

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A ESCALA DE UN TRANSELEVADOR
AUTOMATIZADO TIPO AS/RS UNIT LOAD PARA EL TRANSPORTE DE CARGAS
PALETIZADAS.**

Estudiante:

BRAYAN ALFONSO JEREZ MEZA

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA
2021**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A ESCALA DE UN TRANSELEVADOR
AUTOMATIZADO TIPO AS/RS UNIT LOAD PARA EL TRANSPORTE DE CARGAS
PALETIZADAS.**

Estudiante:

BRAYAN ALFONSO JEREZ MEZA

Director de proyecto:

SERGIO ANDRÉS ARDILA GÓMEZ

Codirector de proyecto:

CAMILO ENRIQUE MONCADA GUAYAZÁN

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA
2021**

Nota de aceptación

Ing. Sergio Andrés Ardila Gómez
Director de proyecto

Ing. Sebastián Roa Prada
Evaluador

Ing. Antonio Faustino Muñoz Moner
Evaluador

TABLA DE CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN.....	11
1.1	Descripción del problema	11
1.2	Justificación del problema.....	11
2	OBJETIVOS.....	12
2.1	Objetivo general	12
2.2	Objetivos específicos	12
3	MARCO TEORICO.....	13
3.1	Transelevador.....	13
-	Transelevadores monocolumna	13
-	Transelevadores bicolumna	13
3.2	Pallet	13
3.3	Almacén automático.....	14
3.4	Método de análisis por elementos finitos (FEA).....	14
3.5	Sistemas de transmisión de potencia	15
3.6	Sistemas de movimiento vertical y horizontal	16
-	Guía lineal tipo bola de carga pesada	16
.....	16
-	Guía de movimiento lineal circular.....	17
-	Guía lineal con eje circular desensamblable	17
3.7	Mecanismos de transmisión vertical y horizontal	18
-	Polea dentada.....	18
-	Cadena	18
-	Piñón Cremallera	19
-	Pistones neumáticos	19
-	Tornillo de bolas recirculantes	19

-	Tornillo sin fin	20
3.8	Sensores	20
3.9	Guía GEMMA	20
3.10	Normativa	21
3.11	Teoría del esfuerzo medio de Goodman.....	22
4	ESTADO DEL ARTE	22
5	DISEÑO DEL TRANSELEVADOR	24
5.1	SELECCIÓN DE ESTRUCTURA.	24
5.2	SELECCIÓN DE SISTEMAS DE MOVIMIENTO.....	24
5.3	DISEÑO MECÁNICO DEL TRANSELEVADOR EN SOLIDWORKS	26
-	Diseño inicial del transelevador	26
-	Diseño final del transelevador.....	28
-	Simulaciones FEA.....	28
5.4	Correcciones del diseño CAD.....	37
5.5	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN	54
-	Cálculo de factor de seguridad estático para el eje x	54
5.6	CÁLCULO DE LOS ACTUADORES	54
-	Cálculo del actuador para el movimiento en el eje X	54
-	Cálculo del actuador para el movimiento en el eje Y.....	57
-	Cálculo del actuador para el movimiento en el eje Z.....	60
-	Cálculos del actuador para el movimiento rotacional en las palas.	62
6	CONSTRUCCION DEL TRANSELEVADOR	65
6.1	BUSQUEDA Y SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN PARA EL TRANSELEVADOR	65
-	Sensores de distancia.....	65
-	Encoder lineal magnético.....	67
-	Reglas digitales	67
-	Potenciómetros lineales.....	67
-	Sensor LVDT.....	68
-	Palpadores inductivos.....	69
-	Sensor de distancia láser.....	69
-	Sensores de distancia inductivos.....	69

-	Sensores de distancia por ultrasonidos	70
6.2	Compra de la instrumentación y materiales para el prototipo	73
6.3	ENSAMBLE DE TODAS LAS PARTES E INSTRUMENTACIÓN DEL PROTOTIPO	73
6.4	DIAGRAMA P&ID	77
6.5	Plano eléctrico	78
7	PROGRAMACION DEL PROTOTIPO	79
7.1	Programación del PLC.	79
7.2	Interfaz humano máquina.....	80
8	VALIDACIÓN DEL CORRECTO FUNCIONAMIENTO DEL PROYECTO	83
8.1	Maqueta del espacio de trabajo.....	83
8.2	Pruebas y correcciones para asegurar el correcto funcionamiento del prototipo.....	86
9	Conclusiones.	89
10	BIBLIOGRAFÍA	90
11	Anexos.	91
11.1	Modelo CAD	91
Eje X.....	91	
Eje Y	93	
Eje Z y Z'	95	
11.2	Programación	99
Bloque Main.....	99	
Bloque manual.	100	
Bloque automático	102	
Bloque referencia	116	
11.3	Planos.....	117

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Transelevador monocolumna tomado de https://www.mecalux.es/	13
Figura 2. Transelevador bicolumna tomado de https://www.mecalux.es/	13
Figura 3. Pallet americano (Derecha) y europeo (Izquierda) tomado de https://www.logismarket.es/blog/	14
Figura 4. Sistemas de poleas tomado de https://www.basco.com.pe/productos_correas.html	15
Figura 5. Tren de engranajes tomado de https://i.pinimg.com/originals/ce/80/bb/ce80bb5440648536c03770ca59efd635.jpg	15
Figura 6. Transmisión por cadenas tomado de https://ingemecanica.com/index.html	16
Figura 7. Guía lineal tipo bola de carga pesada tomado de http://www.biosa.mx/	16
Figura 8. Carro de guía de movimiento lineal circular tomado de https://m.made-in-china.com/ .	17
Figura 9. Polea dentada tomado de http://spanish.smtpickandplacemachines.com/	18
Figura 10. Cadena de transmisión tomado de https://www.rodamontt.cl/	18
Figura 11. Piñón cremallera tomado de http://www.interempresas.net/FeriaVirtual/	19
Figura 12. Pistón neumático tomado de https://www.jelpc.com/	19
Figura 13. Tornillo de bolas recirculantes tomado de http://www.solucioneslineales.com/	19
Figura 14. Tornillo sin fin de tuerca trapezoidal tomado de http://deimpresoras3d.com/	20
Figura 15. Guía Gemma. tomado de www.blog.utp.edu.co	20
Figura 16. Transelevadores comercializados por MECALUX S.A. tomado de https://www.mecalux.es/	23
Figura 17. Transelevador AS/RS de canastillas plásticas S.L. tomado de https://www.systemlogistics.com/spa/	23
Figura 18. Transelevador de múltiple fondo V.S. https://www.viastore.com/systems/es	24
Figura 19. Selección de tipos de estructuras para el prototipo	24
Figura 20. Sistema de movimiento en el eje X.	25
Figura 21. Sistema de movimiento en el eje Y.	25
Figura 22. Sistema de transmisión en X.	26
Figura 23. Sistema de transmisión en Y.	26
Figura 24. Ensamble del eje Z tomado de autor	27
Figura 25. Ensamble del eje Y tomado de autor	27
Figura 26. Ensamble del eje Z tomado de autor	28
Figura 27. Ensamblaje total tomado de autor	28
Figura 28. Geometría simplificada importada al software ANSYS tomado de autor	29
Figura 29. Aplicación de los materiales tomado de autor	29

Figura 30. Enmallado utilizado en la simulación N°1 tomado de autor	30
Figura 31. Aplicación de las cargas y sujeciones en la simulación tomado de autor	30
Figura 32. Deformación máxima del ensamble tomado de autor	31
Figura 33. Esfuerzo equivalente de Von mises tomado de autor	31
Figura 34. Factor de seguridad estático en el ensamble tomado de autor	32
Figura 35. Factor de seguridad dinámico por la acción de la fatiga tomado de autor	32
Figura 36. Refinación de la malla para la segunda solución tomado de autor	33
Figura 37. Deformación máxima del ensamblaje utilizando el segundo enmallado tomado de autor	33
Figura 38. Esfuerzo equivalente de Von mises tomado de autor	34
Figura 39. Factor de seguridad estático obtenido de la segunda simulación tomado de autor	34
Figura 40. Distribución de factores de seguridad dinámicos para la segunda simulación tomado de autor	34
Figura 41. Enmallado resultado del refinamiento realizado en la simulación anterior tomado de autor	35
Figura 42. Deformación Máxima en el ensamble utilizando el tercer enmallado tomado de autor	35
Figura 43. Distribución de esfuerzos a lo largo del ensamble dado por el enmallado 3 tomado de autor	36
Figura 44. Factores de seguridad estáticos a lo largo de la estructura tomado de autor	36
Figura 45. Distribución de factores de seguridad dinámicos a lo largo de la estructura tomado de autor	37
Figura 46. Diseño inicial del riel X tomado de autor	37
Figura 47. Diseño final del riel X tomado de autor	38
Figura 48. Diseño inicial y final del eje Y tomado de autor	38
Figura 49. Calidad de la malla tomado de autor	39
Figura 50. Radio de aspecto tomado de autor	39
Figura 51. Oblicuidad de la malla tomado de autor	40
Figura 52. Calidad ortogonal tomado de autor	40
Figura 53. Datos suministrados por la norma ISO9001 tomado de https://medium.com/@lokeshbaviskar4	40
Figura 54. Enmallado final tomado de autor	41
Figura 55. Aplicación de cargas	41
Figura 56. Deformación total tomado de autor	42
Figura 57. Distribuciones de esfuerzo en los ejes tomado de autor	42
Figura 58. Factor de seguridad estático tomado de autor	43
Figura 59. Geometría de las palas	43
Figura 60. Aplicación del material a las palas	44
Figura 61. Ultimo enmallado de la pala	44
Figura 62. Calidad de los elementos de la malla	44
Figura 63. Radio de aspecto de la malla	45
Figura 64. Oblicuidad de la malla	45
Figura 65. Calidad ortogonal de la malla	46

Figura 66. Aplicación de fuerzas y sujeciones de las palas.	46
Figura 67. Deformación máxima de las palas.	47
Figura 68. Concentración de esfuerzos de von-mises.	47
Figura 69. Factor de seguridad estático de las palas.	48
Figura 70. Geometría sometida a fatiga.	48
Figura 71. Asignación de materiales.	49
Figura 72. Enmallado N°5 de la simulación.	50
Figura 73. Calidad de la malla N°5.	50
Figura 74. Radio de aspecto.	51
Figura 75. Oblicuidad de la malla.	51
Figura 76. Calidad ortogonal de la malla.	52
Figura 77. Cargas aplicadas en los rodamientos lineales.	52
Figura 78. Soportes fijos ubicados en las bases de los SK12.	53
Figura 79. Configuración de parámetros para fatiga tomado de autor.	53
Figura 80. Distribución de factores de seguridad dinámicos por fatiga tomado de autor.	54
Figura 81. DCL de la masa suspendida sobre el eje X tomado de autor.	55
Figura 82. Rampa de aceleración y deceleración eje X.	55
Figura 83. DCL de la masa suspendida sobre el eje y tomado de autor.	57
Figura 84. Rampa de aceleración y deceleración eje Y.	58
Figura 85. DCL del sistema piñón cremallera tomado de autor.	60
Figura 86. Rampa de aceleración y deceleración eje Z.	61
Figura 87. DCL eje de articulación de las palas tomado de autor.	62
Figura 88. Rampa de aceleración y deceleración eje Z'.	63
Figura 89. Diagrama QFD para la selección del tipo de sensor tomado de autor.	70
Figura 90. Diagrama QFD para la selección del encoder tomado de autor.	71
Figura 91. Diagrama QFD para la selección del actuado tomado de autor.	72
Figura 92. Placa base del prototipo tomado de autor.	74
Figura 93. Ensamblaje de la placa base tomado de autor.	74
Figura 94. Ensamblaje del motor para el eje X tomado de autor.	75
Figura 95. Armazón del eje Z tomado de autor.	75
Figura 96. Ensamblaje del sistema de movimiento para eje Y tomado de autor.	76
Figura 97. Ensamble del sistema de transmisión en Y tomado de autor.	76
Figura 98. Sistema de movimiento en Z y Z' tomado de autor.	76
Figura 99. Cableado de las borneras y los drivers tomados de autor.	77
Figura 100. Diagrama P&ID del prototipo tomado de autor.	77
Figura 101. Plano eléctrico del prototipo.	78
Figura 102. Plano del circuito de acople.	78
Figura 103. Diagrama de flujo correspondiente a la programación del prototipo.	79
Figura 104. CPU utilizada en la programación.	80
Figura 105. Imagen raíz del HMI diseñado.	81
Figura 106. Imagen del HMI correspondiente al modo manual.	82
Figura 107. Imagen del HMI correspondiente al modo automático.	83

Figura 108. Diseño del pallet tomado de autor 84
Figura 109. Pallet construido tomado de autor 84
Figura 110. Diseño de los racks tomado de autor..... 85
Figura 111. Rack construido tomado de autor 85
Figura 112. Racks construidos y pintados tomado de autor 86
Figura 113. Arquitectura de red..... 87
Figura 114. Conexiones del panel frontal del prototipo..... 87
Figura 115. Puesta en marcha del eje 1 88
Figura 116. Diagnóstico del eje..... 88

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

En la actualidad, las empresas del sector de la manufactura, la producción, los servicios postales, entre otros; buscan aumentar su productividad aplicando metodologías que les permitan tener un sistema de producción o manufactura ágil o esbelta. Uno de los principios básicos de estas metodologías es el aprovechamiento de los espacios al máximo, la correcta disposición de los productos para una fácil identificación y traslado. Los sistemas de transelevadores tipo AS/RS permiten tener las características mencionadas con anterioridad al momento de almacenar productos de cualquier tipo, siempre y cuando éstos se encuentren agrupados en pallets.

El uso de los transelevadores permite la automatización de un almacén o bodega, lo cual lleva a las empresas a obtener una mayor eficiencia en la gestión de la logística en el almacenamiento de productos de bodega, así mismo se obtiene el máximo aprovechamiento del espacio asignado, además se logra un mayor control de la información del inventario de los productos almacenados y su ubicación. Todos estos beneficios permiten reducir el tiempo en la organización y transporte de grandes cantidades de productos, así mismo los costos de operación a mediano y largo plazo tienden a reducirse. [1]

Por otra parte, según la Administración de Seguridad & Salud Ocupacional (OSHA) cada año los accidentes que involucran carretillas elevadoras o montacargas están en aumento, al año se presentan 34.900 accidentes de montacargas, los cuales resultan en lesiones graves y anexo a esto, las estadísticas muestran que aproximadamente 85 personas al año pierden la vida debido a estos accidentes. Otra razón más para la implementación de estos sistemas AS/RS en las diversas empresas. [2]

Anexo a esto en la asignatura de sistemas flexibles de manufactura, se da a conocer la metodología Six sigma, la cual es ampliamente utilizada en las empresas, debido a que esta plantea que se debe tener la mayor productividad bajando al máximo los costos de producción, pero esta metodología no se puede poner en práctica debido a la falta de material de apoyo de la asignatura.

