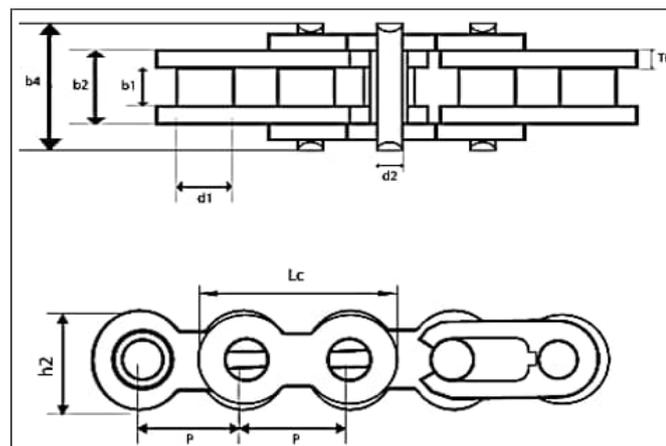


Figura 103. Secciones dimensionales de la cadena de rodillos

Fuente: Adaptada de Trans Link (38)

Tabla 12. Parámetros técnicos de cadena de rodillos 40-1

Parámetros	Dimensiones
Numeración de la cadena	40-1
Distancia de centro a centro de pines (P)	½" (12.7 mm)
Altura del rodillo (b1)	7.85 mm
Ancho del rodillo (d1)	7.92 mm
Largo del pin de unión (Lc)	17.8 mm
Ancho máximo de la placa (h2)	12.07 mm
Carga	
Carga límite de rotura	820 lb (372 kg)
Carga de rotura promedio	4,300 lb (1950 kg)
Peso de la cadena por metro	0,42 lb/pie (0.5694 n.m)

Fuente: Adaptada de Trans Link (38)

Cálculos matemáticos para la selección de la cadena de carga• **Factor de seguridad:****Ecuación: 3**

Factores de seguridad

$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$P = 250 \text{ kg}$$

$$F = 250 * 9.81 = 2,45.5 \text{ N}$$

$$F = 2.45 \text{ KN}$$

$$S_y = 1950 * 9.81 = 19123.5 \text{ N}$$

$$\text{Resistencia a la ruptura} = 19.12 \text{ KN}$$

$N = \text{factor de seguridad}$

$$N = \frac{\text{Resistencia a la ruptura}}{F} = \frac{19,123}{2,453} = 7,80$$

$$N = \frac{19,123 \text{ N}}{2,453 \text{ N}}$$

$$N = 7.79$$

Tabla 13. Factores de seguridad para cadenas de carga

Factores de seguridad recomendados	
Sector	Construcción
Cables fijos, cables de puentes colgantes	3-4
Cables carriles telefónicos	3,5-5
Cables tractores para teleféricos	5-7
Cables de labor, elevación y grúas	5-9
Cables para instalaciones importantes	8-12

Fuente: Adaptada de Emcocables (39)

Conforme con la tabla 13 el factor de seguridad recomendado para el proceso de elevación y grúas es de 5 a 9, teniendo un factor de seguridad de 7.8, por lo que la cadena seleccionada cumple los rangos de seguridad para el izaje de cargas.

Para cadenas, la carga de trabajo será como máximo 1/5 de la carga de rotura.

➤ Carga de rotura = 1,950 kg

$$\text{Carga de trabajo} = \frac{1,950 \text{ kg}}{5} = 390 \text{ kg}$$

Por lo que se afirma que la cadena seleccionada cumple con el criterio de seguridad para elevar la carga, ya que tiene una amplitud de hasta 390 kilogramos, siendo la carga a izar de 250 kg.

4.1.4.3. Selección de garruchas

Las garruchas soportan todo el peso de la máquina, por tal motivo, se calcula el valor máximo del peso de la máquina incluido el peso del cilindro.

El peso del sistema de elevación incluidos los perfiles estructurales y considerando todos los accesorios que lleva el sistema:

$$q_{cc} = 3398.169271 \text{ N}$$

La viga central que está ubicada en la parte central de la estructura del dispositivo de elevación, tiene un peso de:

$$m_{p910} = 9.66492 \text{ N}$$

El peso de las vigas laterales inferiores tiene el siguiente valor:

$$m_{pl} = 18.7929 \text{ N}$$

El contrapeso que se instalará tiene un peso de:

$$q_{\text{contrapeso}} = 1804.4236 \text{ N}$$

$$q_d = \frac{(q_{cc} + m_{p910} + m_{pl} + q_{\text{contrapeso}})}{g}$$

$$q_d = 533.41872 \text{ kg}$$

La carga máxima que deberá de soportar las garruchas son 533.4 kg, según catálogo el valor de la carga que soporta las garruchas es por juego por unidad, la carga total se divide entre las 4 garruchas (ver anexo 15).

$$\frac{Q_d}{4} = 133.35468 \text{ kg}$$

- El código es 11-62.
- Carga máxima por cada garrucha es 180 kg

4.1.5. Diseño del sistema de izaje

4.1.5.1. Selección de actuador eléctrico

La masa que debe de ser izada incluye los elementos que componen el sistema, el barco de tubos donde se fijarán las vigas en voladizo que sujetarán al cilindro, la sumatoria total de las masas da:

$$M_{si} = 312.48387 \text{ kg}$$

Para poder garantizar el buen funcionamiento es necesario emplear un factor de seguridad, que permita sobredimensionar el actuador.

$$f_{sr} = 1.8$$

$$q_x = M_{si} * g * f_{sr}$$

$$q_x = 5.515956 \text{ N}$$

Requerimiento:

- La carga máxima es 5.5 kN, y se procede a seleccionar un actuador lineal que cubra en este rango de carga.
- La carrera del actuador debe de ser de 1 metro como mínimo.
- La velocidad del actuador debe estar en un rango de 65-75 mm/s
- Datos del fabricante (ver anexo)
- El actuador es de marca Electrack
- La capacidad del actuador es 8 kN
- la extensión máxima 1200 mm
- La velocidad es 65 mm/s
- La masa del actuador es 21.9 kg
- La tensión de entrada del actuador es 24 voltios

4.1.5.2. Válvulas y elementos de mando del actuador lineal

Se determina cómo los componentes cumplen la función del mando y regulación en los circuitos neumáticos, hidráulicos y eléctricos.

Entonces, los elementos de mando son dispositivos de control o regulación de inicio, finalización y sentido.

Con la sustitución de cilindros hidráulicos y neumáticos del tipo ON/OFF por actuadores lineales eléctricos se obtiene una instalación más sencilla y pequeña, además de un control más fácil, considerando que los actuadores lineales pueden posicionarse en diferentes puntos. La estructura de un actuador eléctrico es simple en comparación con la de los actuadores hidráulicos y neumáticos, ya que solo requieren de energía eléctrica como fuente de poder.



Figura 104. Elementos de mando
Fuente: Adaptada de KY (17)

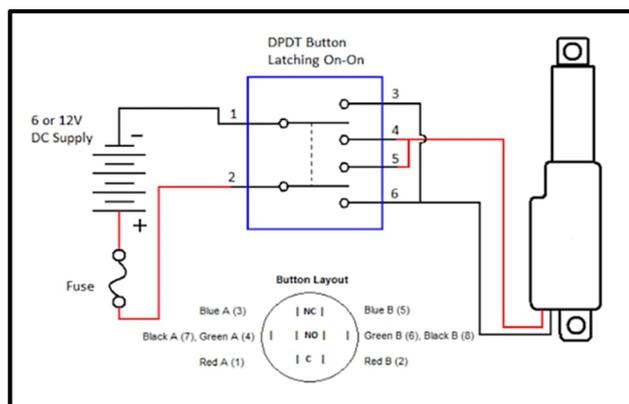


Figura 105. Diagrama del circuito eléctrico.
Fuente: Tomado de KY (17)

4.1.6. Diseño del sistema neumático

4.1.6.1. Sistema giratorio del cilindro

A. Actuador giratorio

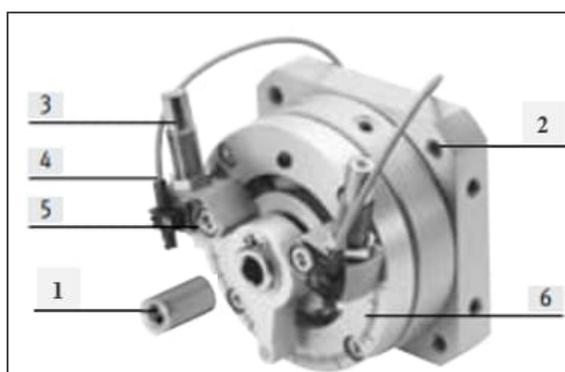
En el caso de los actuadores se utilizó un actuador DSM-HD, que tiene soporte para cargas de elevado peso. Siendo los más utilizados en la industria de la empresa Festo, se elige el de tamaño de 12 pulgadas, ya que el espacio es reducido para su acople y movimiento (19).

- **Características**

- Es un actuador giratorio con doble efecto de aleta oscilante.
- Da acceso a controlar el ángulo de giro progresivo en todo el ciclo de giro.
- Posee un engranaje mecánico ubicado en el medio del componente de tope y el actuador de giro, lo cual evita que el sistema tope se deslice con una carga.
- Contempla momentos de giro de hasta 80 Nm por poseer una aleta doble de modo oscilante y con un eje con estrías.

- **Componentes**

- (1) Interfaz de eje con brida
- (2) Modalidades de montaje
- (3) Amortiguación elástica de tope fino en metal
- (4) Detección de posiciones: SME/SMT-10 o SIEN
- (5) Elemento de ajuste de precisión del posicionamiento final: Realizando el desplazamiento de los topes se accede a regular las posiciones finales con mucha precisión.
- (6) Elemento regulador de escala angular: La escala accede a regular de forma adelantada el ángulo requerido de giro.



*Figura 106. Actuador DSM-HD
Fuente: Adaptada de Festo (19)*

Cálculos para selección de actuador giratorio

Cálculo de torque necesario para voltear 1 cilindro lleno de aceite.

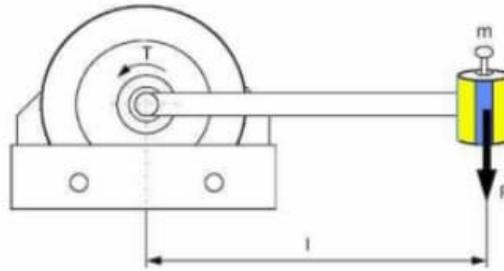


Figura 107. Esquema para cálculo de torque
Fuente: Adaptada de Festo (19)

Se considera el tiempo que se emplea para poder voltear un cilindro, este tiempo es 20 segundos, el ángulo de inclinación que se necesita es 120° para poder descargar satisfactoriamente el cilindro y en 1 minuto se considera que se puede accionar 3 veces el actuador.

t: 20s

θ : 120°

m_{cil} : 266.2 kg

$$r_{cil} = \frac{583 \text{ mm}}{2}$$

$$r_{cil} = 291.5 \text{ mm}$$

$h_{cil} = 880 \text{ mm}$

El momento de torsión que se necesita para poder voltear el cilindro se determina mediante la siguiente ecuación:

$$M = l * \alpha$$

Donde M es el torque necesario para poder girar el cilindro, considerando que el cilindro esté sujeto en el medio.

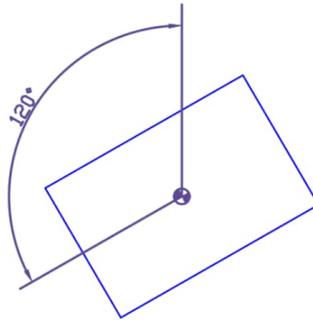


Figura 108. Ángulo de giro

La velocidad angular del actuador se calcula con el cociente del ángulo y el tiempo.

$$\omega = \frac{\theta}{t}$$

$$\omega = 0.10472 * \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La aceleración angular se determina con el cálculo que se hizo para la velocidad angular, este cálculo es necesario para el cálculo del momento torsor.

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 0.005236 * \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Se calcula el momento de inercia para un cilindro con respecto al eje Y

$$I_y = \frac{1}{12} * m_{\text{cil}} * (3r^2 + h_{\text{cil}}^2)$$

$$I_y = 22.833677 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$M = I_y * \alpha$$

$$M = 0.119557 \text{ N} * \text{m}$$

El presente caso de estudio requiere un momento torsor de 0.11 N*m, para considerar el peor de los casos se plantea que habría un desfase del centro de gravedad del cilindro y el

punto de giro, se considera un desfase de 30 mm del apoyo del cilindro, este desfase originará un momento adicional.

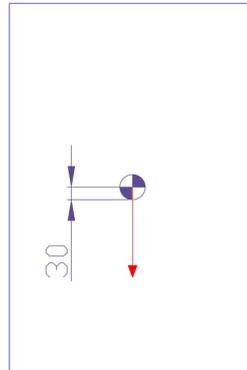


Figura 109. Momento torsor en el actuador rotatorio

$$M_{cil} = (m_{cil} * g) * 0.03 \text{ m}$$

$$M_{cil} = 78.315907 \text{ N * m}$$

El cálculo del torque requerido para poder voltear el cilindro:

$$T_{tr} = M_{cil} + M$$

$$T_{tr} = 78.435464 \text{ N * m}$$

Con este dato se ingresa al catálogo de Festo actuadores giratorios y se selecciona un actuador que proporcione el torque que se necesita, el ángulo de giro debe de cumplir un rango mínimo de 120° y el tamaño se establece en 63 (ver anexo 3) .

El código del actuador giratorio es:

- DSM-B tamaño 63
- Presión de trabajo 6 bar (dato extraído de catálogo).