1.2 Justificación del problema

Debido a lo anterior, en el presente proyecto se plantea el diseño y construcción de un prototipo a escala de un transelevador tipo AS/RS unit load automatizado para el transporte de cargas paletizadas de 1 Kg, el cual será utilizado para la asignatura de sistemas flexibles de manufactura en el desarrollo de las diferentes prácticas para verificar el funcionamiento de la metodología SIX SIGMA. Este prototipo consistirá en el transelevador de 1m X 1m de carrera en los ejes vertical y horizontal, debido a que la longitud máxima que este pueda llegar a ocupar es de 1 m la cual corresponde a el ancho de los bancos de prueba académicos de FESTO. El cual estará ubicado en

medio de dos racks de almacenamiento, simulando que este estuviese montado en un ambiente de trabajo normal, cada rack estará constituido con 12 diferentes posiciones (una matriz de 3x4).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo general

- Desarrollar un prototipo de transelevador automatizado tipo AS/RS unit load para el transporte de cargas paletizadas.

2.2 Objetivos específicos

- Elegir un modelo adecuado de un sistema de transelevación AS/RS unit load para mejorar la gestión logística de una bodega.
- Modelar en software CAD el prototipo a escala del transelevador automatizado seleccionado.
- Elaborar una simulación por el método de elementos finitos (FEM) de la estructura mecánica del transelevador para verificar la resistencia a cargas estáticas y fatiga.
- Seleccionar los actuadores e instrumentación necesaria para la construcción del prototipo a escala del transelevador.
- Construir el prototipo a escala del transelevador automatizado tipo AS/RS unit load con carreras máximas de 1m para los ejes vertical y horizontal.
- Desarrollar la completa automatización del prototipo de transelevador AS/RS unit load teniendo en cuenta la guía GEMMA.
- Validar el correcto funcionamiento del transelevador AS/RS unit load de acuerdo con las normas de prueba existentes.

3 MARCO TEORICO

3.1 Transelevador

Es una máquina creada para el almacenamiento de pallets o sistema de carga estándar, los cuales se desplazan a lo largo de los pasillos de una bodega realizando las funciones de entrada, ubicación y salida de las mercancías. [13]

- Transelevadores monocolumna



Figura 1. Transelevador monocolumna tomado de <https://www.mecalux.es/>

Recomendado para cargas de hasta 1.000 kg. Estos transelevadores son creados para ofrecer la mayor funcionalidad y eficiencia, su amplia gama de diseños permite seleccionar en cada caso el transelevador más adecuado al espacio disponible y a la mercancía que se debe manipular.

Existen diversos modelos como el modelo MT-0, ideal para las instalaciones más simples, hasta el MT-6, que alcanza una altura de almacenaje de 45 m.

- Transelevadores bicolumna



Figura 2. Transelevador bicolumna tomado de <https://www.mecalux.es/>

Este transelevador es recomendado para cargas de más de 1.000 kg o grandes dimensiones o para circunstancias más exigentes en prestaciones, a lo largo de la historia se han desarrollado los transelevadores bicolumna, los cuales ofrecen mejores rendimientos en cuanto a altura de almacenaje, capacidad de carga y velocidades de trabajo. El funcionamiento a grandes rasgos de este consiste en que la cuna de elevación trabaja entre dos columnas para acceder a todos los niveles, y esto a su vez infiere un alto grado de robustez a la instalación.

3.2 Pallet

Se define como la plataforma, la cual es utilizada para agrupación, almacenaje, manipulación y transporte de mercancías previamente embaladas. Se basa en una plataforma con medidas estándar la cual fue diseñada y utilizada inicialmente por el ejército de los Estados Unidos en la primera guerra

mundial. El pallet al ser un elemento de unitarización de cargas permite un manejo más racional y seguro de éstas, mejorando ampliamente la logística en el transporte de las mercancías. [13]

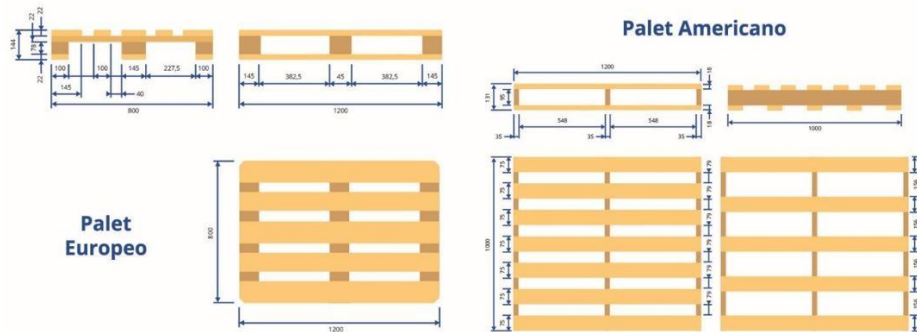


Figura 3. Pallet americano (Derecha) y europeo (Izquierda) tomado de <https://www.logismarket.es/blog/>

3.3 Almacén automático

Se denomina almacén automático a cualquier tipo de almacén que ha sido mejorado gracias a la instalación de máquinas o sistemas automáticos, estos equipos pueden realizar las operaciones de recepción, almacenaje y preparación de mercancías para su posterior comercialización. En general estos sistemas pueden ser muy diferentes en formas y funcionamientos, ya que dependen mucho del nivel de automatización que requiera o especifique el cliente. [1]

Unas de las mayores razones para emplear este tipo de tecnologías en los almacenes es el incremento de los costos del suelo y la mano de obra calificada debido a las altas demandas del sector logístico, anexo a esto se tiene el aumento en la velocidad de almacenaje y recuperación de los diferentes paquetes en los racks.

3.4 Método de análisis por elementos finitos (FEA)

Es un método numérico el cual es utilizado para la solución de problemas de ingeniería, normalmente es utilizado para la solución de problemas que implican un alto grado de complejidad matemática, ya que en una gran parte de los problemas que se presentan en esta área cuentan con geometrías irregulares, cargas no distribuidas y determinación de las propiedades de los materiales para la construcción de diferentes piezas para maquinaria y determinar las posibles fallas en el diseño de éstas. [10]

D: Matriz elástica

$$\sigma = \mathbf{D}(\epsilon - \epsilon_0) + \sigma_0$$

ϵ_0 : vector de deformaciones unitarias iniciales.

σ_0 : tensiones iniciales presentes en el material.

Ecuación 1. Estado de tensiones

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix}$$

Ecuación 3. Deformaciones unitarias

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix}$$

Ecuación 2. Campo de deformaciones

3.5 Sistemas de transmisión de potencia

Estos sistemas tienen como objetivo llevar a todos los diferentes elementos de una máquina, la potencia y el movimiento generado por un elemento motriz, para que la máquina funcione y cumpla con los criterios de funcionamiento y la finalidad de su construcción.

Los elementos mecánicos más usados para la transmisión de movimiento a través de cadenas cinemáticas son: las transmisiones por poleas, por cadenas y por sistemas de engranajes. [14]



Figura 5. Tren de engranajes tomado de <https://i.pinimg.com/originals/ce/80/bb/ce80bb5440648536c03770ca59efd635.jpg>

Figura 4. Sistemas de poleas tomado de https://www.basco.com.pe/productos_correas.html



Figura 6. Transmisión por cadenas tomado de <https://ingemecanica.com/index.html>

3.6 Sistemas de movimiento vertical y horizontal

- Guía lineal tipo bola de carga pesada



Las guías lineales están diseñadas pensando en la capacidad de carga y rigidez. Estas guías cuentan con las mismas puntuaciones de carga en las direcciones radial, radial inverso y lateral, y auto alineamiento para absorber el error de instalación. Así, las guías lineales pueden lograr una larga vida útil con alta velocidad, alta precisión y movimiento lineal suave.

Figura 7. Guía lineal tipo bola de carga pesada tomado de <http://www.biosa.mx/>

Características

CAPACIDAD DE ALINEACIÓN AUTOMÁTICA: Pueden absorber la mayoría de los errores de instalación debido a las imperfecciones de la superficie y proporcionar un movimiento lineal suave a través de la deformación elástica de elementos rodantes y el cambio de superficies en los puntos de contacto.

LA INTERCAMBIABILIDAD: Debido al control dimensional de precisión y la tolerancia dimensional de estas guías que permiten mantenerse en un rango razonable, se deduce que cualquier bloque y rieles de una serie específica se pueden usar juntos manteniendo la tolerancia dimensional.

ALTA RIGIDEZ EN LAS CUATRO DIRECCIONES: Debido al diseño de cuatro filas, las guías lineales tienen la misma capacidad de carga en las direcciones radial, radial inverso y lateral. Además, la ranura de arco circular proporciona un ancho de contacto entre las bolas y la pista de carreras de ranuras que permite grandes cargas permisibles y alta rigidez.

- **Guía de movimiento lineal circular**



Figura 8. Carro de guía de movimiento lineal circular tomado de <https://m.made-in-china.com/>

Características

RESISTENTE A LA CORROSIÓN: Se encuentra hecho de aluminio, los bloques lineales y el soporte del eje se someten a un acabado superficial anodizado y a un endurecimiento cromado para proporcionar una apariencia agradable, así como resistencia a la corrosión.

FÁCIL ENSAMBLE: El diseño y el montaje son fáciles gracias a la estandarización de las guías lineales de tipo eje.

FACILMENTE INTERCAMBIABLES: Los bloques lineales y los rieles de pista se pueden comprar por separado. En caso de daños, los clientes pueden reparar las piezas fácilmente, ya que son intercambiables libremente.

FUNCIONAMIENTO SUAVE Y SILENCIOSO: La guía proporciona un movimiento de contacto suave y silencioso entre los rodamientos lineales de bolas y el eje, la cual no requiere demasiada lubricación debido a los retenedores de los rodamientos líneas.

BAJO COSTO: Las estructuras estandarizadas, el montaje simple y la producción en masa de las guías lineales del tipo de eje tienen un coste más bajo. Este recubrimiento comparativo le da una ventaja competitiva.

- **Guía lineal con eje circular desensamblable**

Los sistemas de rieles de guías lineales permiten un movimiento lineal suave y se usan en máquinas industriales e instalaciones de producción que imponen demandas estrictas sobre la durabilidad y la libertad de juego. Los rieles de guía de rodillos y los carros de rodillos montados sobre bolas evitan el desgaste y aseguran una larga vida útil.

3.7 Mecanismos de transmisión vertical y horizontal

Mecanismos de transmisión del movimiento: Son los mecanismos necesarios los cuales se utilizan cuando el elemento motriz y el elemento receptor presentan el mismo tipo de movimiento. Los mecanismos de transmisión reciben la energía o movimiento del elemento motriz y lo transmite al elemento receptor.

Mecanismos de transformación de movimiento: Estos mecanismos toman la energía o movimiento del elemento motriz y lo transforman el tipo de movimiento adecuado al elemento receptor.

- Polea dentada

Es una rueda ranurada que gira en torno a un eje sujeto a una superficie fija. Por la ranura se hace pasar una correa que permite aplicar movimiento rotativo y así llevarlo a donde se necesite.



Figura 9. Polea dentada tomado de <http://spanish.smtpickandplacemachines.com/>

- Cadena

La transmisión por cadenas es similar a la transmisión por correa. Se efectúa también entre ejes paralelos, pero en este caso, engarzando los dientes de un piñón con los eslabones de una cadena. El acoplamiento entre cadena y dientes se efectúa sin deslizamiento y engranan uno a uno.



Figura 10. Cadena de transmisión tomado de <https://www.rodamontt.cl/>

- Piñón Cremallera

Consiste en la acción de una rueda dentada la cual gira haciendo que a su vez la cremallera se desplaza con movimiento rectilíneo. El mecanismo permite transformar el movimiento rectilíneo de la cremallera en un movimiento circular del piñón.



Figura 11. Piñón cremallera tomado de <http://www.interempresas.net/FeriaVirtual/>

- Pistones neumáticos



Figura 12. Pistón neumático tomado de <https://www.jelpc.com/>

Su principal función es transformar la energía acumulada en el aire comprimido en energía mecánica mediante un movimiento rectilíneo. Se denominan generalmente cilindros.

El cilindro es un tubo de sección circular constante, cerrado por ambos extremos, en cuyo interior se desliza un émbolo solidario con un vástago que atraviesa uno de los fondos. El émbolo divide al cilindro en dos volúmenes llamados cámaras y existen dos aberturas en las cámaras por donde puede entrar y salir el aire.

- Tornillo de bolas recirculantes



Figura 13. Tornillo de bolas recirculantes tomado de <http://www.solucioneslineales.com/>

Un tornillo de bolas recirculantes trabaja como un actuador lineal mecánico. Es decir, es un dispositivo que convierte el movimiento rotativo de un sistema en movimiento lineal. A diferencia de un tornillo convencional, un tornillo de bolas recirculantes comprende un husillo y una tuerca con un conjunto de bolas confinadas dentro. Las bolas son las que se encargan de girar en el camino de la rodadura entre el eje y la tuerca, la mayor ventaja de este tornillo es su muy reducida fricción a la rodadura.

- Tornillo sin fin

Consiste en un mecanismo constituido por un tornillo y una tuerca. Su funcionamiento se basa en mantener fija la tuerca conectada a el cuerpo que se desea mover posteriormente, el movimiento giratorio del tornillo produce el desplazamiento longitudinal de la tuerca y viceversa.