Tabla 14. Parámetros de funcionamiento del actuador DSM-B

Parámetros	Valores
Tamaño	63
Posición de montaje	Indistinto
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Construcción	Aleta giratoria
Detección de la posición	Para sensores de proximidad
Presión de funcionamiento	Hasta 6 bar
Frecuencia máx. de giro a 0,6 MPa (6 bar, 87 psi)	1,5 Hz

Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010
Conexión neumática	G1/8
Material del eje de accionamiento	Acero niquelado
Material de las juntas	TPE-U(PU)
Material de la carcasa	Aleación forjada en aluminio

Fuente: Adaptada de «Hoja de datos Actuador giratorio DSM-B» por Festo (19)

B. Compresor de aire

El compresor debe de ser capaz de suministrar el caudal y la presión de aire que el actuador requiere.

$$P_{ac} = 6 \text{ bar}$$

$$n = 3 \frac{\text{accionamientos}}{\text{min}}$$

$$r_{ac} = 7.5 \text{ cm}$$

Ángulo de carrera

$$\theta: 120^\circ$$

$$Q = (s * n * q) * 2$$

$$S_{carr} = \frac{2 * \pi * r_{ac} * \theta}{360^\circ}$$

$$S_{carr} = 15.707963 \text{ cm}$$

Del anexo 7, se determina el consumo del actuador.

$$q = 0.085 \frac{1}{\text{min}}$$

Para el cálculo se considera una constante 2, el giro para posicionar el cilindro sería 1 posición y el regreso del cilindro a su posición inicial, por esto son 2 posiciones.

$$Q = (S_{carr} * n * q) * 2$$

$$Q = 8.011061 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q = 0.282908 \text{ cfm}$$

Se calcula las pérdidas del sistema empleando valores normados según la norma ISO 1217, que indica que se debe de tomar en cuenta 4 tipos de pérdida.

Tabla 15. Corrección de consumo

Corrección de consumo	
Perdidas por fugas	10 %
Errores	15 %
Reserva	25 %
Sobredimensionamiento	25 %

Fuente: Adaptada de Carvajal (40).

Pérdidas por fugas

$$P_{pf} = Q * 0.10$$

$$P_{pf} = 0.028291 \text{ cfm}$$

Pérdidas por errores

$$P_{pe} = Q * 0.15$$

$$P_{pe} = 0.042436 \text{ cfm}$$

Pérdidas por reserva

$$P_{pr} = Q * 0.25$$

$$P_{pr} = 0.070727 \text{ cfm}$$

Pérdidas por sobredimensionamiento

$$P_{ps} = Q * 0.25$$

$$P_{ps} = 0.070727 \text{ cfm}$$

El caudal que se requiere se calcula a partir de los valores ya calculados.

$$Q_{ac} = Q + P_{pf} + P_{pe} + P_{pr} + P_{ps}$$

$$Q_{ac} = 0.495089 \text{ cfm}$$

$$Q_{ac} = 14.019359 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Se requiere un compresor de 6 bar de presión que es la presión de trabajo del actuador giratorio, el caudal es de 0.5 cfm o $14.019 \frac{\text{l}}{\text{min}}$ como mínimo para poder accionar el actuador giratorio.

Se selecciona el compresor con las siguientes características:

- El compresor es un equipo marca **Total** con el código: TTAC1406.
- El caudal es $Q = 35 \frac{\text{l}}{\text{min}}$
- Presión máxima 10 bar

Tabla 16. Compresor de aire de 300 PSI

Parámetros	Valores
Voltaje	12 V CD/10A
Modelo	TTAC1406
Peso	500 gramos
Capacidad	$35 \frac{\text{l}}{\text{min}}$
Dimensiones	20,5 x 21,5 centímetros

Fuente: Adaptada de «Mikel's NCA-2» por Total (41)



Figura 110. Compresor de aire
 Fuente: Adaptada de «bax.tools» por Total (41)

C. Válvula distribuidora neumática

El control del aire comprimido se da por medio de las válvulas, el control del funcionamiento del circuito neumático para la apertura y cierre y el direccionamiento.

Se considera en el estudio el empleo de válvulas distribuidoras que acceden a activar o parar el circuito neumático. Siendo su misión de dirigir de modo adecuado el aire comprimido para promover el avance o retroceso de giro del actuador neumático de giro. Teniendo una función de interruptores y conmutadores de los circuitos neumáticos (GDC, 2015). Conforme a la figura 109 se tiene una válvula de 4/3 empleado para el sistema del actuador rotacional, en donde es elegida para introducir la función de bloqueo del cilindro que se encuentra controlando, obstaculizando la alimentación y el escape de cualquiera de las cámaras del cilindro de efecto doble, lo que hace dejarlo en pare (42).

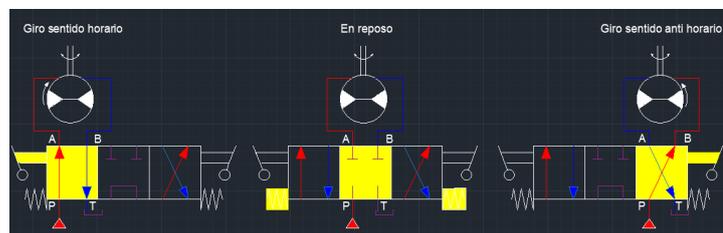


Figura 111. Válvula distribuidora 4/3
 Fuente: Adaptada de «Posición central de la válvula» por Coparoman (43)

4.1.7. Circuito eléctrico

4.1.7.1. Pulsador inicio/pare

Pulsador de componentes metálicos rasantes el que accede a encender los motores. Material base plástico con grado de protección I40 con temperaturas de trabajo entre -5 °C a

40 °C, con capacidad eléctrica de 3 a 10 amperios con voltajes de 12 V. El contacto de encendido es de color verde y el contacto de pare o apagado es de color rojo.



Figura 112. Botón pulsador
Fuente: Adaptada de Chint

Los pulsadores se emplean en el accionamiento del compresor de aire y activación del sistema hidráulico del dispositivo de elevación y traslado.

4.1.7.2. Diagrama del circuito eléctrico

Primeramente, se determina la secuencia de control y mando en las 3 posiciones del actuador lineal eléctrico, en donde se contemplan los comandos de movimientos de neutro, avance y retroceso.

En la figura 111 se tiene el diagrama eléctrico al lado izquierdo, que consta de 2 baterías de 12 V y el diagrama del actuador lineal eléctrico en la posición neutro, esto se debe a que el pulsador on/off – PA se encuentra liberado y el conmutador se encuentra en el punto neutro sin conexión.

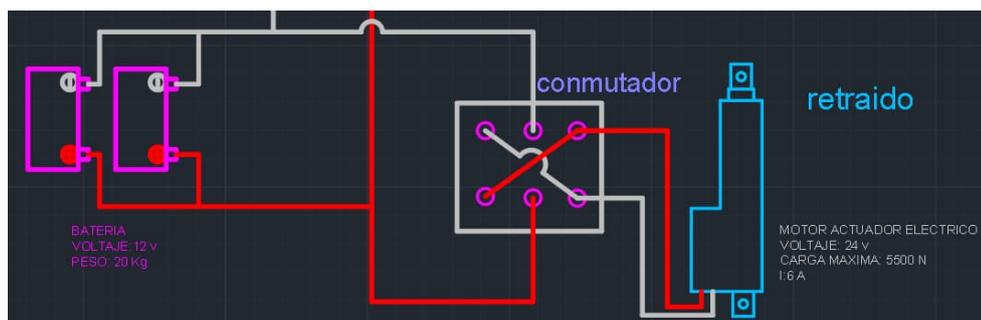


Figura 113. Diagrama eléctrico de mando en neutro o reposo
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 112, el diagrama muestra la posición del actuador lineal eléctrico en la posición extendida y esto se debe a que el pulsador on/off – PA se encuentra activo y el conmutador se encuentra haciendo contacto hacia el lado izquierdo del diagrama.

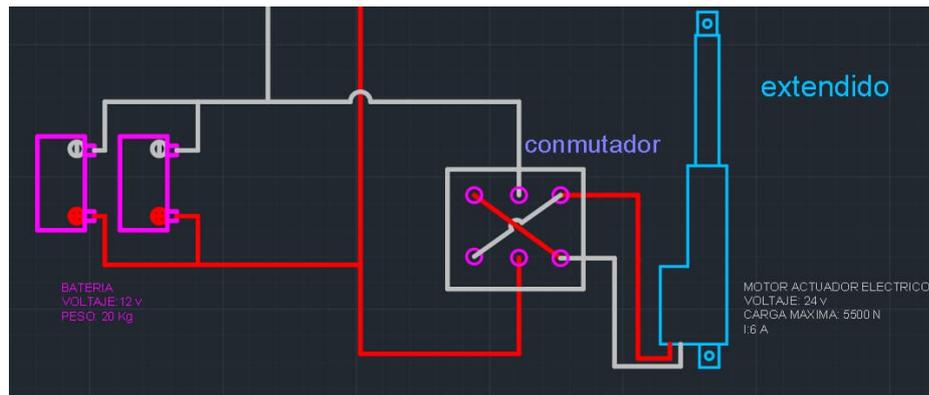


Figura 114. Diagrama de mando de avance
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 113, el diagrama muestra la posición del actuador lineal eléctrico en la posición retraído y esto se debe a que el pulsador on/off – PA se encuentra activo y el conmutador se encuentra haciendo contacto hacia el lado derecho del diagrama.

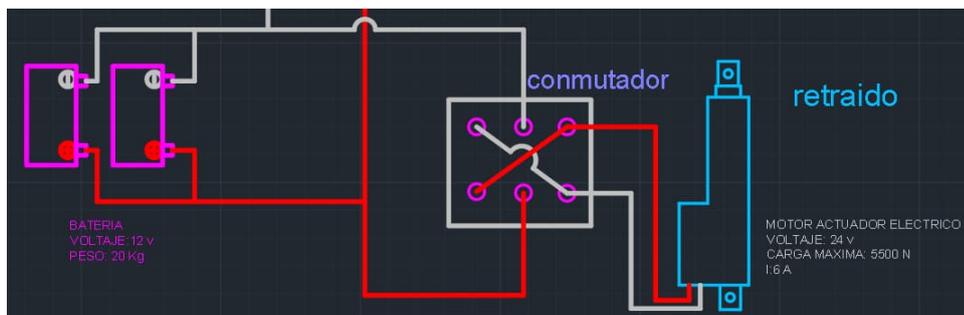


Figura 115. Diagrama eléctrico de mando en retraído
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 114 se muestra el diagrama eléctrico y manual del sistema de giro o del actuador rotatorio, en esta posición se muestra en reposo, ya que el pulsador PB se encuentra desactivado y la válvula manual se encuentra en la posición normalmente abierta.

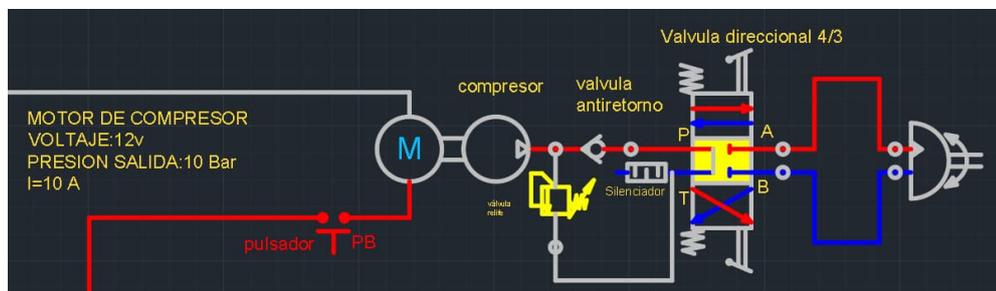


Figura 116. Diagrama eléctrico en normalmente abierto
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 115, se muestra el diagrama del actuador rotatorio activado girando en sentido horario, esto se debe a que el pulsador PB se encuentra activo y la válvula manual se encuentra activa en la parte inferior.

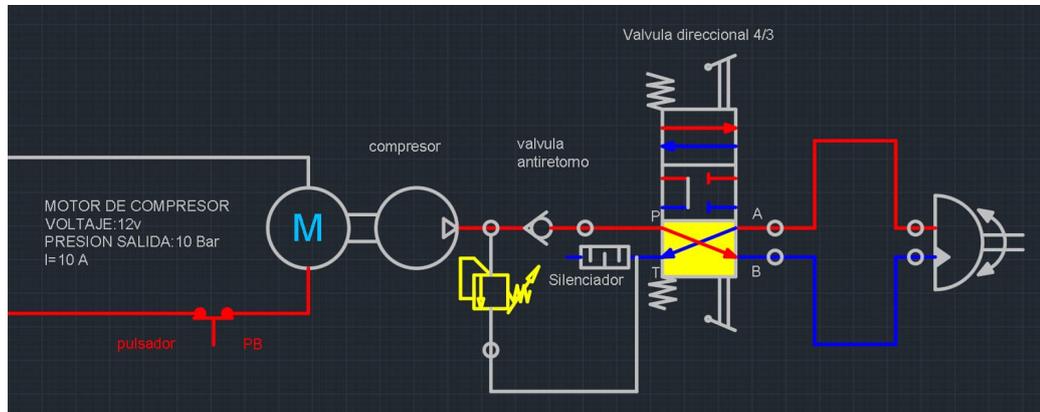


Figura 117. Diagrama eléctrico del actuador rotatorio en sentido horario
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 116, se muestra el diagrama del actuador rotatorio activado girando en sentido antihorario, esto se debe a que el pulsador PB se encuentra activo y la válvula manual se encuentra activa en la parte superior.

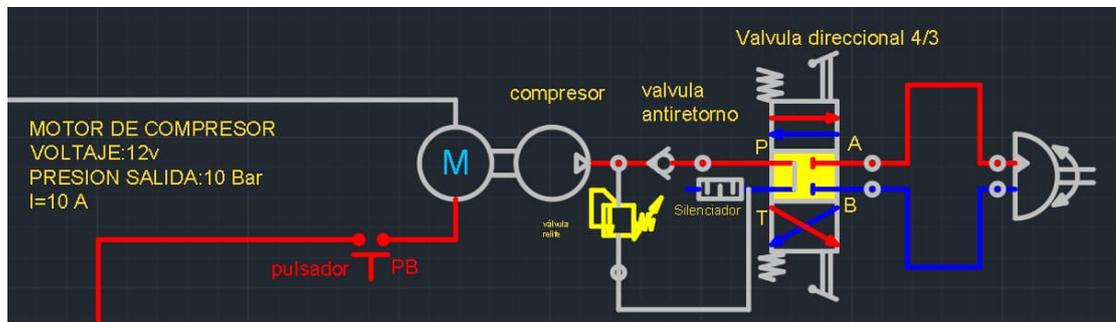


Figura 118. Diagrama eléctrico del actuador rotatorio en sentido antihorario
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 117, el diagrama del panel de baterías con los pulsadores, se debe considerar el pulsador de la izquierda como el pulsador principal llamado pulsador on/off – PA y el pulsador del medio como el pulsador que activa el motor del compresor que activará el actuador rotatorio, y por último, se debe considerar el conmutador el que se encuentra al lado derecho del panel.

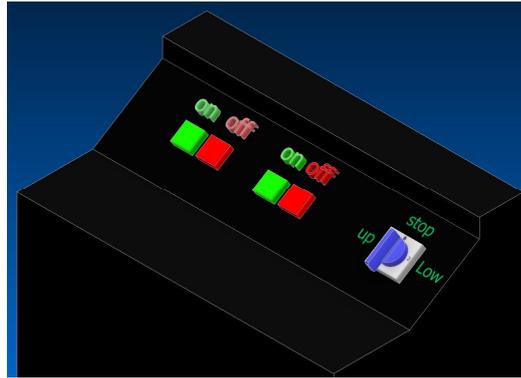


Figura 119. Panel de control
Fuente: Realizada en AutoCAD

En la figura 118 se muestra todo el circuito eléctrico que consta de 2 baterías de 12 V con un pulsador principal llamado on/off – PA que cumple la función de suministrar energía a los circuitos de actuadores, luego se muestra el circuito del actuador lineal, el cual consta de un conmutador que cumple la función de extender y retraer el vástago del cilindro, cabe mencionar que el actuador lineal tiene integrado un panel de control y sensores de límite de carrera, luego se muestra el circuito del actuador rotatorio que consta de un pulsador llamado PB que tiene la función de activar el motor eléctrico del compresor para suministrar aire al circuito, continuando con el circuito se muestra una válvula *check* que cumple la función de bloquear algún contraflujo que se genere por algún motivo y pueda dañar el compresor, luego se muestra la válvula *relife* que tiene la función de liberar el sistema de sobrepresiones, continuado con el circuito se muestra la válvula manual que permite girar el actuador rotatorio en sentido horario y antihorario y, por último, el silenciador neumático a la salida de la válvula.

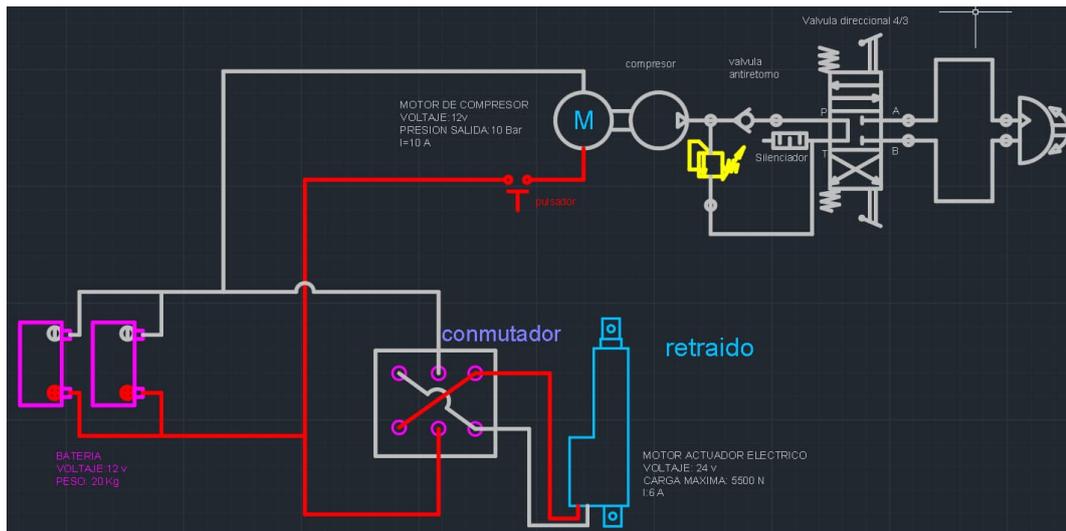


Figura 120. Circuito eléctrico del sistema neumático
Fuente: Realizada en AutoCAD

4.1.7.3. Secuencia de operación

De acuerdo con lo modelado y visto en la figura 118 se tiene el dispositivo de izaje y traslado en una posición inicial, en donde el dispositivo se posiciona frente al cilindro, luego el operador fija manualmente el cilindro de aceite de 55 galones, ajusta la perilla del gancho de manera longitudinal, luego de manera vertical se sujeta el cilindro en la sección superior con otro gancho de ajuste a perilla, para evitar su volcadura hacia adelante, pese a tener ya la sujeción media.

Luego de tener bien fijado el cilindro, se procede a encender el dispositivo de izaje, presionando el pulsador on/off. - PA, luego haciendo uso del conmutador CA se procede a extender el vástago del actuador lineal para levantar el cilindro de 55 galones, que en su extremo distal superior tiene un engranaje, que transmite potencia mecánica, por medio de la cadena mueve la parrilla de levante del cilindro, que se encuentra fijada al soporte principal. La elevación se da por la columna conductora direccional de levante y descenso. El desplazamiento de la parrilla levadora se da en la sección de vigas en «C» de posición vertical, que contempla ruedas corredizas para que el vástago de levante pueda subir y bajar sin problemas y de forma libre.

El accionamiento del conmutador en la posición 1, hace que se eleve el actuador lineal, que tiene una amplitud de 1000 mm de carrera, que hace girar el engranaje, que a su vez mueve la parrilla que fija el cilindro. Luego de que el cilindro se encuentre en la posición requerida de levante, se posiciona el contactor en la posición 0 (inicial o parada) para detener el izaje del cilindro de 55 galones, se procede a activar el sistema neumático para realizar los procesos de giro del cilindro para verter el aceite del cilindro de aceite, presionando el pulsador PB y activando la válvula, manualmente, en posición 1 para el giro antihorario, teniendo un tope de giro de 100°, luego de posicionar en el ángulo de giro requerido, se posiciona la electroválvula en posición 2 de cierre de paso, luego de haberse vertido el aceite, se acciona la válvula distribuidora de presión de aire en la posición 3 para su contragiro y que el cilindro retorne a la posición vertical, luego se posiciona la válvula en la posición 2 que es de bloqueo de presiones de aire.

Se procede a descender el cilindro mediante el accionamiento del contactor en la posición 3 para que descienda el vástago del actuador lineal. Luego de haber descendido y posicionado el cilindro se pone el contactor en posición 2 (posición inicial o parada).

Luego que el cilindro baje al piso, se realizan las labores de desajuste de los elementos de seguridad y fijación del cilindro.

4.1.8. Análisis económico

Se determinaron los siguientes costos:

Tabla 17. Costos de materiales directos

Costos de materiales directos				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio unitario (S/)	Total (S/)
01	Piñón 40 A 20	01	150	150
02	Cadena 40-1	01	410	410
03	Perfil metálico 80mm x 40mm con un espesor de 2 mm en acero ASTM A500 grado 33.	02	120	240
04	Garrucha 4"	04	50	200
05	Caja eléctrica	01	80	80
06	Soporte de cilindro contenedor de aceite	01	100	100
07	Soldadura 7018	2kg	40	80
08	Anticorrosivo y Pintura esmalte	2gl	60	120
Total (S/)				1380

Fuente: Elaboración propia

Tabla 18. Costos de materiales directos del sistema eléctrico neumático

Costos de materiales directos del sistema eléctrico neumático				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio unitario (S/)	Total (S/)
01	Actuador DSM-HD 12	01	2500	2500
02	Actuador lineal eléctrico	01	800	800
03	Compresor de aire de 300 PSI	01	250	250
04	Válvula distribuidora neumática	01	220	220
05	Pulsador inicio / pare 12V	02	20	40
06	Conmutador de 12V	01	70	70
07	Baterías de 12V	04	250	1000
Total (S/)				4880

Fuente: Elaboración propia

Tabla 19. Costos de materiales para la soldadura

Costos de mano de obra directa				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio unitario (S/)	Total (S/)
	Tiempo de ejecución de 2 semanas			
01	Soldador	01	120	120
02	Ayudante	01	60	60
03	Mecánico	01	80	80
Total (S/)				260

Fuente: Elaboración propia

Tabla 20. Costos indirectos

Costos indirectos				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio unitario (S/)	Total (S/)
01	Costo de materiales indirectos		500	500
02	Costo de mano de obra indirecta		200	200
03	Costo de alquiler de máquinas y herramientas		500	500
Total (S/)				1200

Fuente: Elaboración propia

Costo directo = costo de materiales directos + costo de mano de obra directa.

Costo directo = 6520.00

Costo de fabricación

Costo final = costo directo + costos indirectos

Costo final de fabricación = S/ 7720.00

4.2. Discusión de resultados

El dispositivo en estudio aporta a las labores de cambio y adición de aceite industrial y automotriz, aportando al traslado y vertido de lubricante. Para este cometido se realizó la determinación de los componentes. El elemento de carga es un cilindro de 55 galones de aceite que tiene un peso de 250 kilogramos, determinando el dimensionamiento del piñón de articulación de la cadena 40A20, que contempla las exigencias de la labor, de igual modo la cadena de carga es la 40-1, obteniendo un factor de seguridad de 7,8 que se encuentra dentro de los parámetros de seguridad para elevaciones y grúas, además en los factores de seguridad de cadenas se contempla que conforme a la carga de rotura debe contemplarse un quinto, lo cual provee un soporte de 390 kilogramos, que deja un margen para sobre exigencias.

Para la elevación del cilindro de 55 galones se contempla un actuador vertical. En cuanto al diseño del sistema de izaje se contempló el actuador lineal de pistón con una longitud de carrera de 1000 mm, con una velocidad de viaje de carga de 3,5 mm/s con una fuerza de leva de 2983.5 newtons o 304.23 kilos por lo que se encuentra en los márgenes de cálculos y requerimientos.

Las válvulas distribuidoras neumáticas se contemplan del tipo 4/3, para seguridad contempla válvulas antirretornos, válvula de seguridad y conexiones seguras.

Luego del levante del cilindro se procede a realizar el giro del cilindro, donde se empleó un sistema neumático para un actuador giratorio DSM-HD de 12 pulgadas, que es empleado para movimientos de cargas pesadas con una fuerza radial de 2450 Newtons equivalente a 250 kilogramos de peso que es lo contemplado a su máxima capacidad del cilindro lleno de aceite, en cuanto al compresor neumático se hicieron los cálculos de acuerdo con los requerimientos, en donde el actuador giratorio requiere de 10 bar, y el compresor seleccionado es un compresor de hasta 14,5 bar, teniendo un margen de holgura de 4,5 bar.

Para el diseño mecánico se contempló perfiles rectangulares de 80 mm x 40 mm ASTM A500 de grado 33, realizándose los cálculos de momento de inercia, diagramas de esfuerzo

cortante y momento flector, lo que aporta un factor de seguridad de 2,7 (siendo el factor de seguridad permisible de $>1,7$).

En el análisis de los elementos finitos se procedió a realizarlo por medio del *software* Inventor en donde la estructura del dispositivo debe contemplar un soporte de carga de 250 kilos del cilindro de 55 galones de aceite, adicionalmente se le dio una tolerancia adicional del 11 %, de acuerdo con los cálculos con tolerancia, se tienen calculados esfuerzos de carga de 2746 N (280 kilogramos) y 2943 N (300 kilos), a los que va a ser sometida, teniendo como resultados un análisis de esfuerzos en donde se determina que cumple con los parámetros permitidos de acuerdo a la metodología de Von Misses Stress siendo menor a 9.57 MPa.

Los planos constructivos se realizaron en AutoCAD 2D e Inventor 3D, contemplando los componentes como el chasis, bases de soporte, dispositivo actuador lineal, dispositivo neumático, tablero de control, elementos de izaje y giro, rueda, así como, los dispositivos de sujeción como son pernos arandelas, bases de soporte y refuerzo, ruedas rígidas delanteras y ruedas de giro posteriores para un mejor desplazamiento de carga y mantención del centro de gravedad. Del mismo modo el diseño del cilindro de carga.

Se realizó el análisis de estabilidad del dispositivo con el elemento de izaje contemplando los centros de gravedad en los ejes X y Y, se debe asegurar que el centro de gravedad, determinado después de cargar el montacargas, se ubique dentro del área de estabilidad del dispositivo, entre los puntos de apoyo. Esta condición es crucial para garantizar la seguridad y el equilibrio del montacargas durante su operación, evitando así el riesgo de vuelcos o inestabilidad.

Se determinaron los costos de materiales directos como materiales de ferretería y componentes estructurales, luego se definen los costos de materiales directos del sistema eléctrico y neumático, ya que estos son los componentes de tecnología, por esto tienen el valor económico de mayor importancia para el proyecto, luego se consideraron los costos de materiales para la soldadura, ya que estos tienen un concepto de mano de obra, por esto tienen un costo distinto a los materiales de ferretería y, por último, se consideraron los costos indirectos como los administrativos y de gestión, como también el alquiler de herramientas necesarias para el armado del dispositivo de levante y traslado. Después de considerar todos los costos para la fabricación del dispositivo, se puede indicar que el costo total del dispositivo se acerca al presupuesto establecido en las exigencias del diseño.