Figura 14. Tornillo sin fin de tuerca trapecoidal tomado de <http://deimpresoras3d.com/>

3.8 Sensores

Es un dispositivo que está capacitado para la detección de acciones o estímulos los cuales están presentes en el medio, este dispositivo se encarga de medir magnitudes físicas y transformarlas en señales o impulsos eléctricos, los cuales son analizados por un sistema embebido el cual ha sido previamente programado para este fin. [15]

3.9 Guía GEMMA

Esta guía es una representación organizada de todos los modos o estados de marcha y parada que se puedan presentar en un proceso de producción automatizado, y orienta sobre los saltos o transiciones que pueden darse de un estado al otro, este automatismo está constituido por dos partes fundamentales que son el sistema de producción y el sistema de control de este. [16]

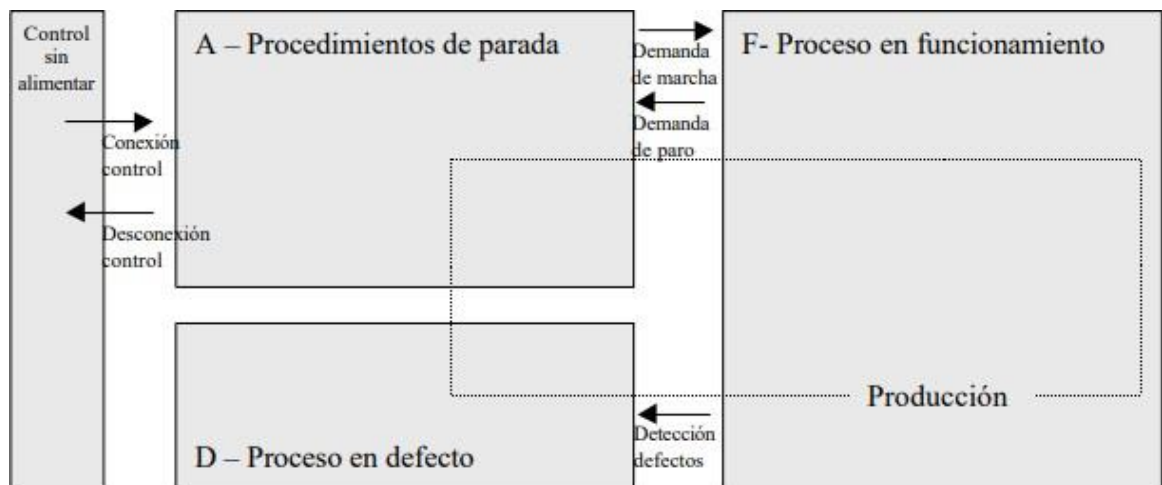


Figura 15. Guía Gemma. tomado de www.blog.utp.edu.co

3.10 Normativa

- ISO 13857. Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores.
- ISO 4180 Embalajes de expedición completos y llenos y unidades de carga.
- NORMA ISO 2247 Ensayo de vibración-transporte.
- ISO 12100. Seguridad de las máquinas. principios generales para el diseño. evaluación del riesgo y reducción del riesgo.
- ISO 13850 Seguridad de las máquinas: principio para el diseño de la parada de emergencia.
- NTP 714: Carretillas elevadoras automotoras (II): principales peligros y medidas preventivas
- Norma UNE-EN 1495 de enero de 2010: Plataformas elevadoras. Plataformas de trabajo sobre mástil.
- Norma UNE-EN 12158-1 de diciembre de 2010: Elevadores de obras de construcción para cargas. Parte 1: Elevadores con plataformas accesibles.
- Norma UNE-EN 12158-2 de diciembre del 2010: Elevadores de obras de construcción para cargas. Parte 2: Elevadores inclinados con dispositivos no accesibles para el transporte de cargas.
- Norma UNE-EN ISO 13857 de noviembre de 2008: Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores.
- Norma UNE-EN 12159 de marzo de 2013: Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente.
- ANSI/ISA-S5.1 (Identificación y símbolos de instrumentación)
- ANSI/ISA-S5.2 (Diagramas lógicos binarios para operaciones de procesos)
- ISA-S5.3 (Símbolos gráficos para control distribuido, sistemas lógicos y computarizados)
- ANSI/ISA-S5.4 (Diagramas de lazo de instrumentación)
- ANSI/ISA-S5.5 (Símbolos gráficos para visualización de procesos)
- DIN 19227 Parte 1 (código de identificación de instrumentos y controles)
- DIN 19227 Parte 2 (Símbolos y gráficos)
- IEC 60947-3 Interruptores, seccionadores interruptor-seccionador y fusibles.
- IEC 60269 Requisitos suplementarios para fusibles de bajo voltaje.

3.11 Teoría del esfuerzo medio de Goodman.

Esta teoría del esfuerzo nos dice que la variación de la resistencia alternante con la tensión media se define mediante una recta que pasa por dos puntos (0, Sf) y (Sult,0), este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse por medio de una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

4 ESTADO DEL ARTE

En el transcurso de los años los transelevadores han sido utilizados para el aumento de la seguridad y la productividad en las bodegas. Un claro ejemplo de esto es el trabajo de grado en la Universidad politécnica de Cataluña del Ing. Budia en 2003 [3], éste presenta un estudio de mercados en el cual expresa que el uso de los transelevadores va en aumento y detalla los sistemas de accionamiento mecánico y órganos de translación que este diseño presentaba.

Años más adelante, en el 2012 se publicó en la revista International Preservation News edición 57, un artículo perteneciente al Ing. Sainz [4], el cual aborda el tema del aumento de los transelevadores en los archivos, estos a su vez mejoran considerablemente el tiempo de almacenaje y la capacidad de archivamiento de la bodega. Por otra parte, este mismo año el Ing. González [5] publicó su tesis de grado sobre el estudio mecánico detallado de las partes más relevantes del transelevador, el cálculo de la capacidad mínima de los actuadores, capacidad de carga de la estructura, tipos de ruedas, ejes y rodamientos. Presentando un diseño detallado de transelevador para una bodega de cargas paletizadas.

En el año 2014 el Ing. Romero [6] presenta la tesis de grado para recibir el título de la Especialización en Gerencia Logística Integral de la Universidad Militar Nueva Granada, en el cual presenta desde cero como se automatiza un almacén con transelevadores y las ventajas que traerían para una empresa en Colombia, anexo a esto se muestra cómo se realizó la automatización completa de otras empresas y el valor que puede costar aplicar estas tecnologías en una empresa.

Por otra parte, en el mundo existen muchos fabricantes de transelevadores tipo AS/RS, por ejemplo, está la empresa Mecalux [7], esta empresa es uno de los mayores fabricantes de Transelevadores AS/RS, sus diseños buscan aumentar la seguridad de los operarios y mejorar la gestión logística en una empresa, esta empresa fabrica transelevadores de una o dos columnas brindando soluciones que se ajustan al mercado.



Figura 16. Transelevadores comercializados por MECALUX S.A. tomado de <https://www.mecalux.es/>

Otro de los mayores fabricantes de estos dispositivos es la empresa System Logistics [8], la cual es una empresa dedicada a la fabricación de transelevadores automáticos los cuales son los encargados de la entrada y salida de los productos, garantizando manejos de mercancía rápidos y precisos. Esta empresa distribuye transelevadores para paletas, contenedores, cajas y otras unidades de carga.

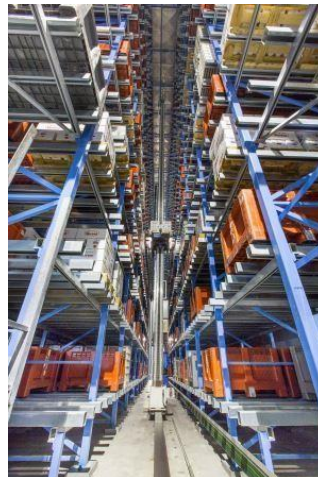


Figura 17. Transelevador AS/RS de canastillas plásticas S.L. tomado de <https://www.systemlogistics.com/spa/>

Por último, la empresa Viastore Systems [9], es diseñadora y fabricante de transelevadores desde 1970, además es una de las más antiguas produciendo estos dispositivos, presentando modos de marcha como manual y automático, teniendo la flexibilidad de acoplarse a todo tipo de almacén, carga y velocidades de transporte. [6] [10]



Figura 18. Transelevador de múltiple fondo V.S. <https://www.viastore.com/systems/es>

Finalmente, para el adecuado desarrollo del proyecto es necesario consultar los libros: "Theory of Applied Robotics: Kinematics, Dynamics and Control", 2ª edición de Reza N. Jazar [11]; en el cual se define como realizar el modelo matemático por cinemática inversa del transelevador y el libro de "Diseño de máquinas" 4a edición de Robert L. Norton [12] para los cálculos mecánicos de diseño a realizar en este proyecto.

5 DISEÑO DEL TRANSELEVADOR

5.1 SELECCIÓN DE ESTRUCTURA.

Inicialmente se debe realizar una selección de la estructura o armazón el cual se va a utilizar en el prototipo de transelevador, para desarrollarlo correctamente se deben tener en cuenta de los tipos de transelevadores (Monocolumna y bicolumna), los cuales fueron expuestos anteriormente en el marco teórico con sus diferentes características. Dado esto se realizó un diagrama QFD en el cual ponderamos las características de estas dos estructuras y damos como resultado la selección del tipo de estructura.

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →	Monocolumna	Bicolumna
Customer importance rating	Customer Requirements (What) ↓		
5	Rigides estructural	3	9
3	Precio	3	1
5	Facilidad de acoplamiento	3	9
5	Complejidad del diseño	3	9
	Technical importance score	54	138
	Priorities rank	2	1

Figura 19. Selección de tipos de estructuras para el prototipo.

5.2 SELECCIÓN DE SISTEMAS DE MOVIMIENTO

Siguiendo con las pautas anteriormente dadas en el diseño del transelevador como primer paso se realiza una investigación acerca de los diferentes sistemas y mecanismos de movimiento. A continuación, se realiza la selección de los sistemas y mecanismos de movimiento que se usan en el prototipo, esta selección se realiza basándonos en la metodología QFD (Quality Function Deployment)

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →			
Customer importance rating ↓	Customer Requirements - (What) ↓	Riel lineal	Riel circular integro	Riel circular desensamblable
4	Facilidad de montaje	9	9	9
5	Precio	1	3	9
5	Accesibilidad	1	3	9
3	Mantenimiento	3	9	9
5	Costo de accesorios	1	9	9
	Technical importance score	60	138	198
	Priorities rank	3	2	1

Figura 20. Sistema de movimiento en el eje X.

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →			
Customer importance rating ↓	Customer Requirements - (What) ↓	Riel lineal	Riel circular integro	Riel circular desensamblable
3	Facilidad de montaje	9	9	9
5	Precio	1	3	9
4	Accesibilidad	1	3	9
3	Mantenimiento	3	3	3
5	Costo de accesorios	3	9	9
	Technical importance score	60	108	162
	Priorities rank	3	2	1

Figura 21. Sistema de movimiento en el eje Y.

Para el sistema de movimiento del eje X y Y se tuvo en cuenta el riel lineal, el riel circular integro y el riel circular desensamblable. De estas 3 opciones usando la metodología QFD nos dimos cuenta que para este proyecto la mejor alternativa para los dos ejes es el riel circular desensamblable ya que nos facilita el montaje, tiene un precio cómodo y los costos de sus accesorios son los más económicos.

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →	Polea dentada	Sinfín corona acoplado con cadena	Piñón cremaletra	Pistones neumaticos	Tornillo de bolas recirculantes	Tornillo s in fin
Customer importance rating	Customer Requirements - (What) ↓						
4	Facilidad de montaje	9	9	9	3	9	9
5	Precio	3	9	1	1	3	9
3	Accesibilidad	9	9	3	1	9	9
3	Mantenimiento	3	3	3	1	9	1
5	Costo de accesorios	9	3	1	1	3	3
4	eficiencia	3	9	3	1	9	1
5	precisión	3	9	3	1	9	9
	Technical importance score	159	213	91	37	201	175
	Priorities rank	4	1	5	6	2	3

Figura 22. Sistema de transmisión en X.

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →	Polea dentada	Sinfín corona acoplado con cadena	Piñón cremaletra	Cables elevadores	Tornillo s in fin
Customer importance rating	Customer Requirements - (What) ↓					
4	Facilidad de montaje	9	9	9	9	9
5	Precio	3	9	1	9	9
3	Accesibilidad	9	3	3	3	3
3	Mantenimiento	3	9	3	9	9
5	Costo de accesorios	9	3	1	3	3
4	eficiencia	3	9	1	1	3
5	precisión	3	9	1	1	9
	Technical importance score	159	213	73	141	189
	Priorities rank	3	1	5	4	2

Figura 23. Sistema de transmisión en Y.

Para el sistema de transmisión del eje X y Y se tuvo en cuenta diversas opciones tales como la polea dentada, el mecanismo sinfín corona acoplado con cadena, los pistones neumáticos, el tornillo sin fin, entre otros. De estas opciones usando la metodología QFD nos dimos cuenta que para este proyecto la mejor alternativa tanto para el eje X como para el eje Y es el mecanismo sinfín corona acoplado con cadena ya que nos ofrece facilidad de montaje, precio cómodo, gran eficiencia y precisión.

5.3 DISEÑO MECÁNICO DEL TRANSELEVADOR EN SOLIDWORKS

- Diseño inicial del transelevador

Una vez realizada la revisión del estado del arte, se observa que los transelevadores de mayor capacidad de carga son los bicolumna, por ende, se procede a diseñar una transelevador teniendo en cuenta los diseños consultados, este tendrá una jaula para distribuir las cargas que se generan al transportar el pallet. A continuación, se mostrará la primera parte del ensamblaje.

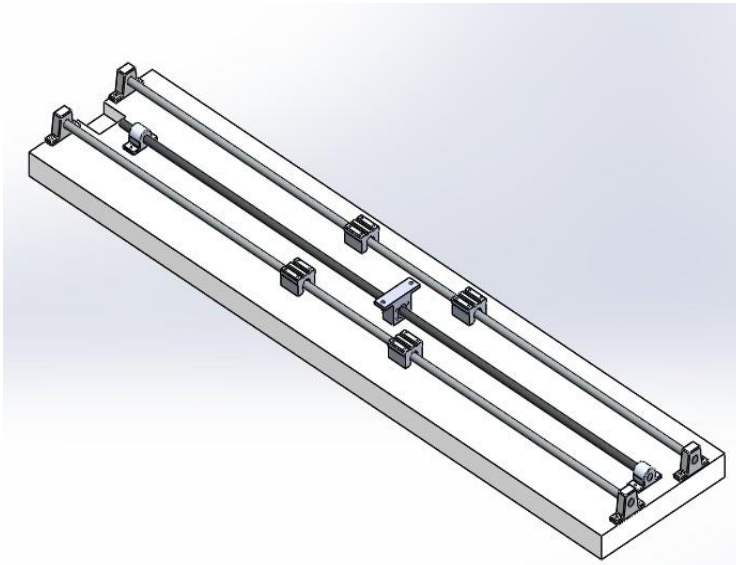


Figura 24. Ensamble del eje Z tomado de autor

En esta imagen se observa el primer diseño que se realizó en el primer ensamble el cual corresponde al eje X, este permitirá el movimiento a lo largo del suelo para posicionarse frente al espacio para poner la carga. Este diseño consta de 4 rodamientos lineales, los cuales soportaran parte de la carga del carro Y, Z y el pallet a transportar, para realizar el movimiento lineal se utilizará un tornillo de bolas recirculantes, este se escogió debido a su gran capacidad para transformar el movimiento circular en rectilíneo, ya que el coeficiente de fricción es relativamente muy bajo ($\mu = 0.003$) y no existen vibraciones residuales al realizarse el movimiento.



Figura 25. Ensamble del eje Y tomado de autor

El diseño planteado para el soporte y movimiento en el eje Y y las cargas residuales de estos, consta de un armazón en tubo de sección cuadrada el cual nos funciona como jaula que le da estabilidad y distribuye las cargas provenientes de la masa suspendida. En este diseño se observa que se tienen 4 rieles, dos de estos rieles guiarán el carro del eje Z, mientras que los 2 más externos guiarán el contrapeso utilizado para contrarrestar la masa suspendida y ayudar al motor a moverse sin necesitar una gran potencia, lo cual a su vez disminuye el costo de los motores a utilizar.

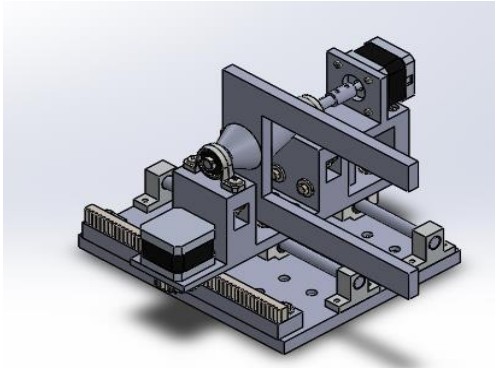


Figura 26. Ensamble del eje Z tomado de autor

Este es el diseño que se realizó para permitir que este prototipo pueda manipular las cargas que se sitúan a cada costado, esto se debe a que las palas están situadas en un eje que permite su libre movimiento alrededor de este punto, anexo a esto se cuenta con un sistema de piñón cremallera, el cual da un movimiento rectilíneo y permite acceder a las posiciones de los racks de forma frontal.