CONCLUSIONES

1. Se realizó el diseño de un dispositivo que permite levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones de manera práctica y segura, que es aplicable para cualquier industria, considerando los cálculos mecánicos con base en los requerimientos del dispositivo. Según la evaluación técnica económica como se muestra en el desarrollo de la metodología, se puede observar que la solución 2 es la que guarda mejor relación en costo de producción y solución técnica a la problemática que se tiene identificada.
2. Se realizó el dimensionamiento de cada elemento y componente del dispositivo, mejorando las distancias requeridas para levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones. Considerando un esfuerzo de carga de 250 kilos. Ejecutando cálculos del piñón de articulación de cadena, la cadena, el actuador vertical hidráulico, el compresor neumático y el actuador rotacional, elección de electroválvulas de distribución. Para los diversos parámetros se considera un margen de seguridad de sobrecarga.
3. Se realizó el modelado en AutoCAD 2D, luego se procedió a exportar a Inventor para su modelamiento y análisis estructural de cada componente del dispositivo, considerando los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño, teniendo resultados satisfactorios de resistencia óptima de los esfuerzos en donde se determina que cumple con los parámetros permitidos de acuerdo con la metodología de Von Misses Stress siendo menor a 9.57 MPa.
4. Se determinó la secuencia de operación tomando en cuenta la posición inicial y final requeridos por la tarea, considerando todos los implementos necesarios para la seguridad del operador y el correcto funcionamiento del dispositivo.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda implementar el diseño del dispositivo de levante que permite levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones de manera práctica y segura, que es aplicable para cualquier industria y también para otros tipos de cargas que aporten la reducción de esfuerzos humanos físicos y a aminorar los tiempos de traslado de cargas, haciéndolo extensivo a toda industria que tenga tareas de izaje y traslado de cargas ligeras y pesadas.
2. Se recomienda realizar el dimensionamiento considerando una carga de 500 kilos, teniendo en cuenta que el sistema de locomoción va a ser sometido a mayores cargas, también es necesario considerar un sistema de soporte para dos cilindros que se encuentren uno al costado del otro contando con el sistema de sujeción sea independiente por cada cilindro.
3. Es posible diseñar y modelar un dispositivo similar automatizado, en donde se tiene que evaluar los aspectos de costo-beneficio, considerando que automatizar un dispositivo similar conllevaría un costo elevado, pero los beneficios pueden ser mayores, ya que eliminaría la mano de obra operaria y los tiempos de la tarea. Esto podría ser aplicable en la industria de hidrocarburos, que tiene como tarea principal la manipulación de cilindros, y en otras industrias que trasladen sus productos en cilindros de acero de 55 galones.
4. Las secuencias de operación y funcionamiento de un dispositivo de levante y traslado se van a determinar de acuerdo con los requerimientos particulares de cada rubro o empresa en particular, lo cual es una ventaja competitiva de mercado de poder ofertar máquinas de izaje ajustados a las dimensiones y características de trabajo en cada empresa.

LISTA DE REFERENCIAS

1. Ministerio de Energía y Minas. *Reglamento de Seguridad y Salud Ocupacional en Minería DS 024-2016-EM*. El Peruano, 2016, vol. 56.
<https://www.gob.pe/institucion/minem/informes-publicaciones/4339000-reglamento-de-seguridad-y-salud-ocupacional-en-mineria-ed-2020>.
2. ANDREINA, F. *Asociación entre riesgos disergonómicos y lesiones musculoesqueléticas en el personal operador minero de la empresa minervilla S. A.* 2023. Uniandes.edu.ec [en línea], [consulta: 4 noviembre 2023]. DOI <https://doi.org/UA-MSO-EAC-003-2023>.
3. PEREIRA, Neyerlin; PINTO, Johnny; GONZÁLEZ, Jadlyn N. *Incremento de la producción en la línea de llenado de tambores de una empresa productora de lubricantes*. Semilleros, 2018, 3(6), p. 5-5.
4. TABORDA, C.; HINOSTROZA BOTIA, C. *Diseño de una máquina semiautomática para la aplicación de screen en empaques metálicos de 55 galones y construcción de un prototipo*. 2017. Utb.edu.co [en línea], [consulta: 4 noviembre 2023]. DOI [https://doi.org/\(ALEPH\)000007813UTB01](https://doi.org/(ALEPH)000007813UTB01).
5. Universidad Pedagógica Nacional Francisco Morazan. *Controles Automáticos Eléctricos*. Tegucigalpa, Honduras : Universidad Pedagógica Nacional Francisco Morazan. Tomado de: <https://sites.google.com/site/elictricidadchandias/tipos-de-controles-electricos>, 2016.
6. CONTRERAS, Jhunior. *Prototipo de un sistema mecatrónico para el posicionamiento y apilamiento automático de envases plásticos de cuatro litros empleando visión artificial en el sector manufacturero*. Lima. Lima : Universidad Tecnológica del Perú, 2019. pág. 316pp, Tesis (Título de Ingeniero Mecatrónico). 2.
7. NOVOA, Ricardo. *Diseño de brazo para cambio de linner de molino de bolas de 16.5' x 24'*. Arequipa, Perú. : Universidad Continental, 2019.
8. OLIVERA, Mario. *Diseño de un brazo mecanico de una tonelada de carga y tres metros de elevación para la empresa Metarqel S.A.C*. Trujillo, Perú : Universidad César Vallejo, 2017.
9. MORENO, Álvaro; NEGRETE, Andrés. *Diseño y modelamiento de una máquina herramienta, para el levantamiento y giro de motores Caterpillar para las reparaciones superiores y overhaul*. Bogotá. Bogotá D. C. : Fundación Universidad de América, 2016. pág. 157pp, Tesis (Título de Ingeniero mecánico).
10. CASTAÑO, Daniela. *Diseño de un mecanismo de soporte corporal para reentrenamiento de la marcha*. Santiago de Cali, Colombia : Universidad Autónoma de Occidente., 2019.

11. ARCILA, Carlos; GARZÓN, Mauricio. *Diseño y construcción de un montacargas de elevación Hidráulica*. Pereira : Universidad Tecnológica de Pereira, 2015. pág. 130pp, Tesis (Título de Ingeniero Mecánico).
12. NORTON, Robert. *Diseño de Máquinas*. México : Editorial Pearson. Cuarta edición., 2011.
13. GIOVANNY, H.; CRUZ, E. *Diseño de un prototipo eléctrico-mecánico para moldeo de arepas*. 2021. Uniminuto.edu [en línea], [consulta: 4 noviembre 2023]. DOI <http://hdl.handle.net/10656/1040>.
14. CREUS, Antonio. *Neumática e hidráulica*. México DF, México. : Marcombo. Segunda edición. Tomado de: https://books.google.com.pe/books?id=CXtRrbhr9bYC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false, 2011.
15. DE LA CRUZ ARTEAGA, J.; MIRANDA, V. *Diseño de un lazo de control para un actuador lineal*. Instituto Politécnico Nacional, Tesis de Licenciatura, México, 2012.
16. SÁNCHEZ, José Andrés. *Avances en robótica y visión por computador*. Univ de Castilla La Mancha, 2002.
17. KY. *Linear Actuator*. s.l. : Tomado de: <https://www.ebay.com/itm/313996547441?hash=item491ba71571:g:V2QAAOSw8DJif2WB&var=612678198750>, 2022.
18. SÁNCHEZ, A.; VÉLEZ, A. *Manual de estrategias de mercadeo de bajo costo para medianas empresas de confección*. Medellín, Colombia : Escuela de Ingeniería de Antioquía. Extraído de: <https://fdocuments.ec/document/manual-de-estrategias-de-mercadeo-de-bajo-costo-.html?page=1>, 2010.
19. Festo. *Actuadores giratorios DSM/DSM-B*. s.l. : www.festo.com/catalogue. Tomado de: https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_ES/PDF/ES/DSM-B_ES.PDF, 2022.
20. ASHM. *Hidráulica Básica 3.13 - Válvulas de retención*. México D.F., México : Tomado de: https://www.google.com/search?q=calvula+hidraulica+antiretorno&rlz=1C1ALOY_esPE958PE958&oq=&aqs=chrome.0.69i59i450l8.703415602j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8#fpstate=ive&vld=cid:ca465b7f,vid:RrApeVF004o, 2016.
21. GDC. Neumática: El poder del aire. *Neumática*. [En línea] 12 de Mayo de 2015. <https://www3.gobiernodecanarias.org/medusa/ecoblog/mmormarf/files/2015/05/EI-poder-del-aire.pdf>.
22. MERKLE, Larry; SCHRADER, William; THOMES, Mary. *Hidráulica Nivel Básico*. Esslingen, Alemania. 407p. : s.n., 1989.
23. Scheneider Eléctric. *Guía de Diseño de Instalaciones eléctricas*. Barcelona, España : Segunda edición. Schneider Electric España. 476p., 2018.

24. VALDÉS, Christian. *Controles eléctricos*. s.l. : Weebly. Tomado de: <http://controleselectricos.weebly.com/>, 2020.
25. Rexroth. *Simbología Gráfica conforme ISO 1219*. Buenos Aires, Argentina : www.boschrexroth.com.ar. Tomado de: https://dc-br.resource.bosch.com/media/br/training/treinamentos_2020/arquivos_2/Simbologia_Grafica_ISO1219_ES.pdf, 2020.
26. MÉNDEZ, Carlos. *Simbología Hidráulica y Neumática*. s.l. : Tomado de: <https://www.buenastareas.com/ensayos/Hidraulica-y-Neumatica/2204211.html>, 2011.
27. Prezi. *Normas DIN y Normas ASA*. s.l. : Prezi Inc. Tomado de: <https://prezi.com/h3ihtmk38gtl/normas-din-y-normas-asa/#:~:text=El%20sistema%20americano%20utilizado%20en,un%20gr%C3%A1fico%20es%20un%20anglicismo.>, 2022.
28. FERNÁNDEZ, José. *Las Fuerzas*. s.l. : Fisicalab. Tomado de: <https://www.fisicalab.com/apartado/las-fuerzas#contenidos>, 2022.
29. Física Práctica. *Momento de una fuerza*. s.l. : www.fisica práctica. Tomado de: <https://www.fisicapractica.com/momento.php>, 2022.
30. TORRES, Manual. *Flexión*. Galicia, España : Xunta de Galicia. Tomado de : <https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947489/contido/crditos.html>, 2014.
31. Strcuturalia. *La deflexión en vigas y elementos esbeltos*. Madrid, España : Tomado de: <https://blog.structuralia.com/la-deflexion-vigas-y-elementos-esbeltos>, 2021.
32. Autodesk. *Inventor: Poderoso software de diseño mecánico*. México D.F. : Tomado de: <https://www.autodesk.mx/products/inventor/overview?term=1-YEAR&tab=subscription>, 2021.
33. HERNÁNDEZ; FERNÁNDEZ; BAPTISTA. *Metodología de la investigación científica*. s.l. : McGraw Hill, 2014.
34. BARRIGA, B. *Métodos de diseño en ingeniería mecánica PUPC*. 2016. [Citado el: 15 de abril de 2021.] disponible en: <https://es.scribd.com/document/359452509/Metodos-de-Diseno-en-Ing-Mecanica-INTRODUCCION-Benjamin-Barriga-PUCP>. MEC288 2017-1.
35. REYEMSA. *Cilindros de 55 galones cerrados ocn tapones de 2" y 3/4"*. Lima, Perú : Tomado de: <https://reyemsa.com/cilindros-de-55-galones-cerrados-con-tapones-de-2-y-3-4/>, 2020.
36. Tecnopower. *¿Por que el engranaje ideal tiene 20 dientes?* s.l. : Tomado de: <https://www.tecnopower.es/noticias/por-que-el-engranaje-ideal-tiene-20-dientes#:~:text=Emp%C3%ADricamente%2C%20un%20pi%C3%B1%C3%B3n%20con%20,con%20reductor%20%2B%20pi%C3%B1%C3%B3n%20%2B%20cremallera.>, 2022.

37. Transpower. *Piñones y Ruedas*. Buenos Aires, Argentina : Transpower s.r.l.
Tomado de: <http://www.transpowersrl.com/assets/ficha-tecnica/piniones-ruedas-discos.pdf>, 2021.
38. TransLink. *40-1 Cadena de rodillos 10ft (3,05m) + union, simple*. Guatemala : Corporación RST. Tomado de: <https://www.corporacionrst.com/products/cadena-40-1>, 2022.
39. Emcocables. *Manejo clasificación factores de seguridad usos y recomendaciones*. Bogotá, Colombia : Catálogo 2013-2018, 2018.
40. CARVAJAL, H. *Calculo y selección de un sistema de tratamiento de aire comprimido para la red neumática del laboratorio de automatización de la facultad tecnológica*. 2019.
41. Total. *Mikel's NCA-2*. 2022.
42. JR Industrial. *Actuadores lineales y rotativos*. s.l. : Tomado de: <https://sites.google.com/a/cetys.edu.mx/jr2industrial/unidades-de-aprendizaje/unidad-ii>, 2014.
43. Coparoman. *La posición central de la válvula distribuidora 4/3*. s.l. : Tomado de: <https://coparoman.blogspot.com/2018/09/la-posicion-central-de-la-valvula.html>, 2018.

ANEXOS

Anexo 1: Formato de encuesta.

Las preguntas de esta encuesta tienen como finalidad conocer los requerimientos en las áreas que realizan el servicio de cambio de aceite a equipos estacionarios y móviles.

1. ¿Cómo realiza usted el transporte de cilindros con aceite?

Utiliza un vehículo manual para el transporte

Sí No

Transporta el cilindro utilizando un transpaleta

Sí No

2. ¿Está usted de acuerdo con realizar el transporte de cilindros con aceite de forma manual?

Sí No

3. ¿Considera usted que es necesario utilizar un dispositivo de levante y giro para el transporte de cilindros con aceite?

Sí No

4. ¿Con la forma actual de transporte de cilindros con aceite usted considera que es seguro?

Sí No

5. ¿Considera usted que para el cambio de aceite de equipos de alto tonelaje se requiere un dispositivo para poder levantar el cilindro con aceite hasta la altura requerida?

Sí No

6. ¿Usted cree conveniente que se reduzca el tiempo de transporte de los cilindros con aceite?

Sí No

7. ¿Está de acuerdo con la implementación de un dispositivo para el levante y traslado de cilindros?

Sí No

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 2: Matriz de consistencia.

Problema	Preguntas de investigación	Objetivos	Hipótesis	Variables	Dimensiones	Indicadores	Subindicadores	Técnicas	Instrumentos	Método									
Deficiente y riesgoso proceso de traslado y manipulación de cilindros	General	General	General	Diseño de un Dispositivo V. Independiente	Principio de funcionamiento	Sistemas mecánicos	Izaje	Cálculo matemático	Ficha de Cálculo	Nivel									
	¿Cómo se diseña un dispositivo para el levante y traslado de cilindros de aceite de 55 galones?	Diseñar un dispositivo para el levante y traslado de cilindros de aceite de 55 galones	Dado que, existe un deficiente e inseguro proceso de traslado y manipulación de cilindros, es probable que, el diseño de un dispositivo de levante y traslado de cilindros de aceite de 55 galones mejore su movilidad y manipulación.			rediseño	Estructura			Perfiles de acero estructural Elementos de máquina	Compresor de 14 bar	Aplicativo							
													Específicos	Específicas	Es probable que, se consiga dimensionar un dispositivo, optimizando las distancias requeridas para levantar y trasladar un cilindro de aceite de 55 galones.	Semiautomatización	Actuadores	motor eléctrico de 12V desplazamiento y giratorio Batería 12V y cables 4 Amp.	Explicativo-descriptiva
¿Cómo se desarrolla el diseño estructural estableciendo parámetros	Desarrollar el diseño estructural estableciendo parámetros	Es probable que, se desarrolle el diseño estructural estableciendo parámetros	Para Levantar y trasladar. V. Dependiente	sistema de levante	Riel guía	cadena y deslizantes	Cálculo matemático / análisis documental	ficha de cálculo / Guía del análisis documental	Mixto										
										Hernández (33)									

operativos y desarrollo de diseño de control estableciendo la secuencia de funcionamiento?	operativos y desarrollo de diseño de control estableciendo la secuencia de funcionamiento	operativos y desarrollo de diseño de control estableciendo la secuencia de funcionamiento.		Actuador giratorio	de doble efecto, 10 bar
			Sistema de rotación	control de aire	válvula neumática 4/3
¿Cómo modelar y analizar la estructura del dispositivo, considerando todos los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño?	Modelar y analizar la estructura del dispositivo, considerando todos los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño.	Es probable que, se modele y se analice la estructura del dispositivo, considerando todos los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño.	Sistema de traslado	ruedas soporte de ruedas prensa mecánica	Ruedas tipo garrucha de polímero soporte tipo cojinete esparrago con tuerca mariposa abrazadera manual con ajuste de gancho
			Sistema de agarre	abrazadera	acero estructural A36
			estructura	perfiles de acero	

Anexo 3: Especificaciones técnicas del actuador giratorio.

Cuadro general del producto – Tamaño 12 ... 63-B

Tipo/función	Ejecución	Tamaño	Ángulo de giro [°]	Momento de giro [Nm]	Opciones del producto					
					P	P1	CC	-	FW	A
Doble efecto	DSM-...-B Tipo básico	12, 16, 25, 32, 40, 63	270	1,25 ... 40	■	-	-	■	■	■
		12, 16, 25, 32	246	1,25 ... 10	-	■	■	■	■	■
		40, 63	240	20 ... 40	-	■	■	■	■	■
	DSM-T-...-B Doble aleta giratoria	12, 16, 25, 32, 40, 63	270	2,5 ... 80	■	-	-	■	■	■
		12, 16, 25, 32	246	2,5 ... 20	-	-	■	■	■	■
		40, 63	240	40 ... 80	-	-	■	■	■	■
	DSM-...-HD-...-B Soporte para cargas pesadas	12, 16, 25, 32, 40, 63	270	1,25 ... 40	-	-	-	-	-	■
		12, 16, 25, 32	246	1,25 ... 10	-	■	■	-	-	■
		40, 63	240	20 ... 40	-	■	■	-	-	■

Fuente: Catalogo FESTO actuadores giratorios, (p. 251)

Anexo 4: Especificaciones técnicas del actuador eléctrico.

Carga estática máx.	[kN (lbf)]	vea la página 22
Carga dinámica máx. (Fx)	[kN (lbf)]	
XDxx-B055		5.5 (1236)
XDxx-B080		8.0 (1798)
XDxx-B160		16.0 (3597)
XDxx-B200		20.0 (4496)
XDxx-B250		25.0 (5620)
Velocidad ⁽¹⁾⁽²⁾	[mm/s (in/s)]	
XD24-B055		65 (2.56)
XD48-B055		75 (2.95)
XD24-B080		50 (1.97)
XD48-B080		50 (1.97)
XD24-B160		25 (0.98)
XD48-B160		25 (0.98)
XD24-B200		16 (0.63)
XD48-B200		20 (0.79)
XD24-B250		16 (0.63)
XD48-B250		16 (0.63)
16 (0.63)	[mm]	100
Extensión máx. de carrera de pedido (S)	[mm]	
XDxx-B055(B080)		1200
XDxx-B160		1000
XDxx-B200		800
XDxx-B250		650

Fuente: Catalogo, (p. 1084)

Anexo 5: Voltaje de funcionamiento actuador eléctrico.

Tensiones de entrada disponibles	[VCC]	24 48
Tolerancia de voltaje de entrada XD24 (voltaje de entrada 24 VCC) XD48 (voltaje de entrada 48 VCC)	[VCC]	18 – 32 36 - 60
Consumo de corriente a carga mín. / máx. XD24-Bxxx XD48-Bxxx	[A]	6 / 28 3 / 14
Tamaño del terminal del anillo del suministro de energía		M6
Centro del orificio del terminal del anillo a la distancia del extremo del aislamiento, máx. (Amax)	[mm]	34.5
Tipo de conector de señal* Clavija hembra 12 Amphenol Ecomate		RTS014N12S03

Fuente: Catalogo, (p. 1084)

Anexo 6: Peso del actuador eléctrico.

Masa	Carrera de pedido (S) [mm]																						
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200
[kg]	11.9	12.4	12.9	13.5	14.0	14.5	15.0	15.6	16.1	16.6	17.1	17.7	18.2	18.7	19.2	19.8	20.3	20.8	21.3	21.9	22.4	22.9	23.4
[lbs]	26.1	27.3	28.5	29.7	30.8	32.0	33.1	34.3	35.4	36.6	37.8	39.0	40.1	41.3	42.4	43.6	44.7	45.9	47.0	48.2	49.4	50.6	51.7

Fuente: Catalogo, (p. 1084)

Anexo 7: Consumos de actuadores neumáticos.

Diámetro cilindro, mm	Presión de trabajo en bar														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Consumo de aire en litros por cm de carrera del cilindro														
6	0,0005	0,0008	0,0011	0,0014	0,0016	0,0019	0,0022	0,0025	0,0027	0,0030	0,0033	0,0036	0,0038	0,0041	0,0044
12	0,002	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,018
16	0,004	0,006	0,008	0,010	0,011	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022	0,024	0,026	0,028	0,029	0,032
25	0,010	0,014	0,019	0,024	0,029	0,033	0,038	0,043	0,048	0,052	0,057	0,062	0,067	0,071	0,076
35	0,019	0,028	0,038	0,047	0,056	0,066	0,075	0,084	0,093	0,103	0,112	0,121	0,131	0,140	0,149
40	0,025	0,037	0,049	0,061	0,073	0,085	0,097	0,110	0,122	0,135	0,146	0,157	0,171	0,183	0,195
50	0,039	0,058	0,077	0,096	0,115	0,134	0,153	0,172	0,191	0,210	0,229	0,248	0,267	0,286	0,305
70	0,076	0,113	0,150	0,187	0,225	0,262	0,299	0,335	0,374	0,411	0,448	0,485	0,523	0,560	0,597
100	0,155	0,231	0,307	0,383	0,459	0,535	0,611	0,687	0,763	0,839	0,915	0,991	1,067	1,143	1,219
140	0,303	0,452	0,601	0,750	0,899	1,048	1,197	1,346	1,495	1,644	1,793	1,942	2,091	2,240	2,389
200	0,618	0,923	1,227	1,531	1,835	2,139	2,443	2,747	3,052	3,356	3,660	3,964	4,268	4,572	4,876
250	0,986	1,441	1,916	2,392	2,867	3,342	3,817	4,292	4,768	5,243	5,718	6,193	6,668	7,144	7,619

Fuente: E Carnicer Aire comprimido, (p. 201)

Anexo 8: Compresor de aire.

TOTAL
One-Stop Tools Station

140PSI

DC 12V

TOTAL AUTO AIR COMPRESSOR 12V (TTAC140B)

SPECIFICATIONS

POWER SUPPLY	12V
Max PRESSURE	10 bar
Max AIR FLOW	35 Lit / min
RATED CURRENT	10A
WEIGHT	1.75 Kg

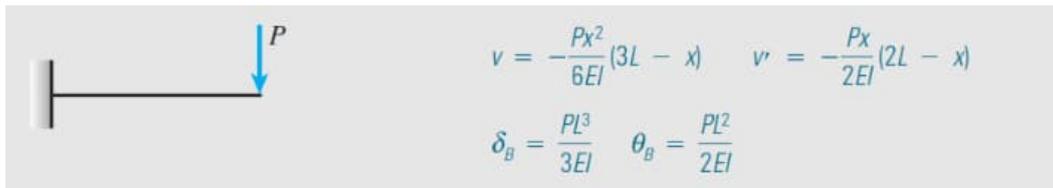
Fuente: <https://bax.tools/en/total>

Anexo 9: Especificaciones técnicas baterías.

BATERÍAS DE ARRANQUE PARA VEHÍCULOS COMERCIALES 12 VOLTIOS																			
JIS	BCI	DIN	MODELO	EQUIVALENCIA	POLARIDAD	HOLD-DOWN	CCA	CAP	RC	HCA	CA	DIMENSIONES			PESO (KG)	TERMINAL	ASAS	BATERÍAS SUCCIAJA	PLAS-SPALUTA SUCCIAJA
							(Amp)	(Ah)	(Min)	(Amp)	(Amp)	Largo (L)	Ancho (W)	Alto (H)					
NS40R			AD HL NS40R 300	HL-07 INV	(+ -)	1	300	35	49	395	350	197	127	220	8.53	B	F	44/40	6/6
NS40L			AD HL NS40L 300	HL-07 NOR	(- +)	1	300	35	49	395	350	197	127	220	8.53	B	F	44/40	6/6
NS40R			AD HL NS40ZR 340	HL-09 INV	(+ -)	1	340	38	62	625	450	197	127	220	9.9	B	F	44/40	6/6
NS40L			AD HL NS40ZL 340	HL-09 NOR	(- +)	1	340	38	62	625	450	197	127	220	9.9	B	F	44/40	6/6
NS40R			AD HL NS40R 420	HL-11 INV	(+ -)	1	420	40	75	660	495	197	127	220	11.43	B	F	44/40	6/6
NS40L			AD HL NS40L 420	HL-11 NOR	(- +)	1	420	40	75	660	495	197	127	220	11.43	B	F	44/40	6/6
N40L	51R		AD FF NS60L 380	FF-09 A3 NOR	(- +)	SIN HD	380	45	60	600	445	235	127	222	10.9	B	F	36/32	6/6
N40R	51		AD FF NS60R 380	FF-09 A3 INV	(+ -)	SIN HD	380	45	60	600	445	235	127	222	10.9	B	F	36/32	6/6
N40L	51R		AD FF NS60LS 380	FF-09 NOR	(- +)	SIN HD	380	45	60	600	445	235	127	222	10.9	A	F	36/32	6/6
N40R	51		AD FF NS60RS 380	FF-09 INV	(+ -)	SIN HD	380	45	60	600	445	235	127	222	10.9	A	F	36/32	6/6

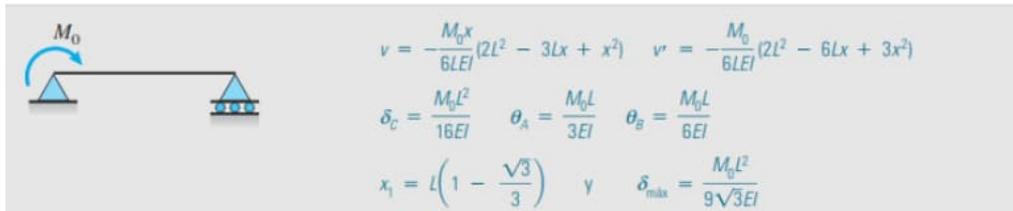
Fuente: catálogo de baterías ETNA, (p. 11)

Anexo 10: Deflexión máxima de vigas en voladizo.



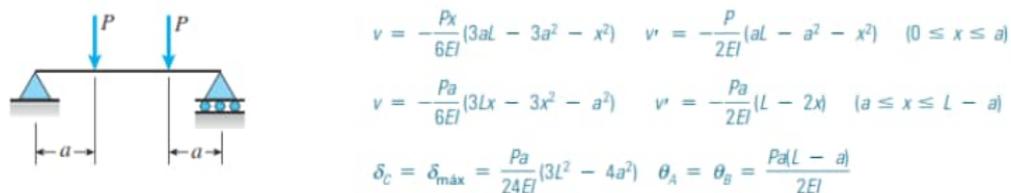
Tomado de: Mecánica de materiales, J. M. Gere (p. 1084)

Anexo 11: Deflexión máxima en vigas con carga de momento.



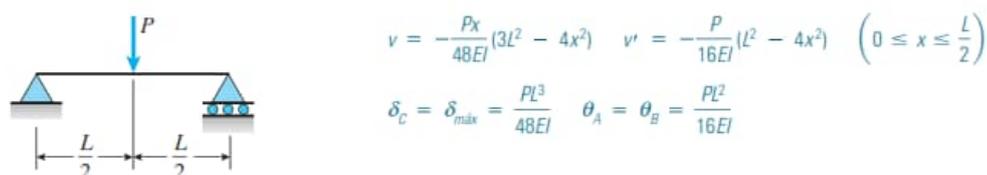
Fuente: Mecánica de materiales, J. M. Gere (p.1085)

Anexo 12: Deflexión máxima en vigas con dos cargas puntuales



Fuente: Mecánica de materiales, J. M. Gere (p. 1085)

Anexo 13: Deflexión máxima en vigas con cargas puntuales centrada



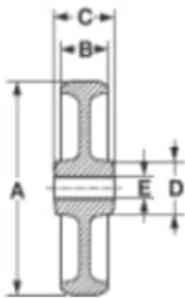
Fuente: Mecánica de materiales, J. M. Gere (p. 1087)

Anexo 14: Deflexión máxima en vigas con carga de momento en extremo.