- Diseño final del transelevador

Ya obtenido este diseño, se procedió a realizar unas correcciones para mejorar la estabilidad de este, esto se aplicó debido a que los acoplamientos entre los ejes lisos del eje x no eran completamente rígidos y permitían una flexión que no se tenía presente.

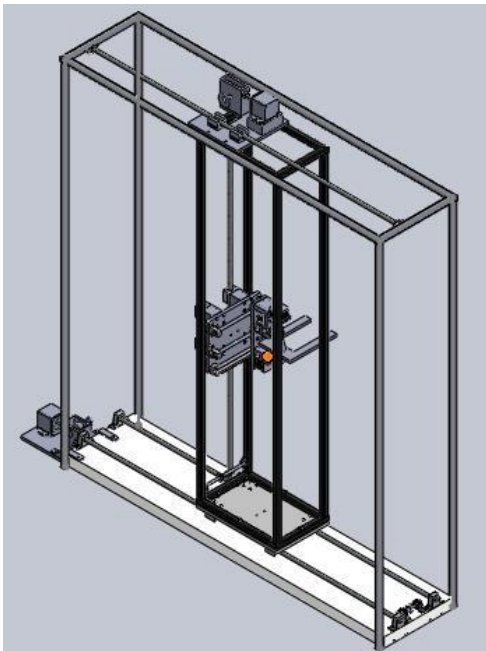


Figura 27. Ensamblaje total tomado de autor

Otra de las correcciones que se realizaron, es el cambio de los tornillos de bolas recirculantes por los sistemas de cadena con reductor de sin fin corona, esto se debe a que la distancia que este debía tener considerablemente alta, lo que a su vez genera que su disponibilidad en el mercado sea muy escasa, anexo a esto por la situación salud pública que se está viviendo a nivel mundial los importadores dejaron de comercializar este tornillo con las dimensiones necesarias.

Posteriormente se muestra el ensamblaje total, en el cual todos los sistemas están acoplados en uno solo, se procede a poner los respectivos elementos de fijación tales como tornillos y prisioneros teniendo en cuenta el estándar métrico internacional que rige a estos, consiguiendo a esto al final del documento estará un anexo con los planos de las piezas que se deben construir.

- Simulaciones FEA

Para realizar la simulación se utilizó el software ANSYS en el cual se realizó un análisis estático y posteriormente un análisis por fatiga para determinar el factor de seguridad. Lo primero por realizar es la importación de la geometría simplificada realizada en Solidworks a ANSYS, la cual se observa posteriormente.

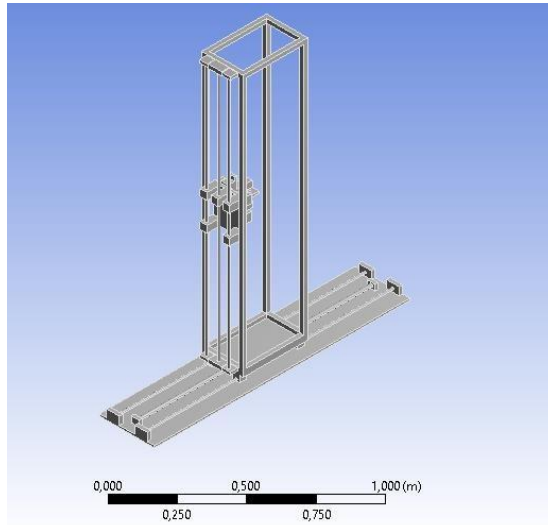


Figura 28. Geometría simplificada importada al software ANSYS tomado de autor

Posterior a este paso se procedió a aplicar el material el cual se escogió un AISI SAE 1020 laminado en frío para los ejes, un aluminio 5083 para los cojinetes del eje y las chumaceras de los rodamientos y Plástico ABS para la placa base de todo el ensamble.

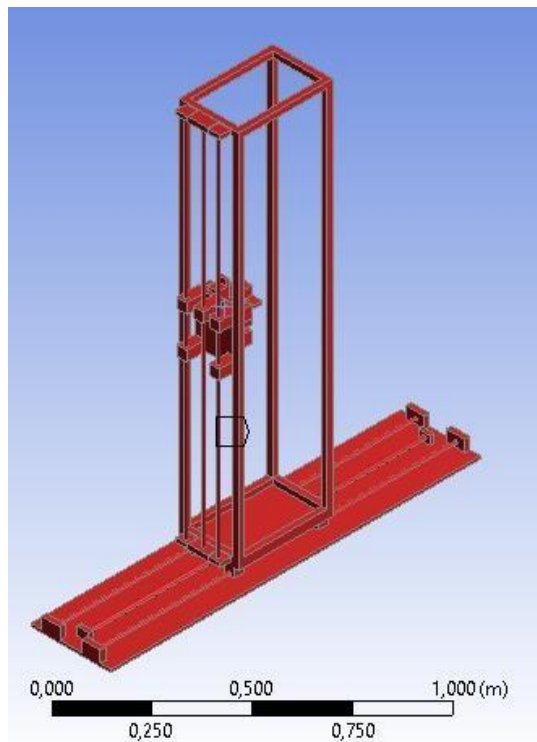


Figura 29. Aplicación de los materiales tomado de autor

Después de definir los materiales que se van a utilizar se procede a realizar un enmallado simple el cual va a funcionar como una base para obtener los valores base para comparar la simulación.

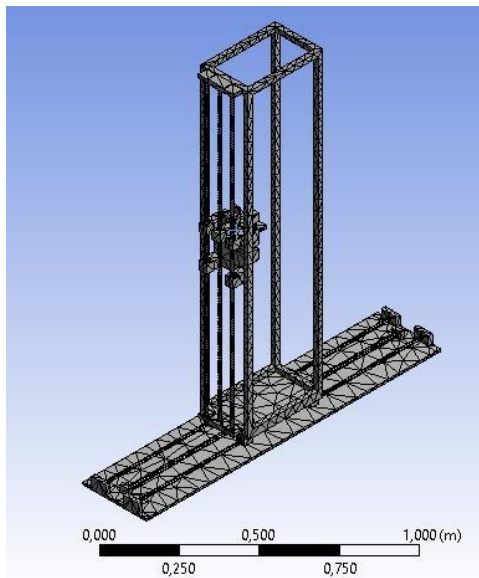


Figura 30. Enmallado utilizado en la simulación N°1 tomado de autor

Posterior a esto se procede a realizar la asignación de las cargas en las caras donde son aplicadas.

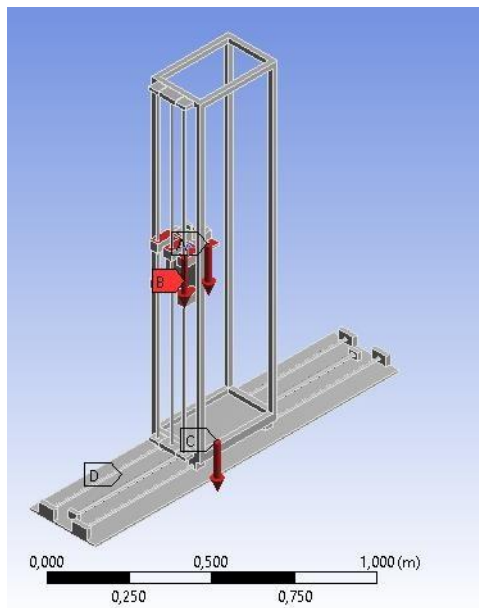


Figura 31. Aplicación de las cargas y sujeciones en la simulación tomado de autor

Posteriormente a el proceso de aplicación de cargas se procede a realizar la solución de la simulación planteada para así obtener las soluciones requeridas para el diseño. De las cuales se obtiene la deformación.

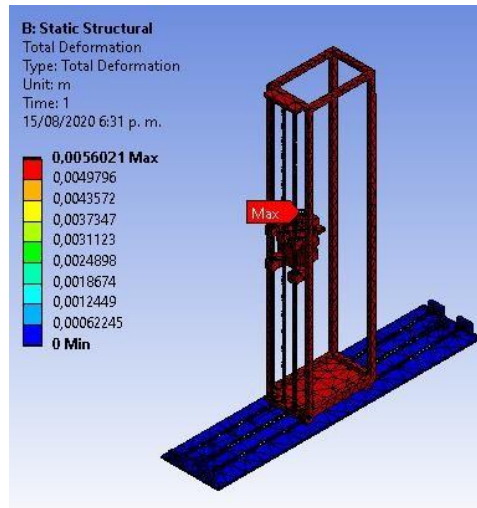


Figura 32. Deformación máxima del ensamble tomado de autor

Anexo a esto se procede a exponer los valores obtenidos de la simulación del esfuerzo equivalente del cual da como resultado la distribución de esfuerzos en todo el ensamble y sus puntos críticos.

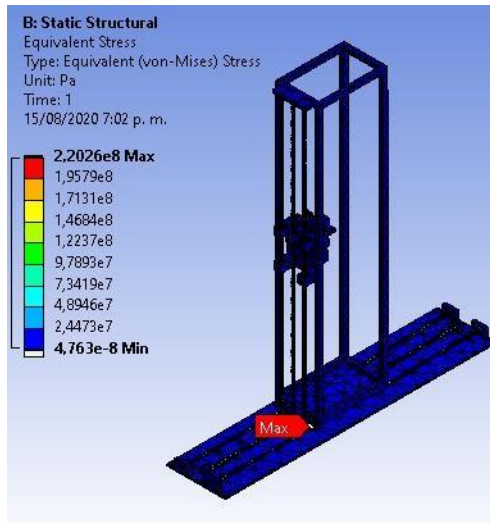


Figura 33. Esfuerzo equivalente de Von mises tomado de autor

A continuación, también se expondrán los valores de factor de seguridad tanto estáticos como dinámicos por la acción de la fatiga en los materiales, más notorios en las guías lineales.

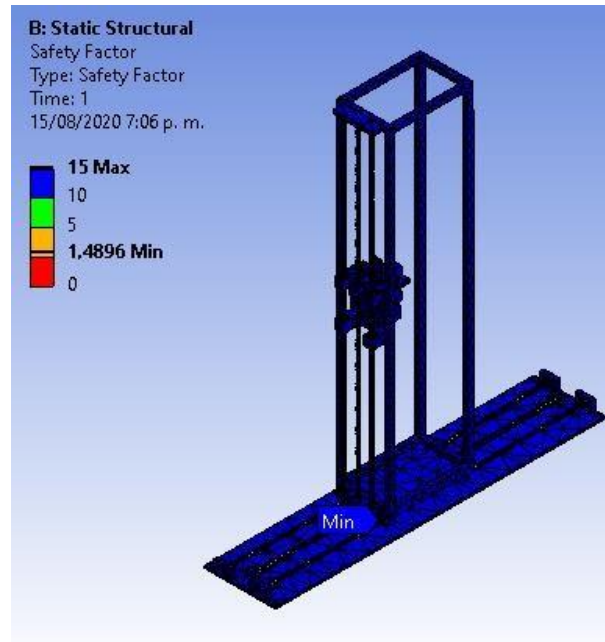


Figura 34. Factor de seguridad estático en el ensamble tomado de autor

Dado el estudio de fatiga se obtiene que el factor de seguridad más bajo se sitúa en el punto crítico.

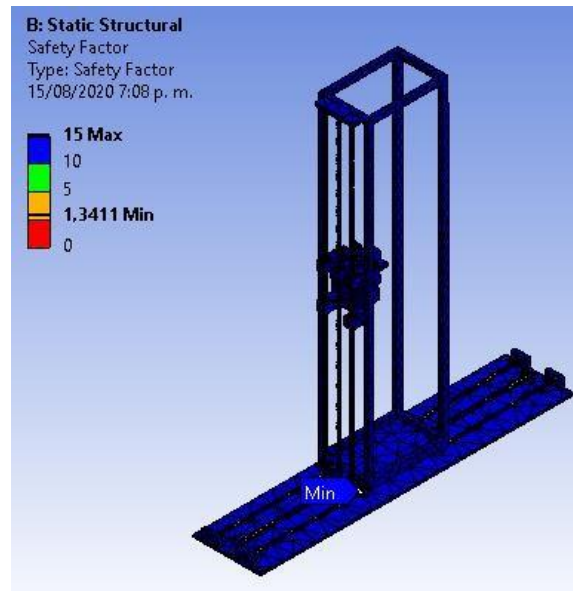


Figura 35. Factor de seguridad dinámico por la acción de la fatiga tomado de autor

Posteriormente se procede a refinar el enmallado el cual se observa a continuación:

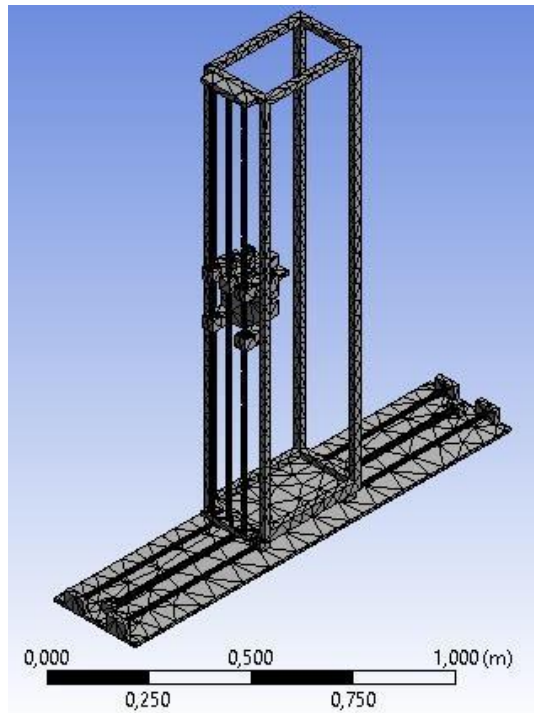


Figura 36. Refinación de la malla para la segunda solución tomado de autor

De la cual se obtienen los siguientes valores de deformación estructural asociados a la aplicación de cargas.

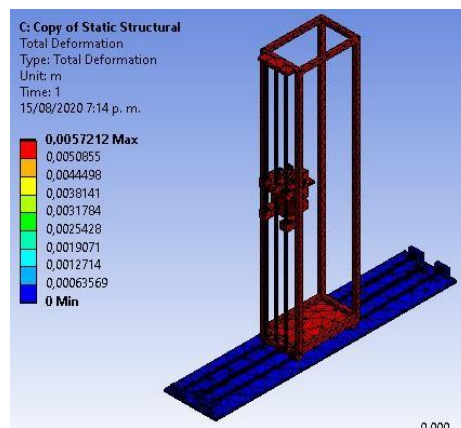


Figura 37. Deformación máxima del ensamblaje utilizando el segundo enmallado tomado de autor

De este enmallado también se obtiene el punto crítico de la estructura estimado por el máximo esfuerzo equivalente de Von mises.