Fuente: Mecánica de materiales, J. M. Gere (p. 1084)

Anexo 15: Especificaciones técnicas garruchas

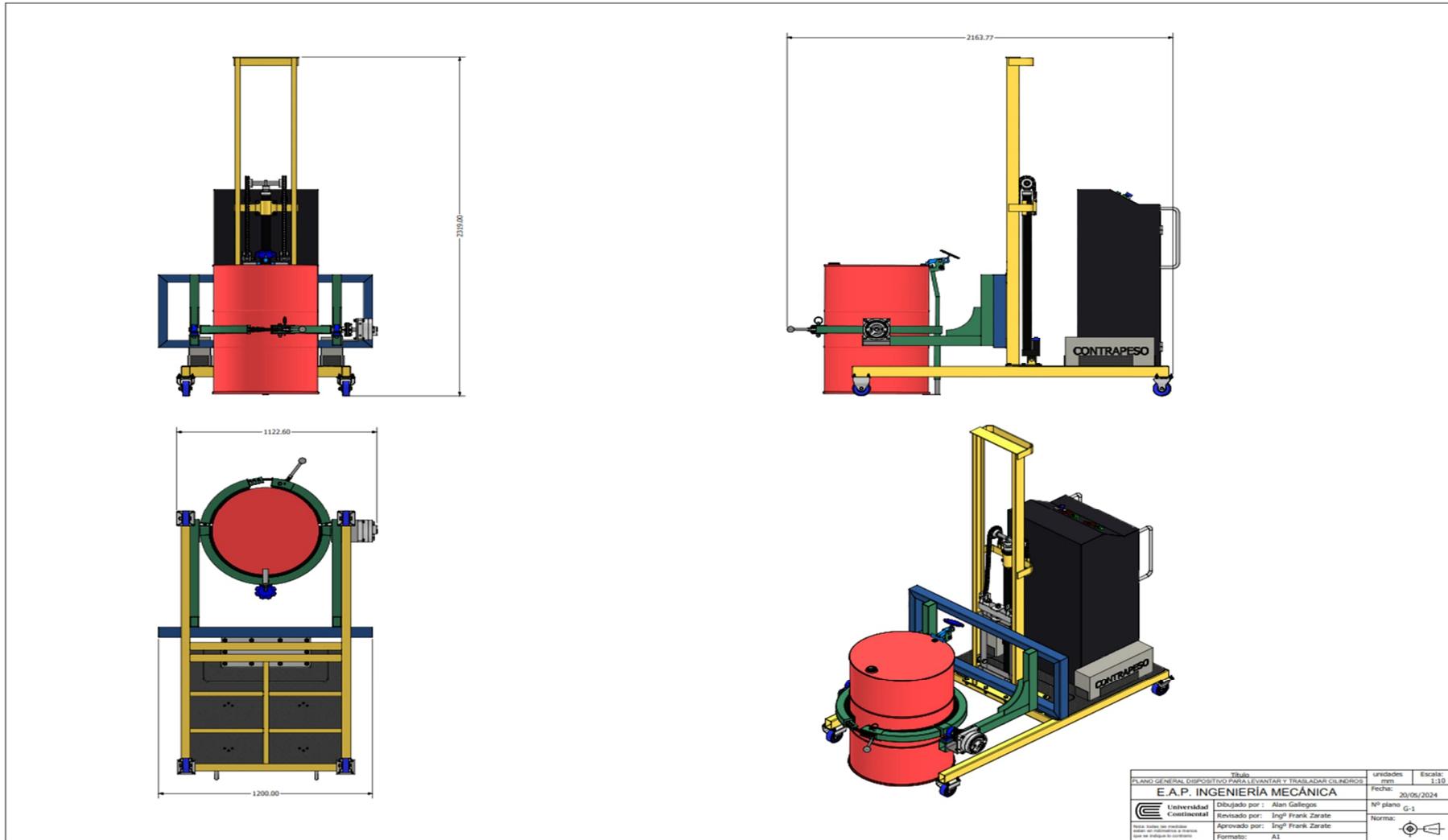


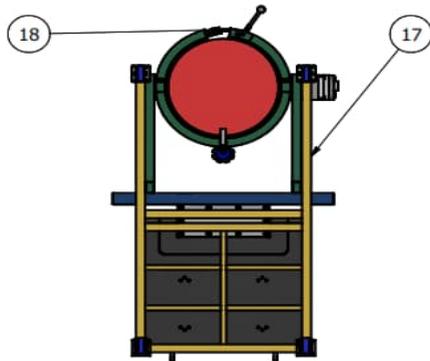
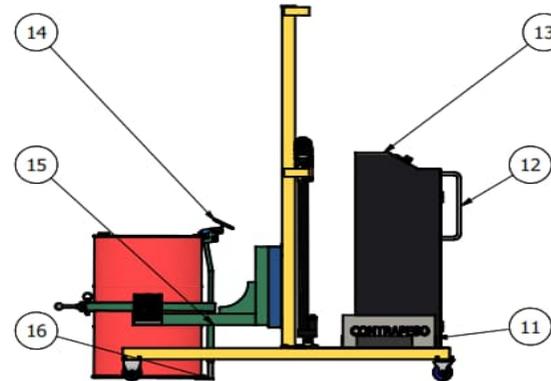
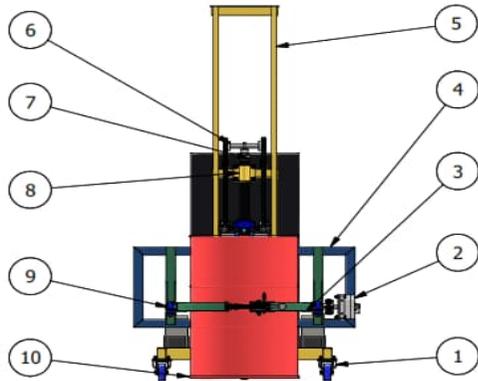
RESISTE AL CALOR HASTA + 270°C

Código	Referencia						Tipo de cojinete		Montar en soporte categoría
		A	B	C	D	E		Kg	
11-60	080 TXT4	80	35	45	25	10,2	≡	150	4
11-61	100 TXT4	100	35	45	26	10,2	≡	180	4
11-62	100 TXB4	100	35	38	38	12,0	≡≡	180	4
11-64	125 TXS4	125	40	48	40	20,2	≡	250	4
11-66	150 TXS5	150	45	58	40	20,2	≡	300	5
11-68	200 TXS5	200	50	58	40	20,2	≡	370	5

Fuente: Catalogo STTASA, (p. 24)

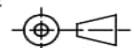
Anexo 16: Planos

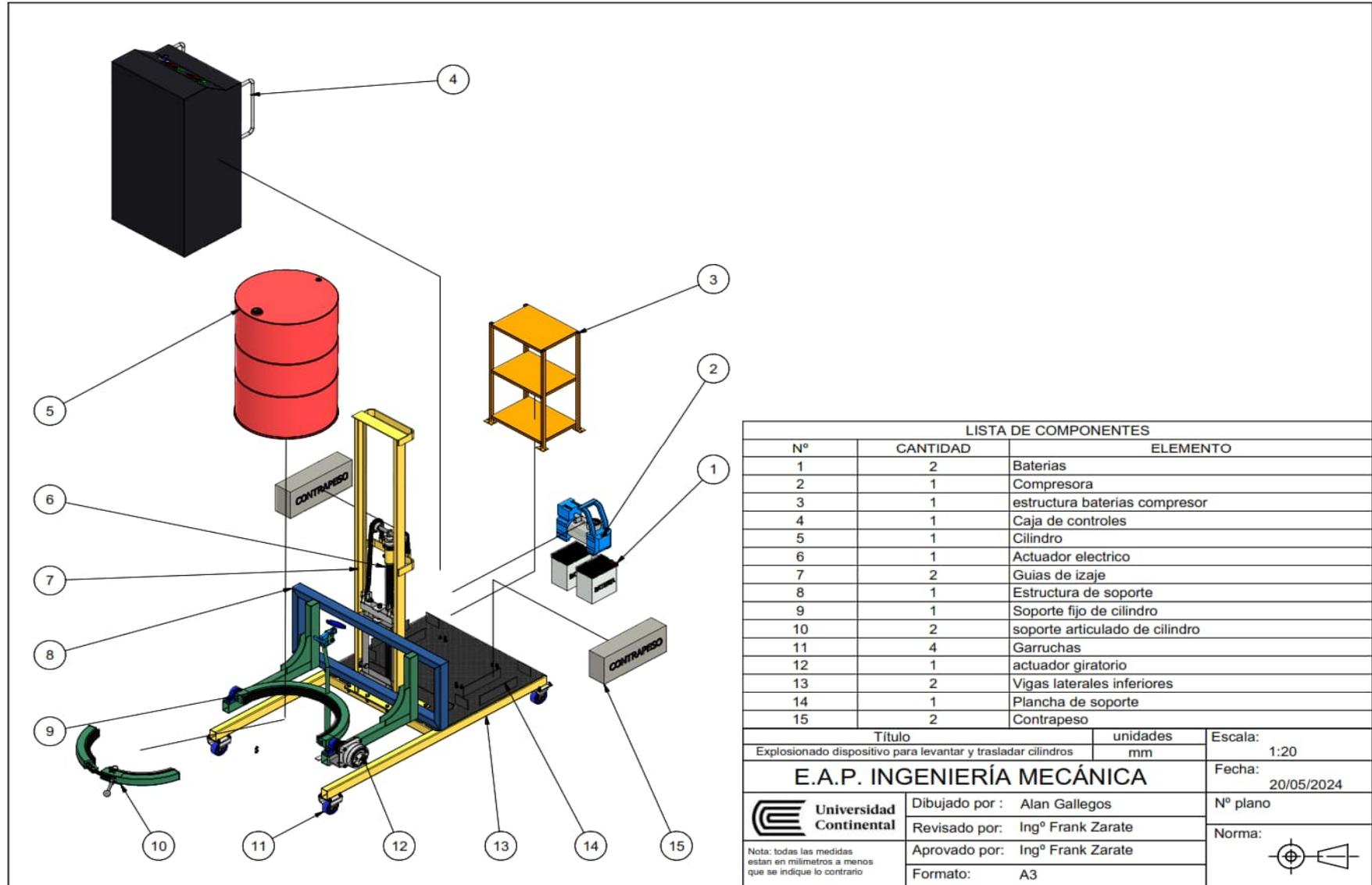




LISTA DE ELEMENTOS

Nº	Cantidad	Elemento	Referencia
1	4	Garruchas	Comercial
2	1	Actuador giratorio	Comercial
3	2	Tubo articulado de fijacion de cilindro	Tubo 50x50x2mm
4	1	Marco soporte de viga en voladizo	Tubo 70x50x3mm
5	1	Guia de Izaje	Canal "U" 70x50x5 mm
6	2	Sproket	Comercial
7	2	cadena 1/2 pulgada	Comercial
8	1	Soporte de actuador electrico	plancha 5mm
9	2	chumacera sistema fijacion cilindro	Comercial
10	1	Cilindro	Comercial
11	2	CONTRAPESO	Acero ASTM 1020-120x200x500mm
12	2	Asas de desplazamiento	tubo redondo de 19x3mm
13	1	Caja de controles	Plancha de 1mm
14	1	Sujetador superior de cilindro	Comercial
15	2	Viga en voladizo	Tubo de 70x50x3mm
16	1	Sujetador inferior de cilindro	tubo de 50x3mm
17	2	Viga lateral inferior	Tubo de 70x50x3mm
18	1	sistema de seguro cilindro	Palanca y cadena de sujecion

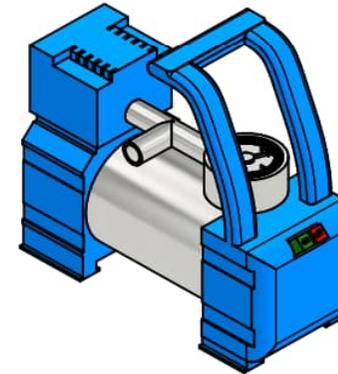
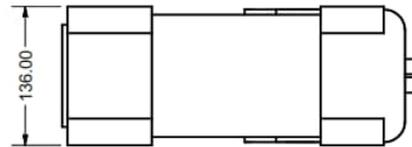
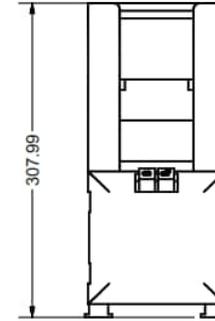
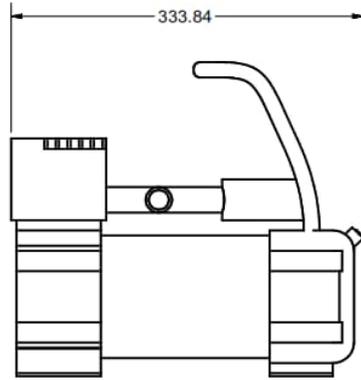
<p>Título PLANO DE ENSAMBLE DE DISPOSITIVO PARA LEVANTAR Y TRASLADAR CILINDROS</p>		<p>unidades mm</p>	<p>Escala: 1:25</p>
<p>E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA</p>		<p>Fecha: 20/05/2024</p>	
<p> Universidad Continental</p>	<p>Dibujado por : Alan Gallegos</p>	<p>Nº plano E-1</p>	
	<p>Revisado por: Ingº Frank Zarate</p>	<p>Norma:</p>	
	<p>Aprobado por: Ingº Frank Zarate</p>	<p></p>	
<p>Nota: todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario</p>	<p>Formato: A3</p>		

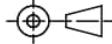


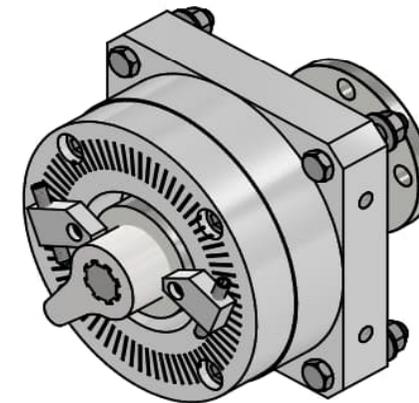
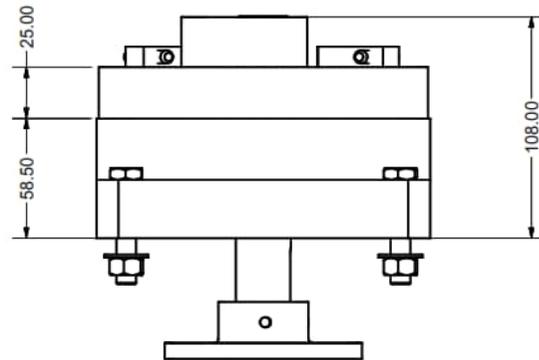
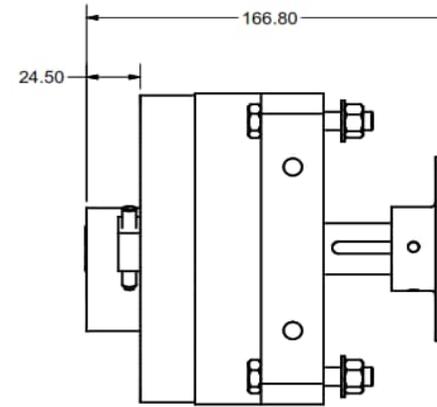
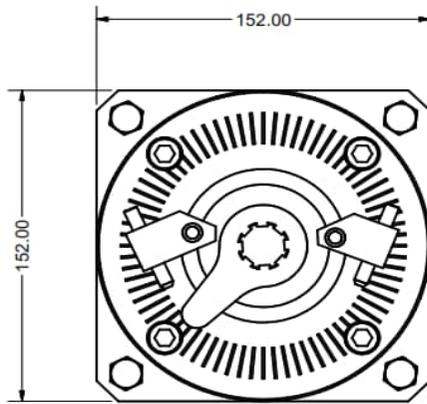
LISTA DE COMPONENTES		
Nº	CANTIDAD	ELEMENTO
1	2	Baterias
2	1	Compresora
3	1	estructura baterias compresor
4	1	Caja de controles
5	1	Cilindro
6	1	Actuador electrico
7	2	Guias de izaje
8	1	Estructura de soporte
9	1	Soporte fijo de cilindro
10	2	soporte articulado de cilindro
11	4	Garruchas
12	1	actuador giratorio
13	2	Vigas laterales inferiores
14	1	Plancha de soporte
15	2	Contrapeso

Título		unidades	Escala:
Explosionado dispositivo para levantar y trasladar cilindros		mm	1:20
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA			Fecha:
Universidad Continental			20/05/2024
Dibujado por : Alan Gallegos			Nº plano
Revisado por: Ingº Frank Zarate			Norma:
Aprobado por: Ingº Frank Zarate			
Formato: A3			

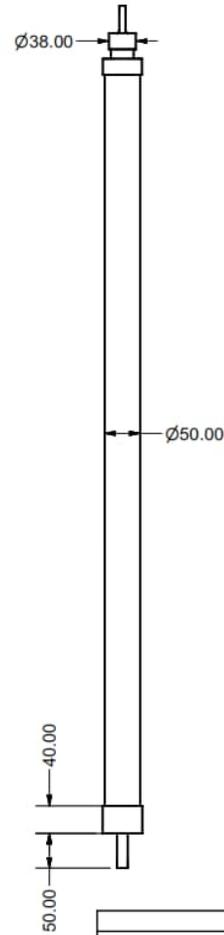
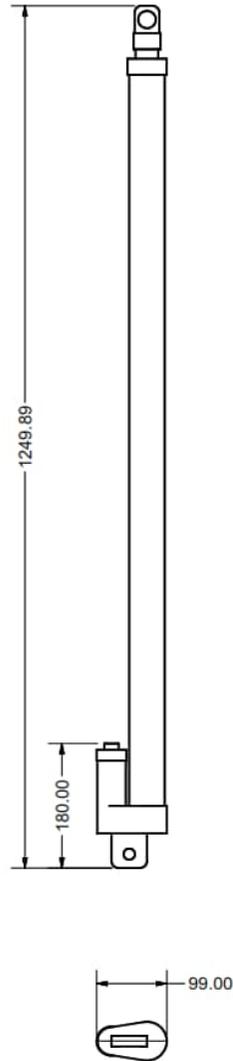
Nota: todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario

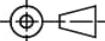


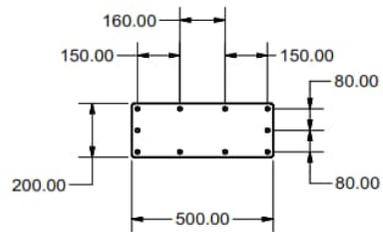
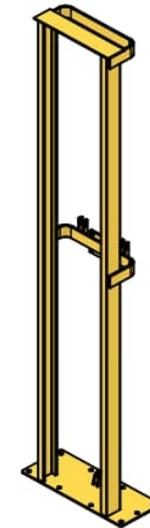
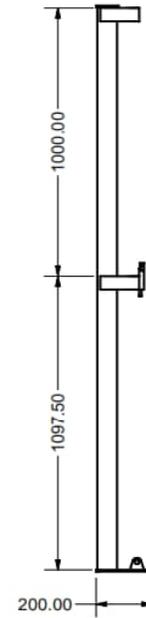
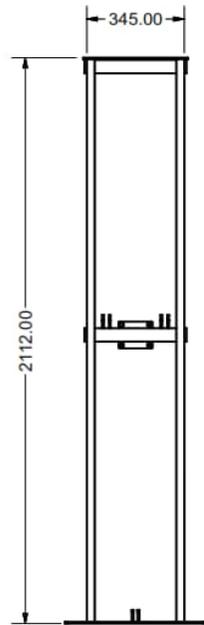
Título Plano General Compresor		unidades mm	Escala: 1:4
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha: 20/05/2024	
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	N° plano Comercial	
	Revisado por: Ing° Frank Zarate	Norma: 	
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Aprobado por: Ing° Frank Zarate		
Formato: A3			

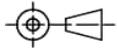


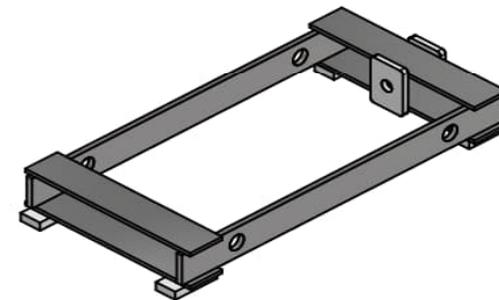
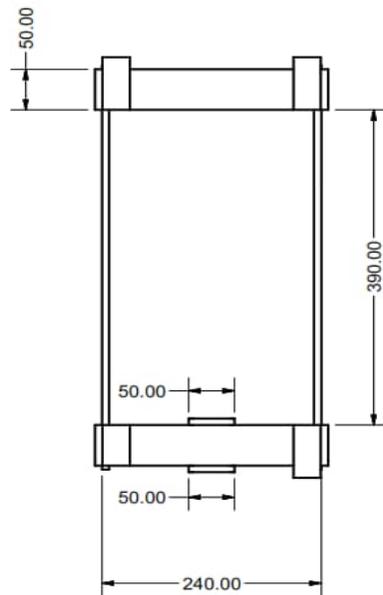
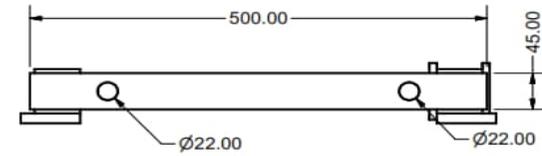
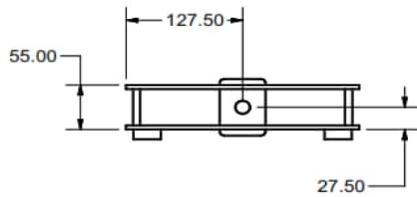
Título Plano General Actuador Giratorio		unidades mm	Escala: 1:2
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha: 20/05/2024	
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	N° plano Comercial	
	Revisado por: Ing° Frank Zarate	Norma:	
Nota: todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario	Aprobado por: Ing° Frank Zarate		
	Formato: A3		

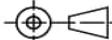


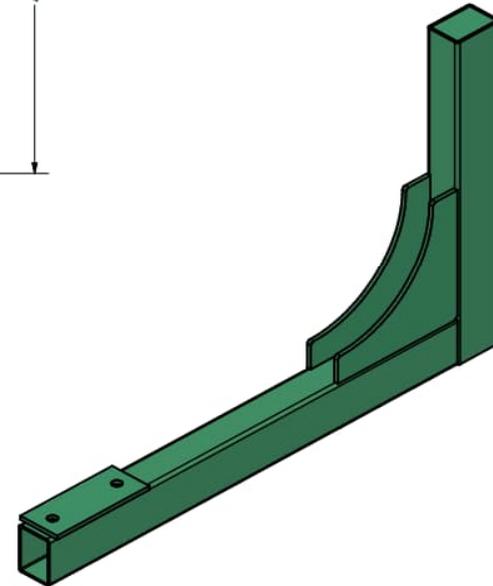
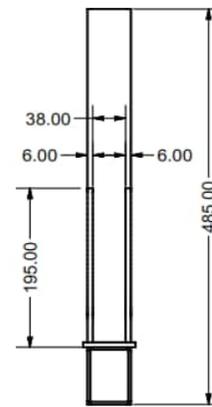
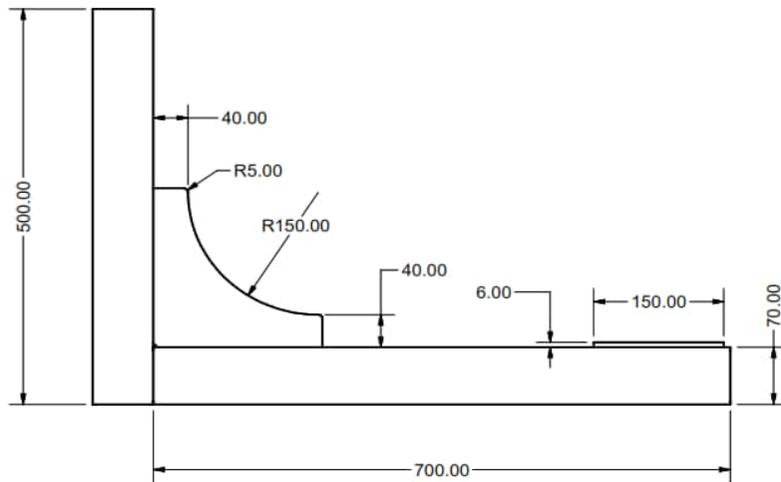
Título		unidades	Escala:
Plano general Actuador Electrico		mm	1:6
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha:	20/05/2024
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	N° plano Comercial	
	Revisado por: Ing° Frank Zarate	Norma:	
<small>Nota: todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Aprobado por: Ing° Frank Zarate		
	Formato: A3		

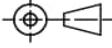


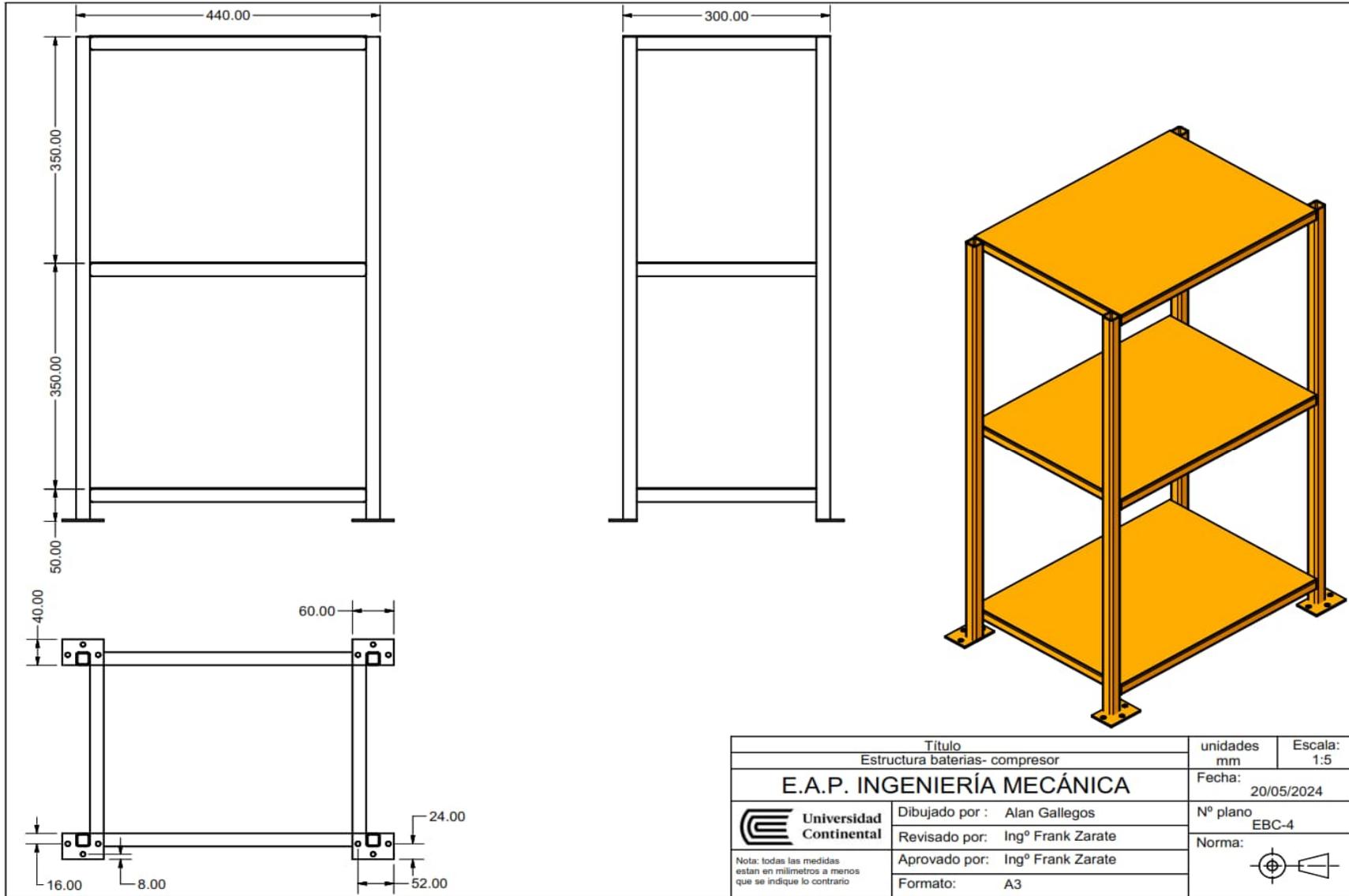
Título		unidades	Escala:
Guías de Izaje		mm	1:15
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha:	20/05/2024
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	Nº plano	GI-1
	Revisado por: Ingº Frank Zarate	Norma:	
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Aprobado por: Ingº Frank Zarate	Formato:	