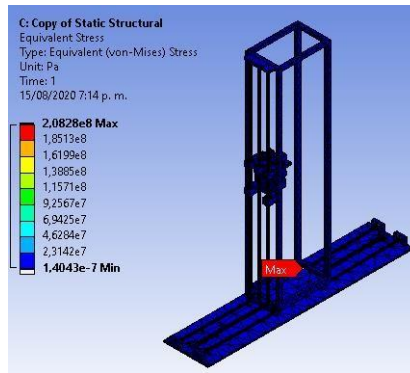


Figura 38. Esfuerzo equivalente de Von mises tomado de autor

Se realiza la solución de la simulación en la cual se obtendrá el factor de seguridad estático de la estructura.

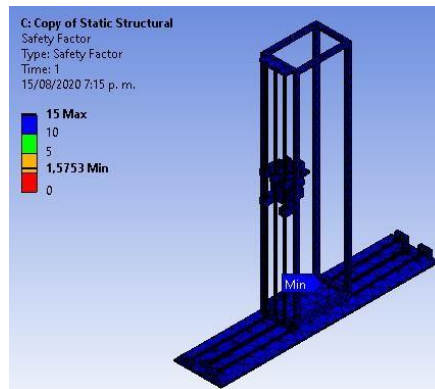


Figura 39. Factor de seguridad estático obtenido de la segunda simulación tomado de autor

A continuación, se realiza la solución del estudio con fatiga aplicando los cambios del según enmallado el cual nos da como resultado la distribución de factores de seguridad para la estructura.

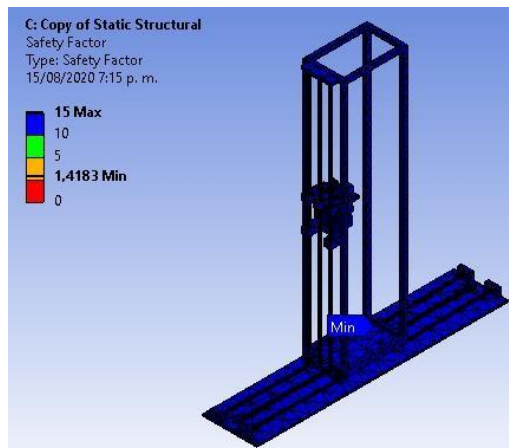


Figura 40. Distribución de factores de seguridad dinámicos para la segunda simulación tomado de autor

Posterior a esto se realiza la refinación de la malla anteriormente expuesta para poder obtener un valor más cercano a la distribución de esfuerzos en el ensamble.

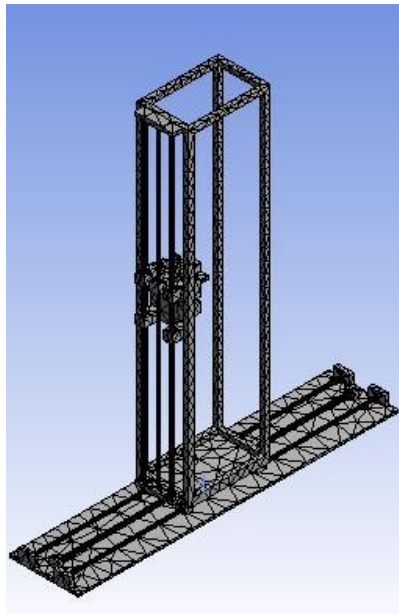


Figura 41. Enmallado resultado del refinamiento realizado en la simulación anterior tomado de autor

De generar el desarrollo de la simulación se obtiene una deformación del material máxima la cual se encuentra en el punto medio de los ejes.

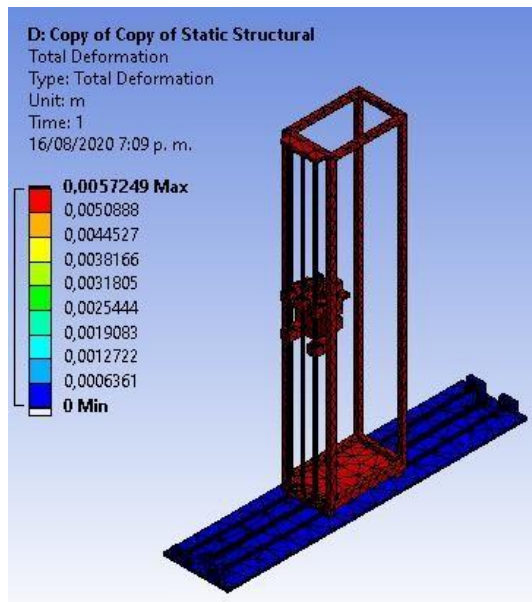


Figura 42. Deformación Máxima en el ensamble utilizando el tercer enmallado tomado de autor

De esta simulación se obtendrá el esfuerzo equivalente de Von mises y su distribución de esfuerzos a lo largo del ensamblaje y se determinan sus puntos críticos.

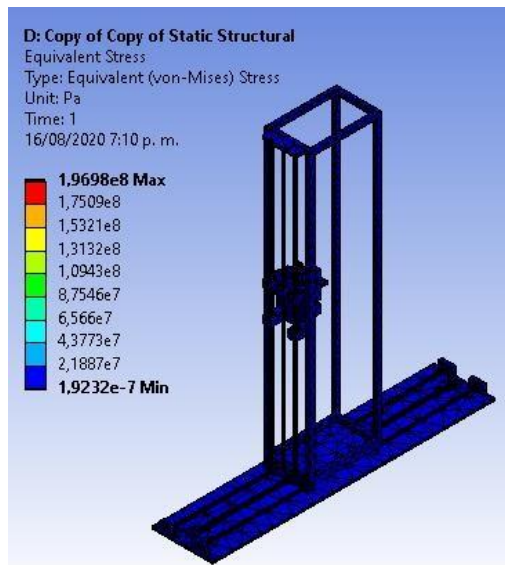


Figura 43. Distribución de esfuerzos a lo largo del ensamble dado por el enmallado 3 tomado de autor

Dado los valores obtenidos en la distribución de esfuerzos de Von mises se obtiene el perfil de factores de seguridad estáticos a lo largo de la estructura.

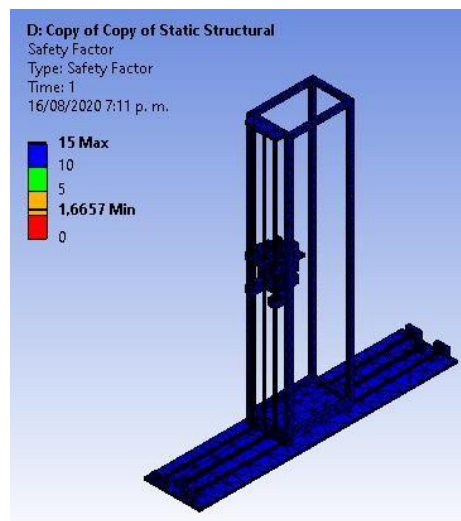


Figura 44. Factores de seguridad estáticos a lo largo de la estructura tomado de autor

Dada la solución de la simulación con la refinación del enmallado 3 se obtiene los factores de seguridad dinámicos aplicando el estudio de fatiga sobre la estructura del ensamblaje.

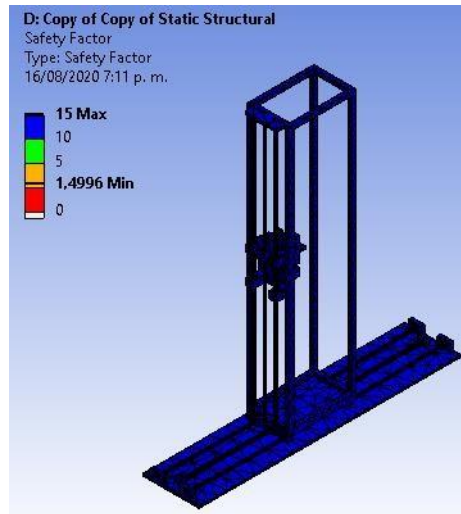


Figura 45. Distribución de factores de seguridad dinámicos a lo largo de la estructura tomado de autor

5.4 Correcciones del diseño CAD

Inicialmente se propuso un diseño perteneciente al eje X con una longitud máxima de 1 m y una distancia entre ejes de 15 cm, posteriormente se analizó y debido a que no cumplían los requerimientos mínimos del prototipo y se generaba una falla en la estabilidad de este al extender las palas, se procedió a ampliar la carrera de los rieles y aumentar la distancia entre ejes para aumentar el área de la base, anexo a esto se realizó la modificación del sistema de transmisión ya que el sistema de cadenas no aporta ningún soporte en la base del prototipo.

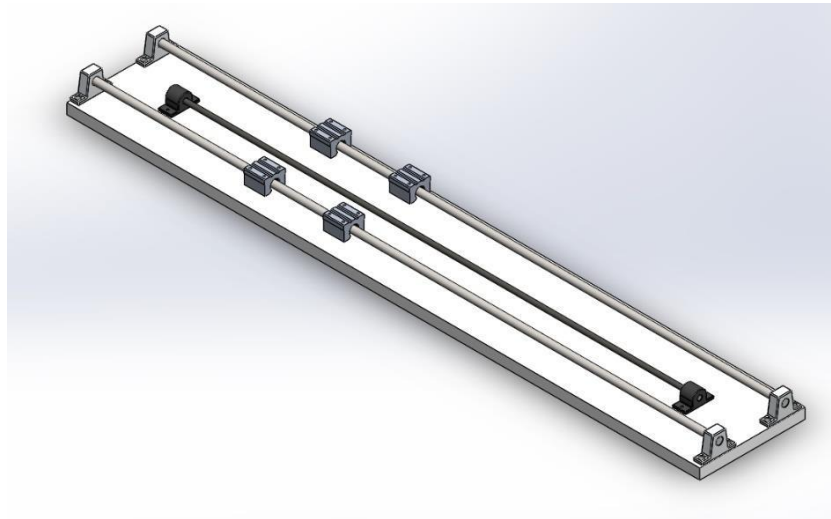


Figura 46. Diseño inicial del riel X tomado de autor

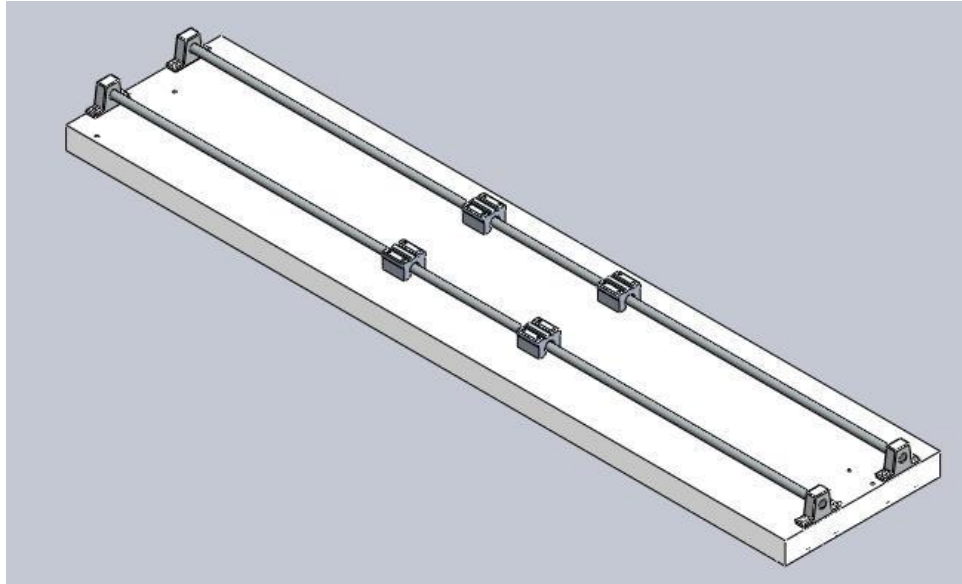


Figura 47. Diseño final del riel X tomado de autor

Igualmente, en el transcurso del diseño del eje Y se observó que el espacio era muy reducido y no se abarcaban todos los componentes necesarios para el diseño del eje Z.



Figura 48. Diseño inicial y final del eje Y tomado de autor

Por último, ya aplicado las correcciones en el diseño se procedieron a realizar nuevamente las simulaciones aplicando la independencia de malla en la cual se utilizaron este enmallado, los datos de la malla serán expuestos a continuación.

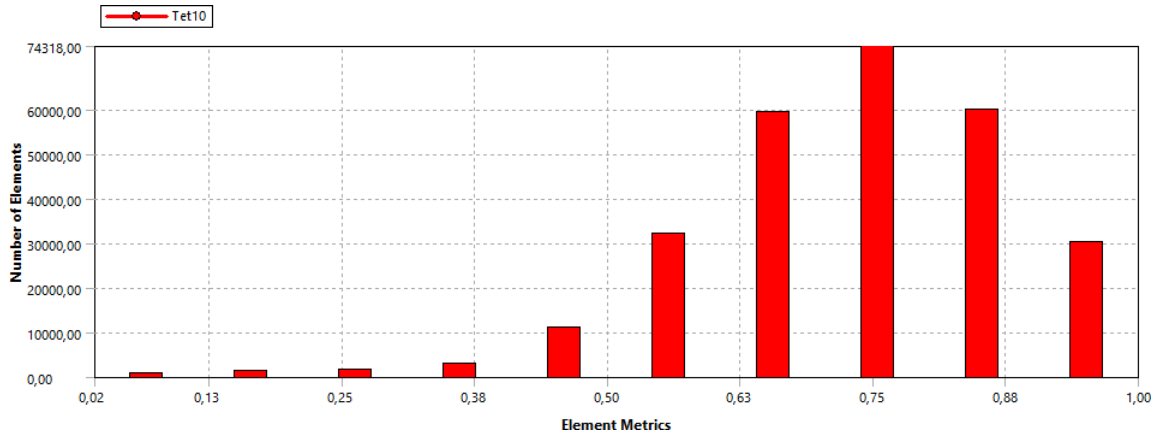


Figura 49. Calidad de la malla tomado de autor

De esto se puede definir que la calidad de los elementos que componen la malla es buena, aunque se puede mejorar, pero por limitaciones del equipo de cómputo utilizado para esta simulación se considera no viable debido a que esta no correría. Posterior a eso se observa el radio de aspecto en el cual la gran mayoría de los elementos se acercan a 1 que es el mejor radio de aspecto.

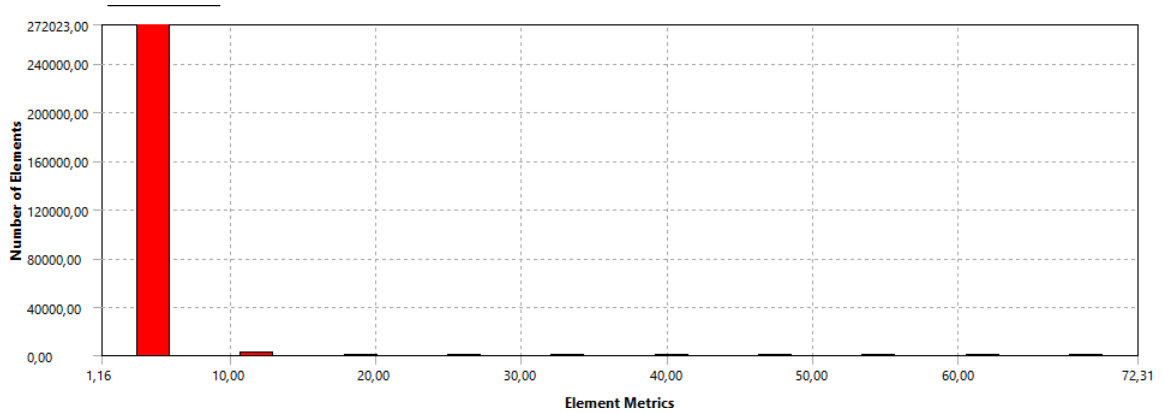


Figura 50. Radio de aspecto tomado de autor

Ya obtenido los valores anteriores se procede a realizar la comparación de los valores obtenidos de la malla con los valores otorgados por la norma ISO9001 la cual nos define una buena calidad de la malla por medio la comparación de los valores obtenidos de la oblicuidad y de la calidad ortogonal.