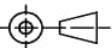


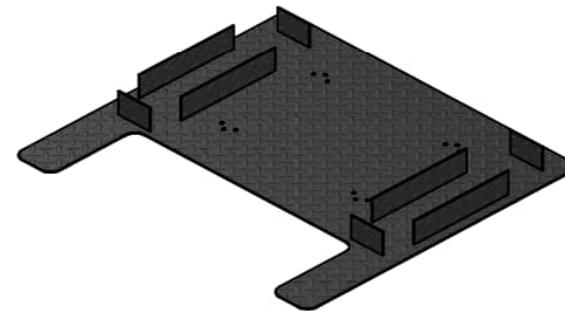
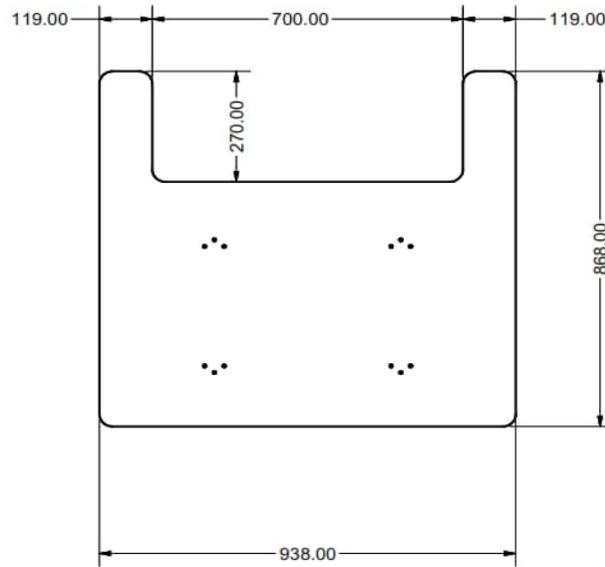
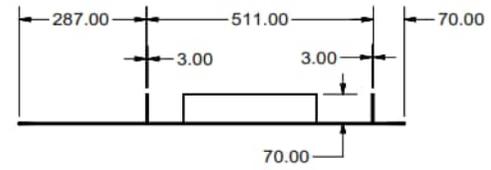
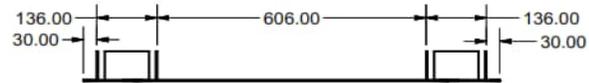
Título Carro de Izaje		unidades mm	Escala: 1:5
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha: 20/05/2024	
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	Nº plano CI-2	
	Revisado por: Ingº Frank Zarate	Norma:	
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Aprobado por: Ingº Frank Zarate		
	Formato: A3		

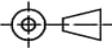


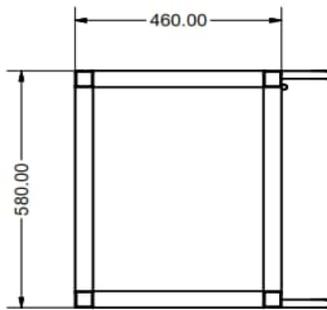
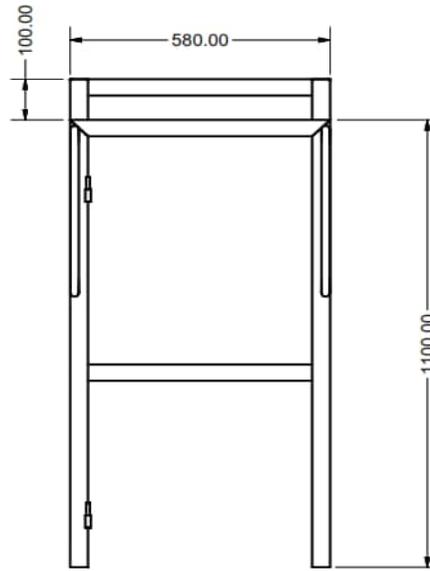
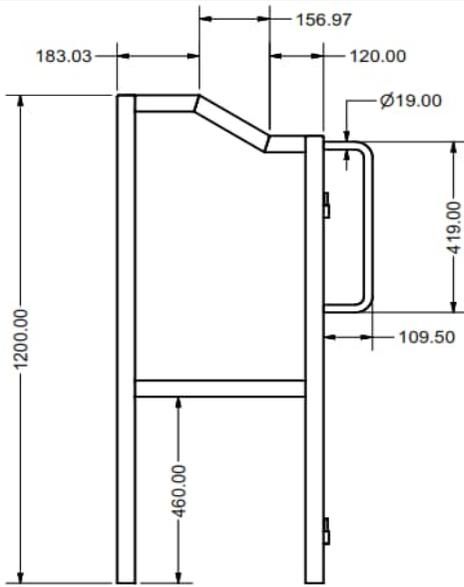
Título		unidades	Escala:
Viga en Voladizo		mm	1:5
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha:	20/05/2024
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	Nº plano	VV-3
	Revisado por: Ingº Frank Zarate	Norma:	
Aprobado por: Ingº Frank Zarate	Formato: A3		
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>			



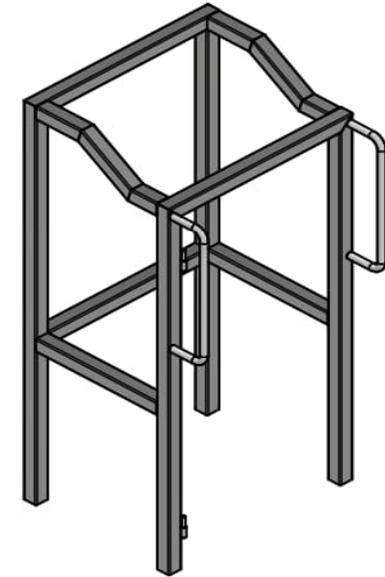
Título		unidades	Escala:
Estructura baterías- compresor		mm	1:5
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha:	20/05/2024
 Universidad Continental	Dibujado por :	Alan Gallegos	
	Revisado por:	Ing° Frank Zarate	
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Aprobado por:	Ing° Frank Zarate	
	Formato:	A3	
		N° plano	EBC-4
		Norma:	

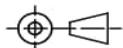


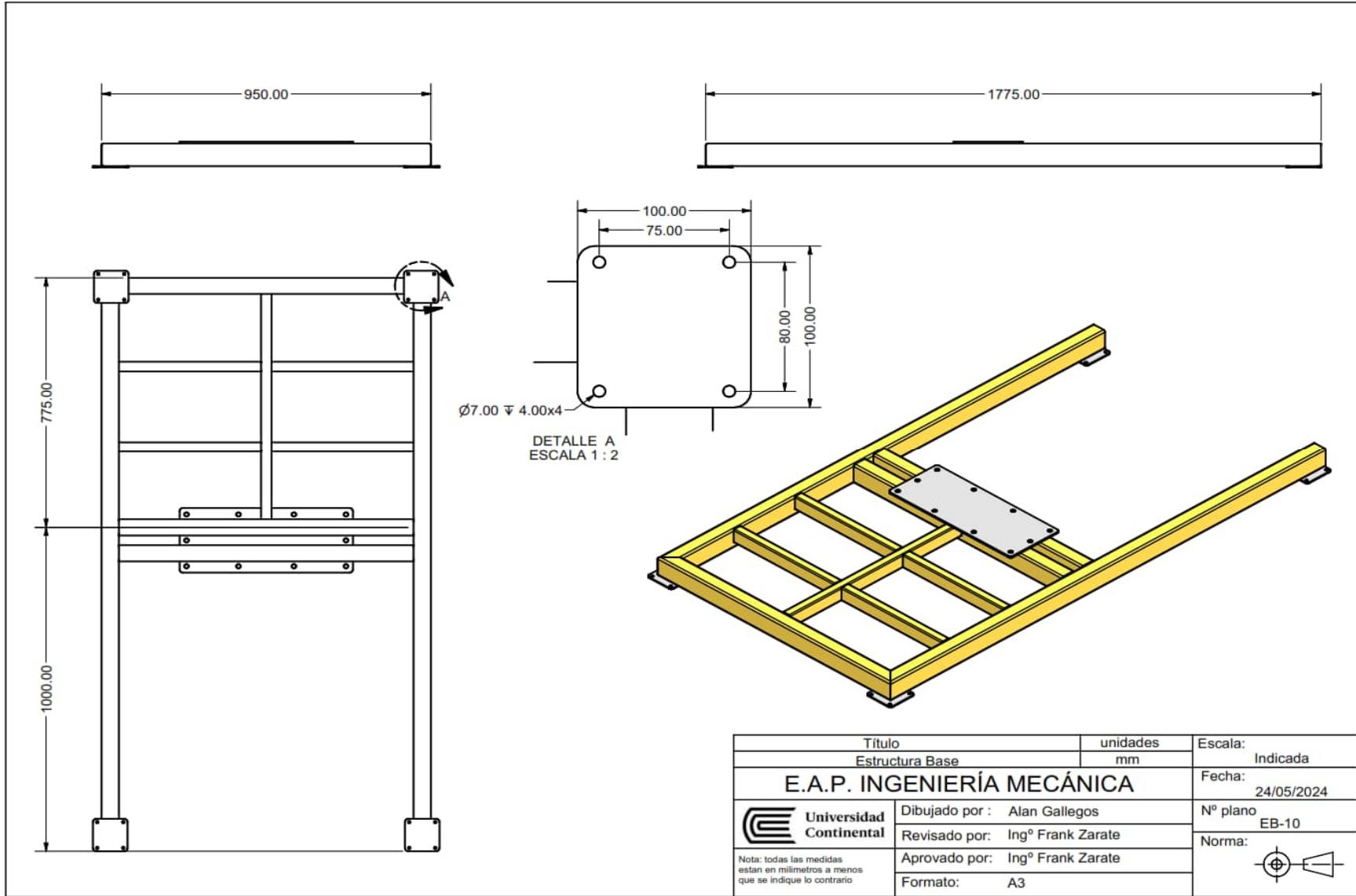
Título		unidades	Escala:
Plancha de soporte		mm	1:10
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha:	20/05/2024
 Universidad Continental	Dibujado por :	Alan Gallegos	
	Revisado por :	Ing° Frank Zarate	
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Aprobado por :	Ing° Frank Zarate	
	Formato:	A3	
		N° plano	PS-5
		Norma:	

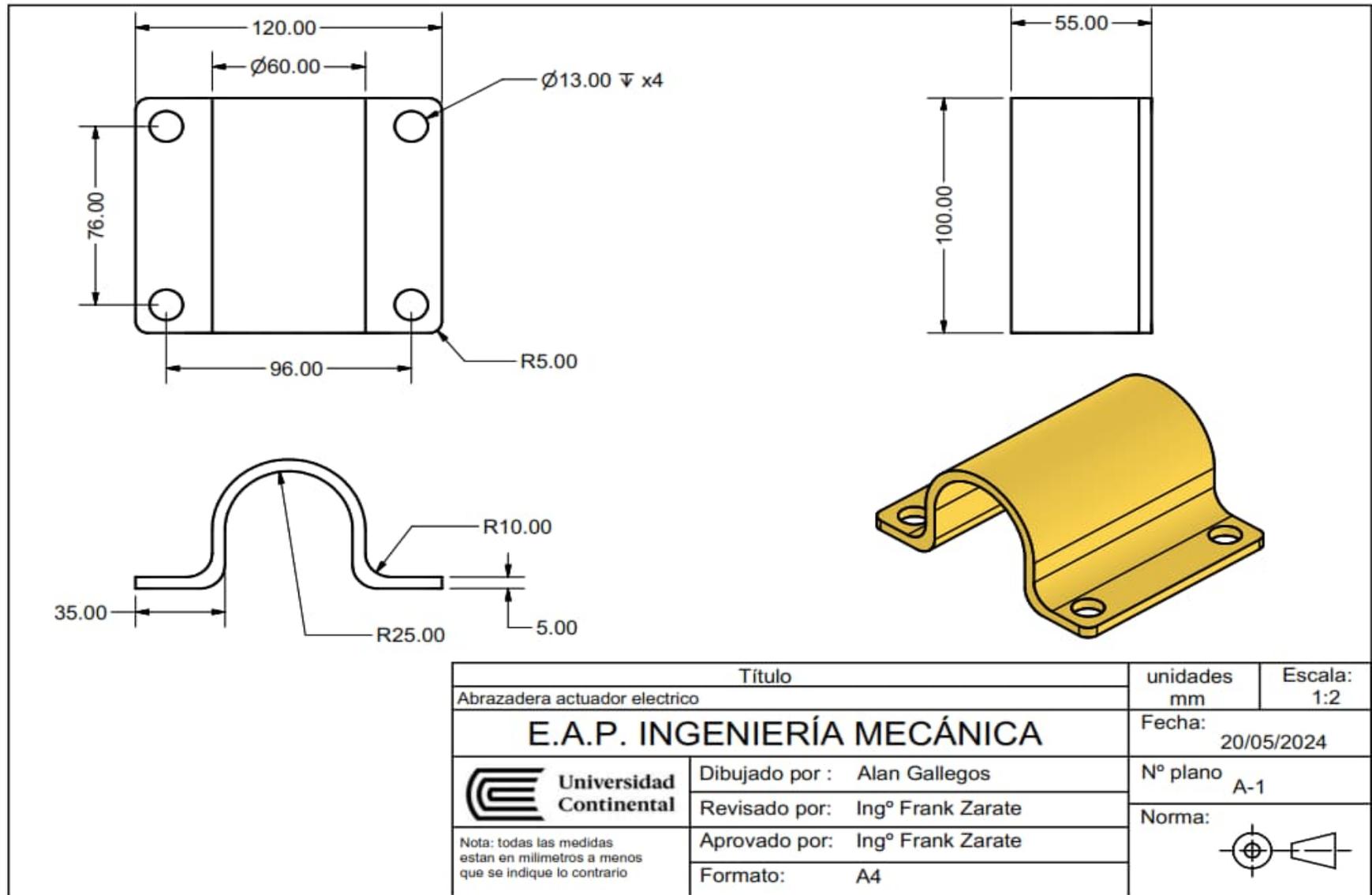


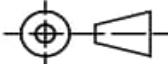
Tubo cuadrado de 40x40x1.5mm



Título Estructura Baterías-Compresor		unidades mm	Escala: 1:10
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Fecha: 20/05/2024	
 Universidad Continental	Dibujado por: Alan Gallegos	Nº plano EBC-6	
	Revisado por: Ingº Frank Zarate	Norma:	
Aprobado por: Ingº Frank Zarate	Formato: A3		
<small>Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>			





Título		unidades mm	Escala: 1:2
Abrazadera actuador electrico		Fecha: 20/05/2024	
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA		Nº plano A-1	
 Universidad Continental	Dibujado por : Alan Gallegos	Norma: 	
	Revisado por: Ing° Frank Zarate		
Nota: todas las medidas están en milímetros a menos que se indique lo contrario	Aprobado por: Ing° Frank Zarate		
	Formato: A4		