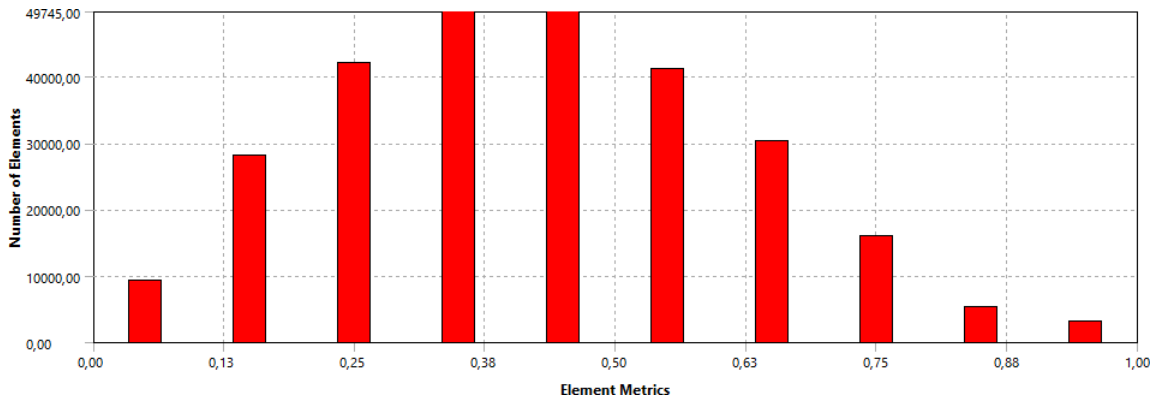


Figura 51. Oblicuidad de la malla tomado de autor

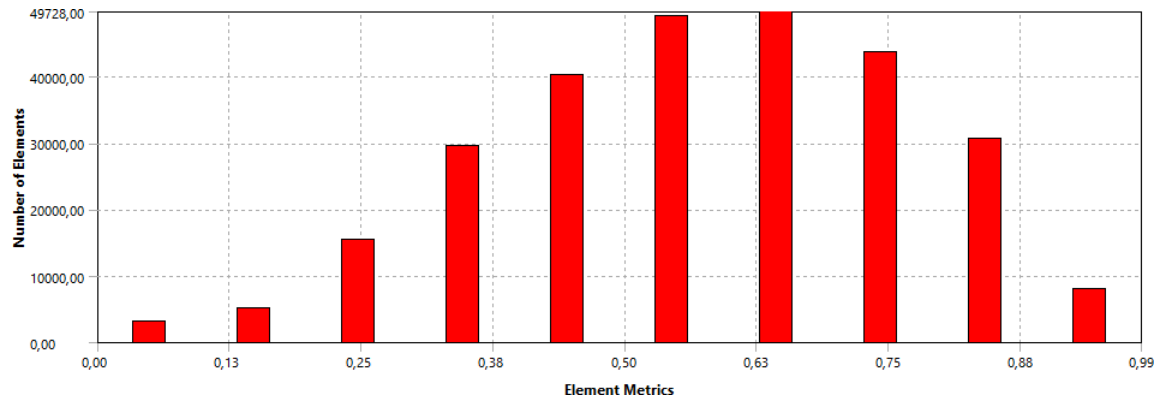
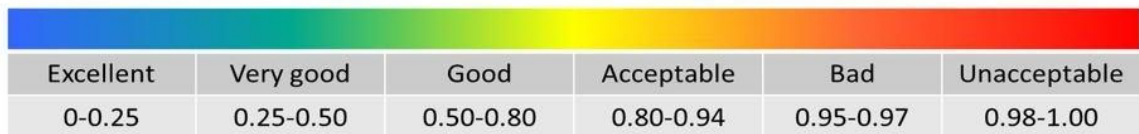


Figura 52. Calidad ortogonal tomado de autor

Skewness mesh metrics spectrum:



Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



Figura 53. Datos suministrados por la norma ISO9001 tomado de <https://medium.com/@lokeshbaviskar4>

Estos datos son suministrados por la norma ISO9001 en la cual me define que el enmallado que estoy utilizando está en un rango bueno debido a la acumulación de elemento en el rango de las medidas otorgadas por la norma.

Posterior a esto se da los valores de tamaño de los elementos y cantidad de estos.

Ítem	Valor
Tamaño mínimo	4.88e-6[m]
Tamaño máximo	0.0005[m]
Numero de nodos	486.887
Numero de ejes	274.046

Tabla 1. Parámetros de la malla

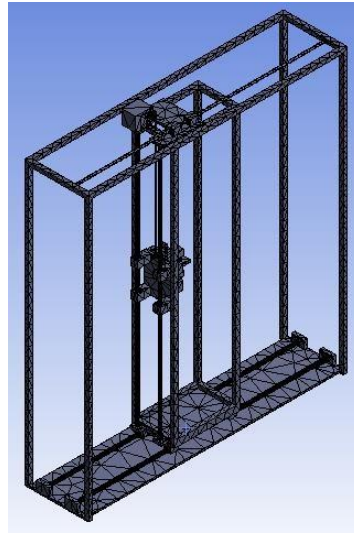


Figura 54. Enmallado final tomado de autor

Ya obtenido el enmallado se procede a realizar la aplicación de fuerzas y sujeciones para dar continuación al análisis.

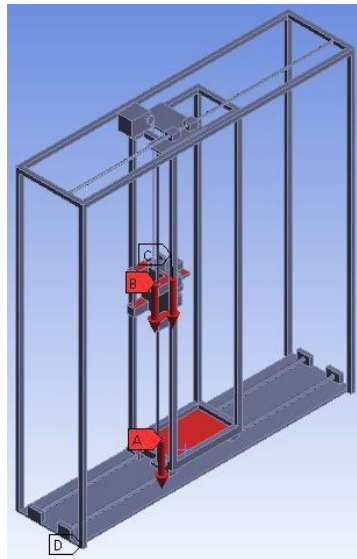


Figura 55. Aplicación de cargas

Ya realizada la aplicación de las fuerzas y los soportes fijos se procede a correr la simulación la cual da como resultado una deformación máxima de 0.5mm en el punto crítico.

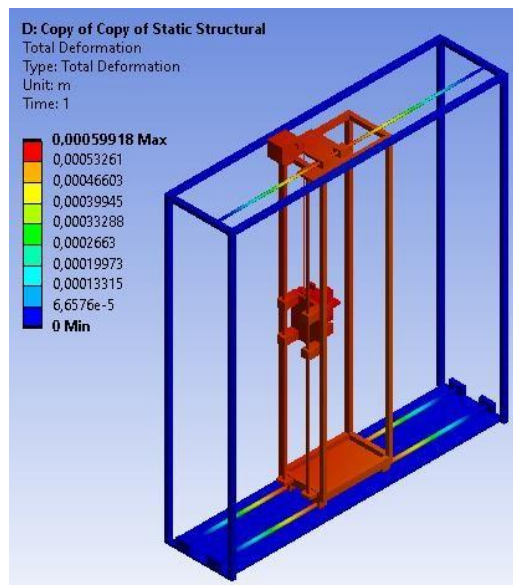


Figura 56. Deformación total tomado de autor

Posterior a esto se procede a revisar la distribución de esfuerzos de Von-mises y así definir cuáles son los puntos críticos de la estructura.

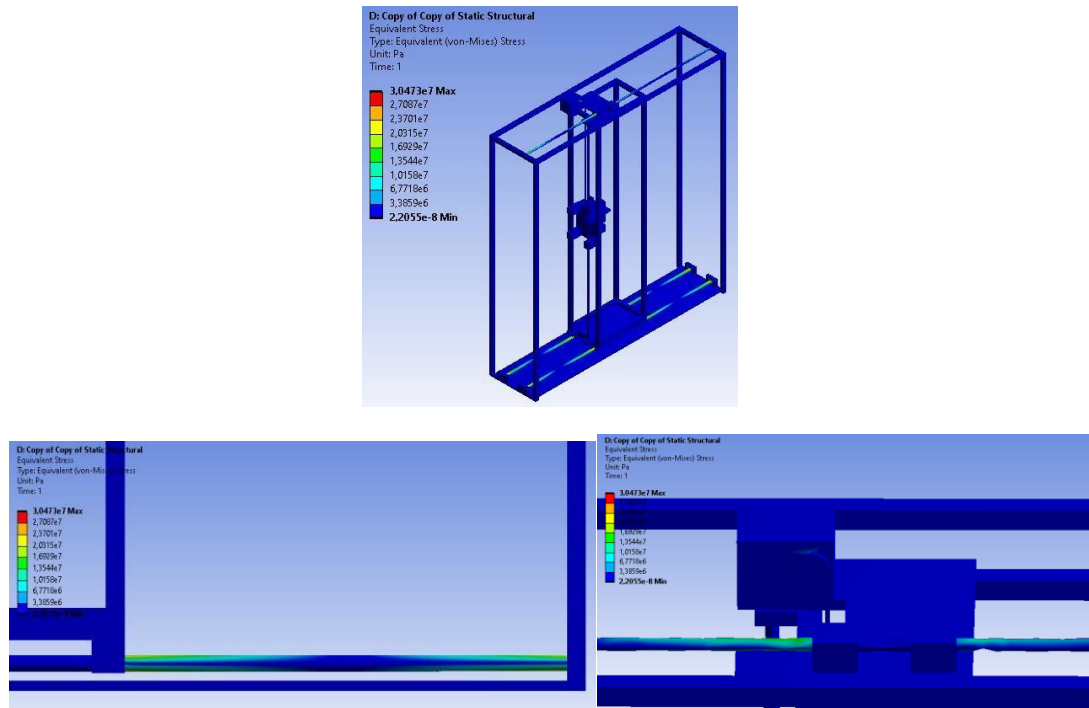


Figura 57. Distribuciones de esfuerzo en los ejes tomado de autor

Ya definido el esfuerzo de von mises se procede a realizar el cálculo del factor de seguridad estático en la estructura.

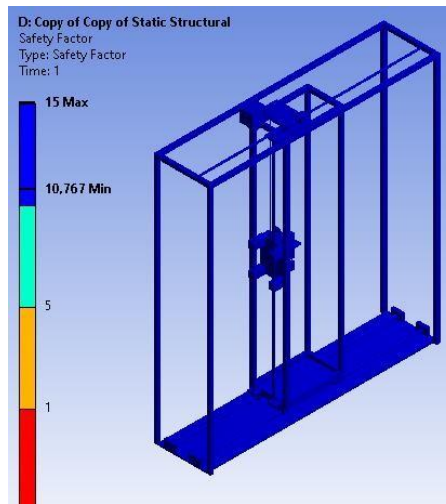


Figura 58. Factor de seguridad estático tomado de autor

De esto se puede definir que el factor de seguridad estático al cual se está acoplado este diseño es superior a 10 lo cual nos quiere decir que los concentradores de esfuerzo que se observaron en las simulaciones anteriores están suprimidos por los nuevos soportes.

Anexo a esto se realizó un análisis estático de las palas debido a que esta está constantemente con la carga de los pallets y se encuentra en un voladizo, así que inicialmente se realizó la importación de la geometría al programa ANSYS.

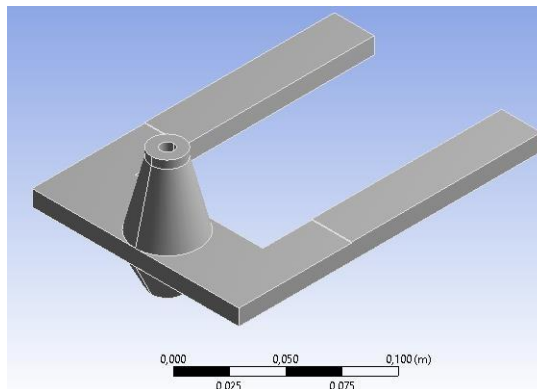


Figura 59. Geometría de las palas.

Ya obtenida esta se procede a realizar la aplicación de los materiales el cual va a ser ABS en toda la totalidad de la pala.

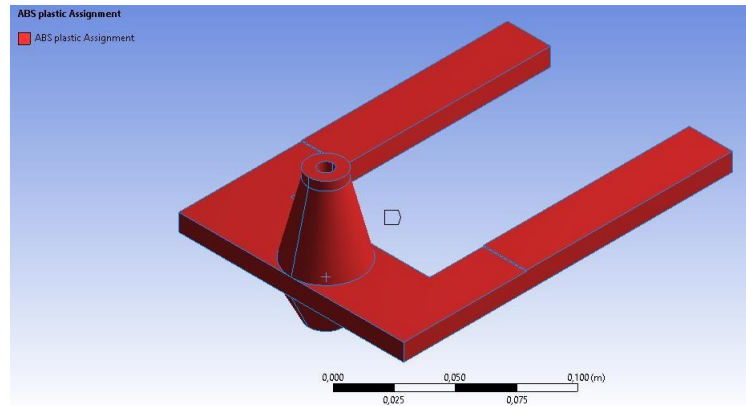


Figura 60. Aplicación del material a las palas.

Ya realizada la aplicación del material de las palas se procede a realizar el enmallado y obtener las características de la malla.

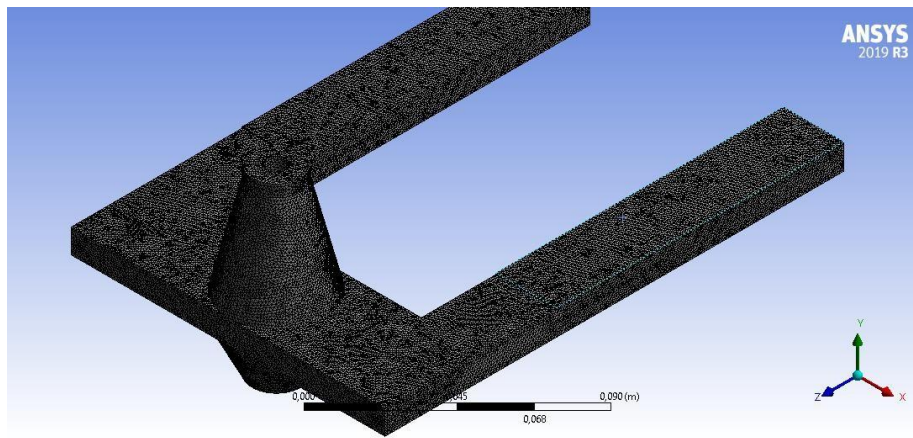


Figura 61. Ultimo enmallado de la pala.

Ya realizado el enmallado de esta se procede a ver las características de la malla, inicialmente veremos la distribución de la calidad de los elementos.

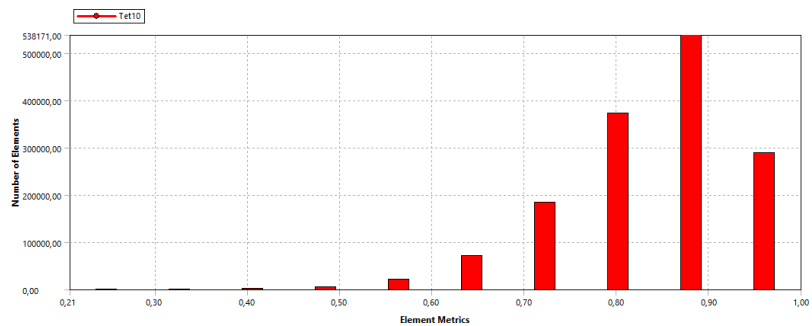


Figura 62. Calidad de los elementos de la malla.

Ya presentados estos observamos que la distribución de los elementos está muy cercana a 1, lo cual nos indica que la malla es de buena calidad. Ya presentados estos resultados procedemos a observar los resultados de la figura de radio de aspecto.

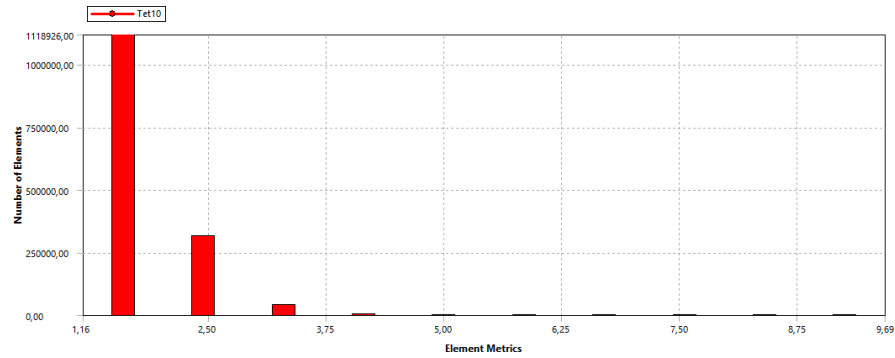


Figura 63. Radio de aspecto de la malla.

De esta distribución se puede observar que la distribución de los elementos es muy cercana a 1, lo cual nos dice que la malla tiene buena calidad, a continuación, se mostraran los resultados de la oblicuidad y calidad ortogonal de la malla de los cuales los rangos permitidos están definidos por la norma ISO 9001 y expuestos en la Figura 53.

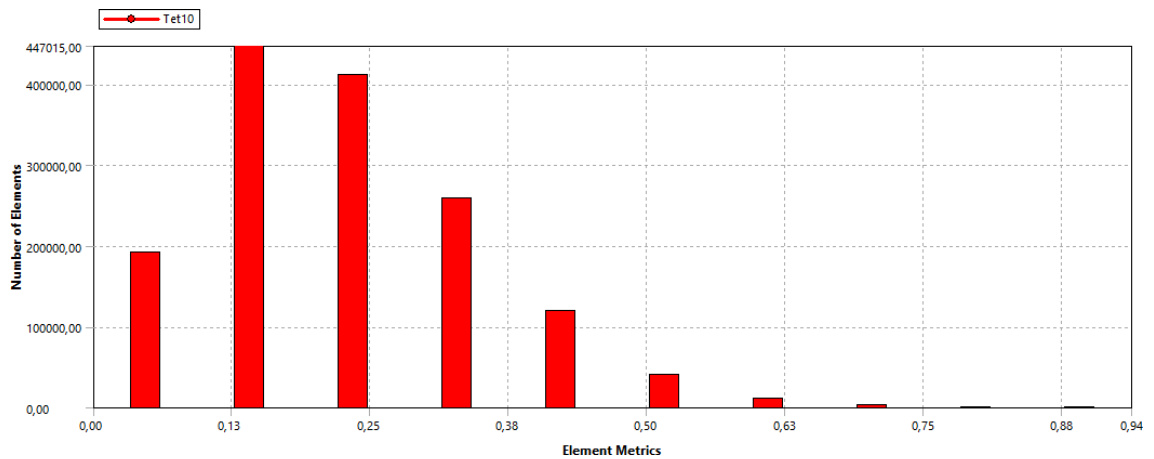


Figura 64. Oblicuidad de la malla.

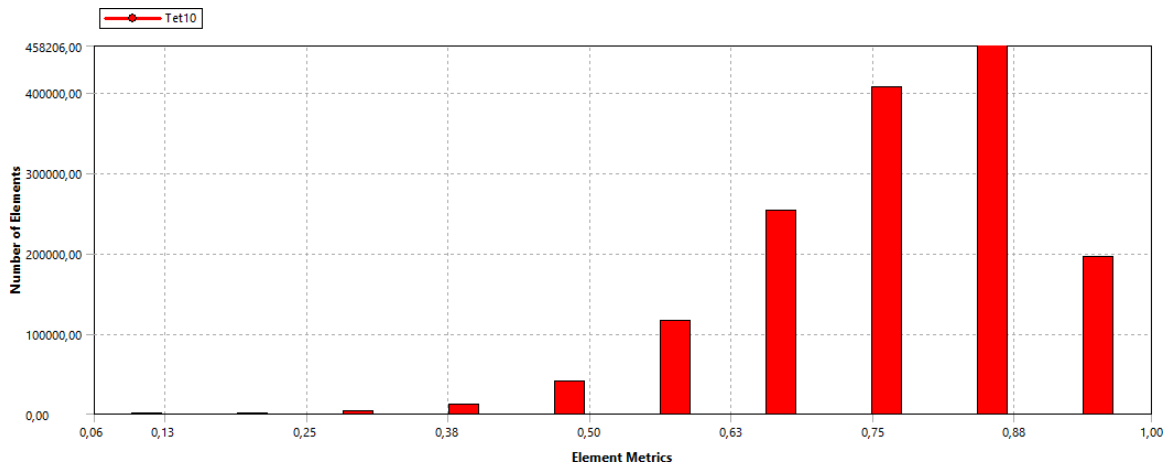


Figura 65. Calidad ortogonal de la malla.

De las figuras 64 y 65 podemos definir que tenemos un enmallado de excelente calidad soportado por las comparaciones con la figura 53. A continuación, presentaremos más datos de la malla.

Ítem	Valor
Tamaño mínimo	1.44e-4[m]
Tamaño máximo	1.086e-3[m]
Numero de nodos	2.064.261
Numero de ejes	1.479.784

Tabla 2. Parámetros del enmallado de la pala.

Ya realizado esto se procede a realizar la aplicación de las fuerzas y las sujeciones en el modelo las cuales estarán expuestas en la figura 66.

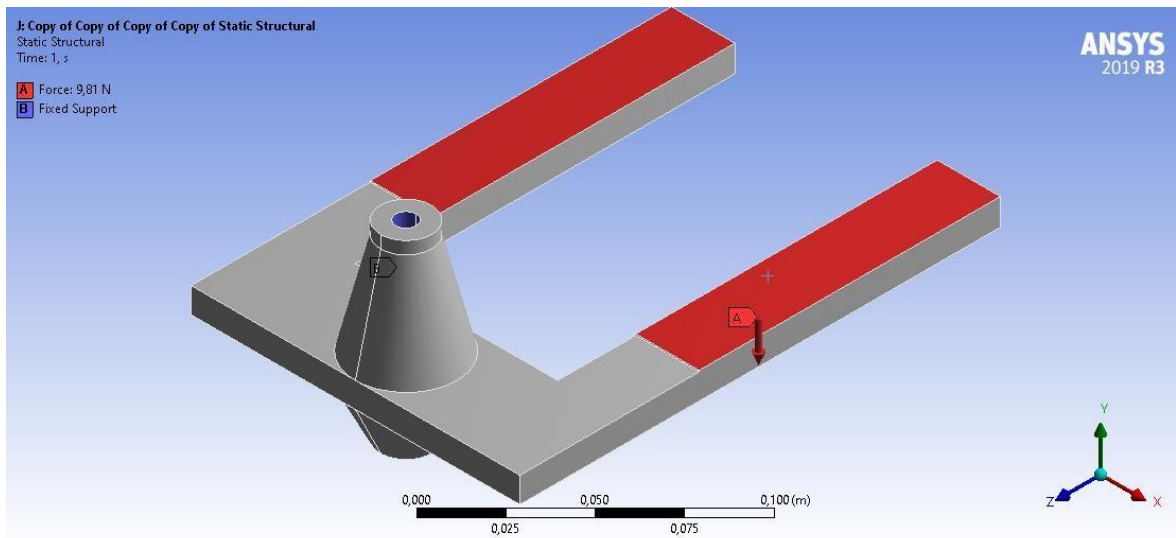


Figura 66. Aplicación de fuerzas y sujeciones de las palas.

Ya realizada la aplicación de fuerzas se procede a realizar la simulación y así obtener los datos de deformación máxima.

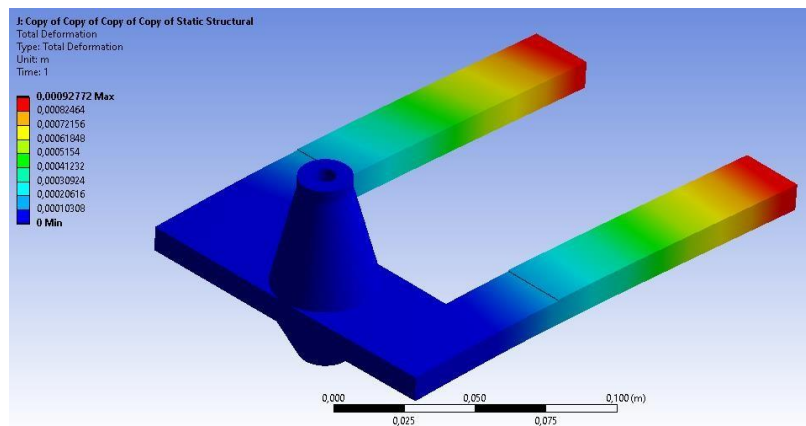


Figura 67. Deformación máxima de las palas.

A su vez este también presenta los valores de esfuerzo máximo de von-mises y la concentración de estos esfuerzos a lo largo de la geometría.

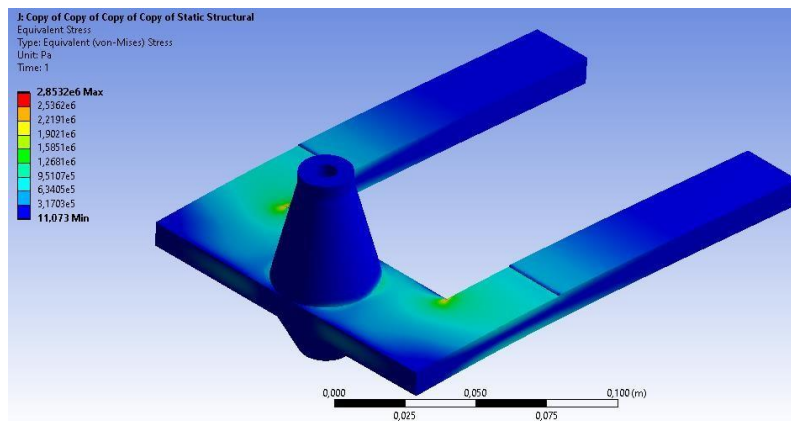


Figura 68. Concentración de esfuerzos de von-mises.

Ya obtenido esto el siguiente resultado será el factor de seguridad estático de la pala.

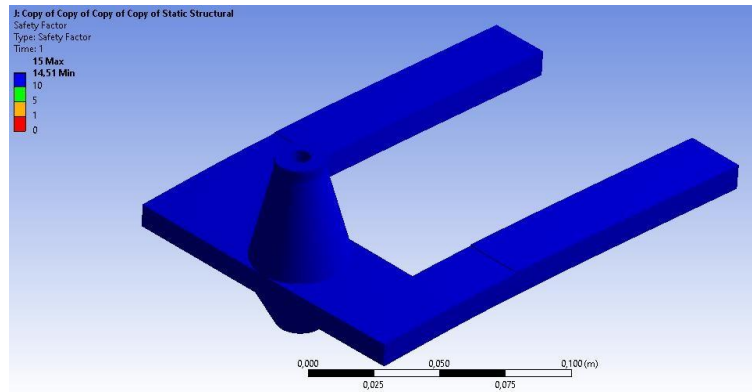


Figura 69. Factor de seguridad estático de las palas.

De esta grafica se puede observar que las palas resisten las cargas generadas por las palets y su carga.

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se procede a importar la geometría relacionada con los ejes X los cuales son los que están expuestos a cargas alternantes.

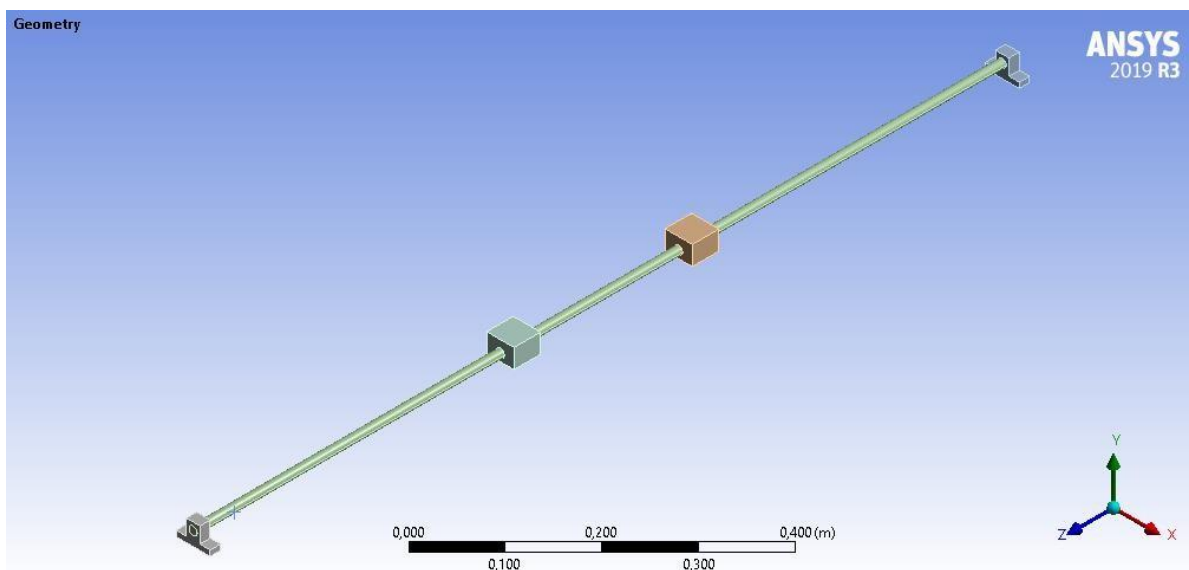


Figura 70. Geometría sometida a fatiga.

Ya exportada la geometría se procede a realizar la asignación de los materiales presentes en las diversas piezas del ensamble, para la asignación de este se le asigno al riel acero AISI SAE 1020 y a los soportes y rodamientos lineales aluminio 5005.

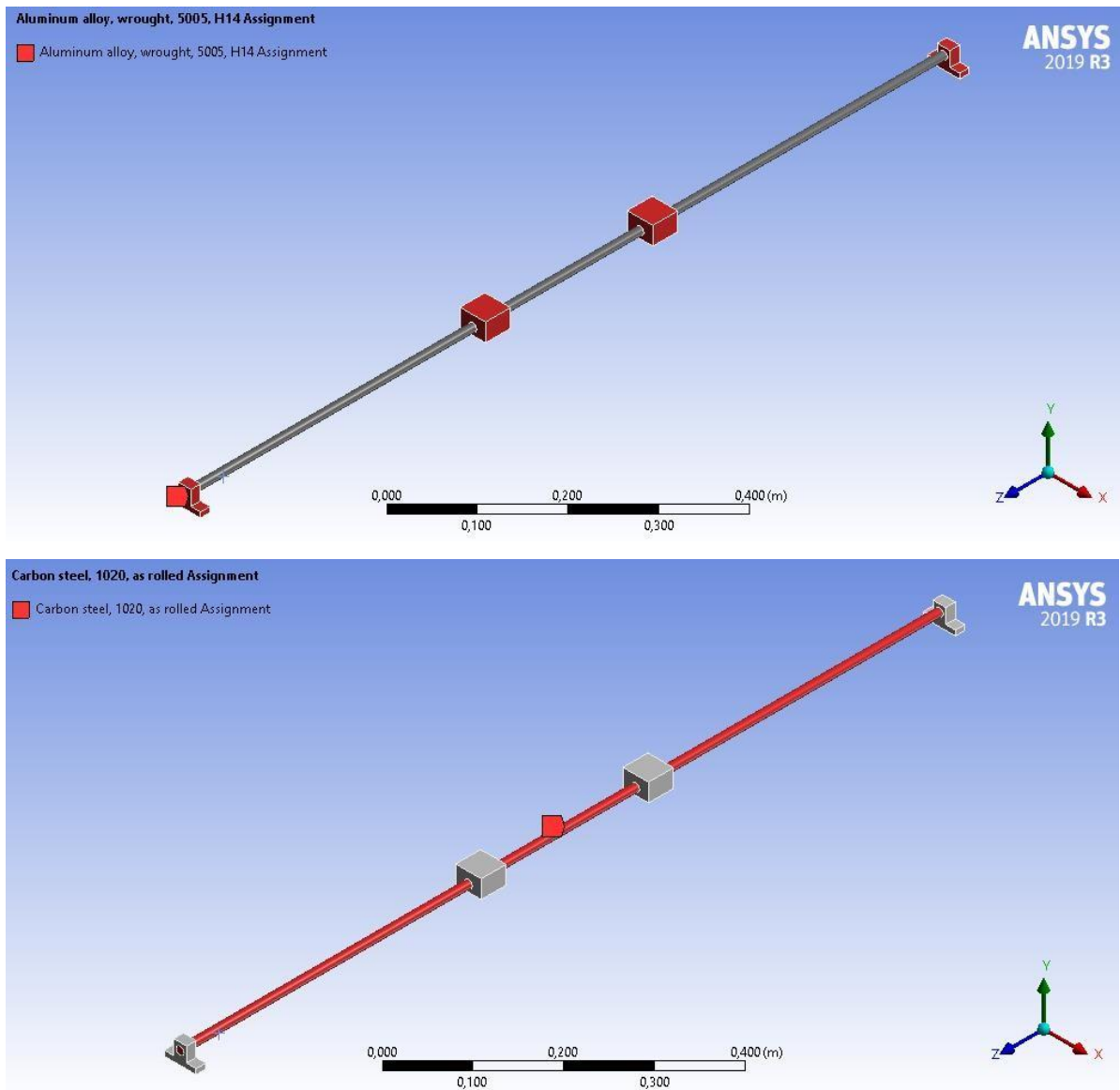


Figura 71. Asignación de materiales.

Posteriormente se realiza la generación del enmallado para el cual se aplicó un análisis de independencia de malla, la cual consiste en realizar 5 enmallados diferentes cada uno más refinado que el anterior, a continuación, se mostrara el ultimo enmallado.

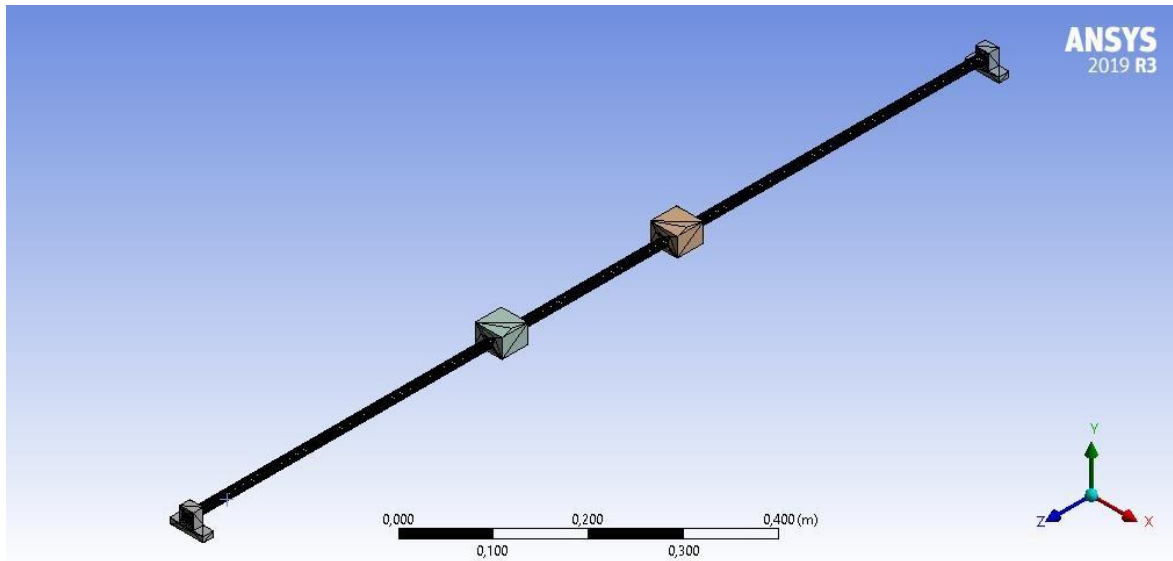


Figura 72. Enmallado N°5 de la simulación.

Como anteriormente fue expresado se deben tener en cuenta las diferentes características de la malla, para empezar, se mostrará la calidad de los elementos que conforman la malla.

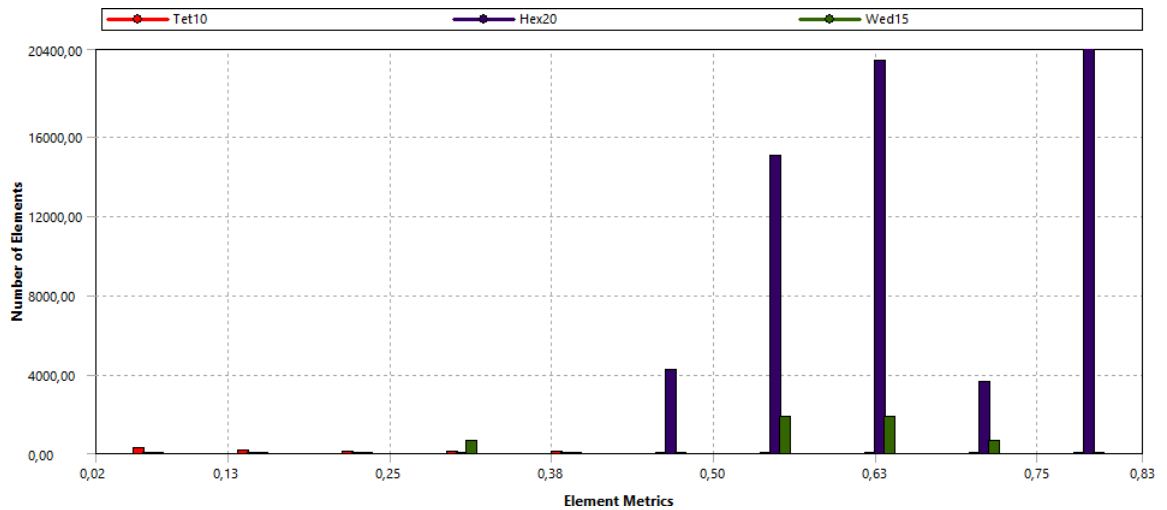


Figura 73. Calidad de la malla N°5.

De esta información podemos observar que la mayor cantidad de elementos de la malla se encuentran ubicados cerca al punto de calidad que es en el número 1. De igual forma se presenta la distribución de los elementos en el radio de aspecto en el cual se observa que la gran cantidad de los elementos están cercanos a 1.

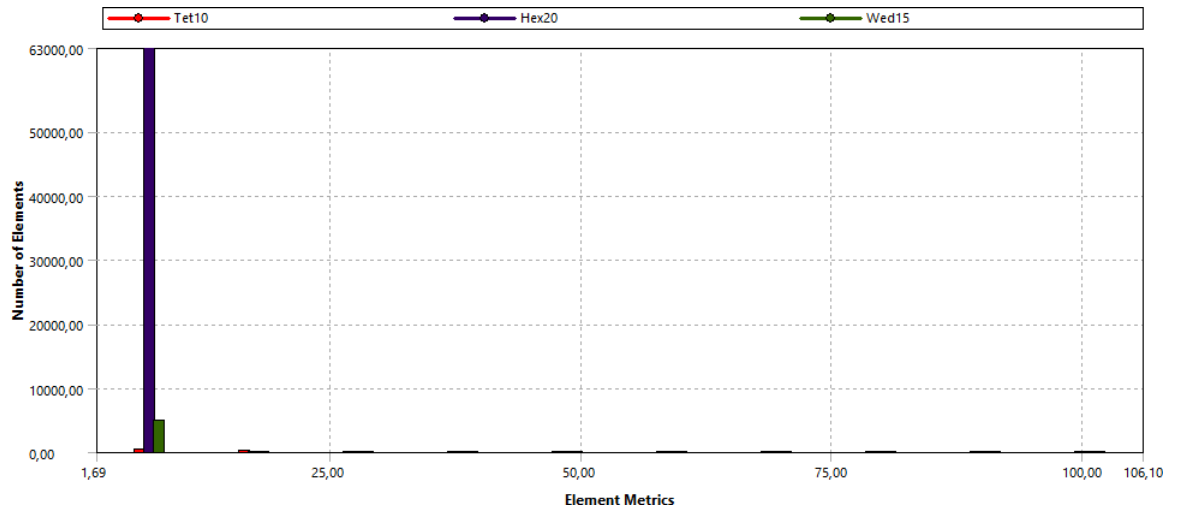


Figura 74. Radio de aspecto.

Ya dados estos datos procedemos a mostrar la oblicuidad de la malla y la calidad ortogonal y comparar los resultados con la figura 53 que nos define los rangos de calidad de la malla definida por la ISO 9001.

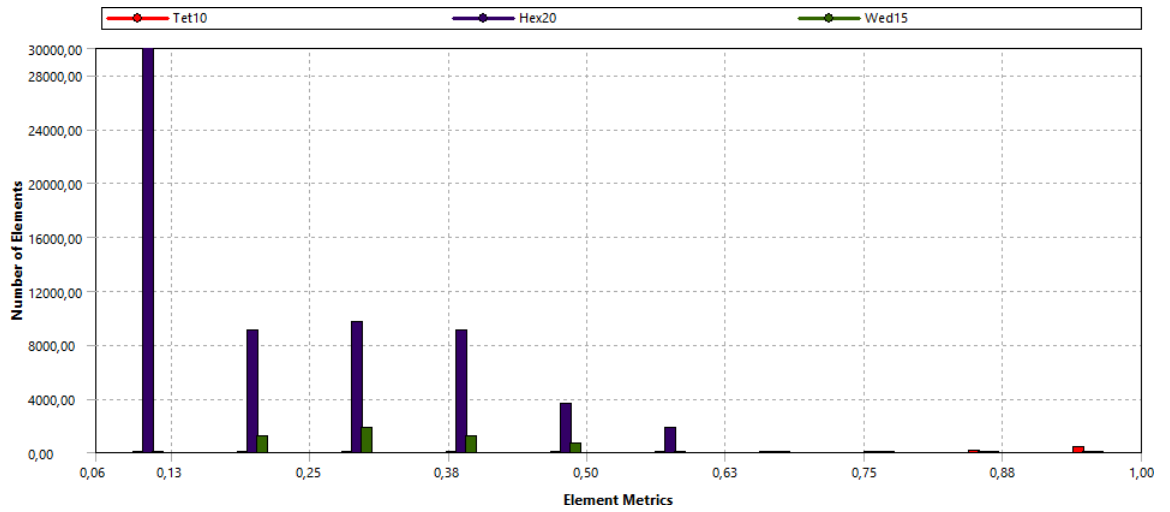


Figura 75. Oblicuidad de la malla.

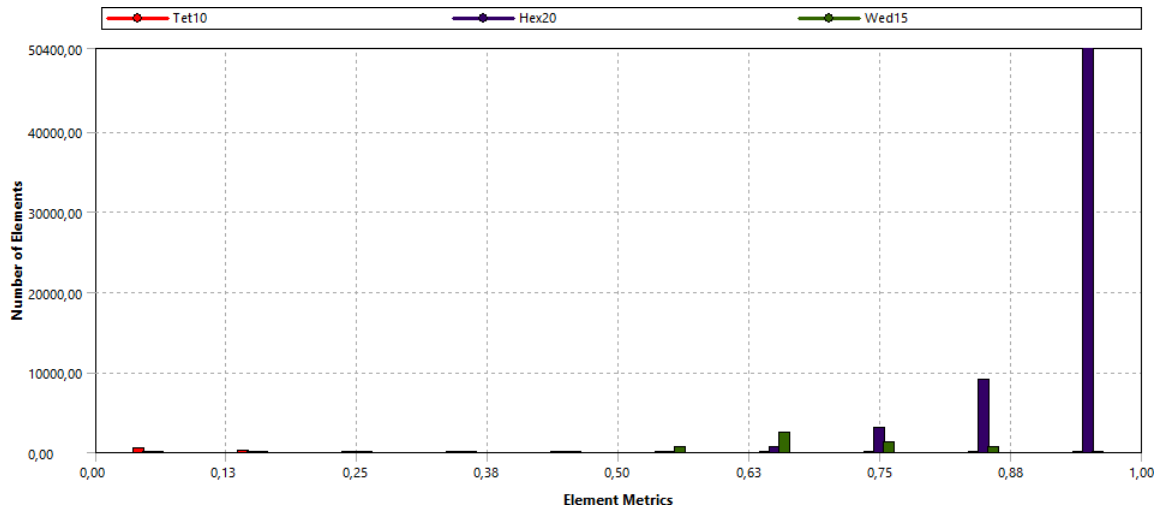


Figura 76. Calidad ortogonal de la malla.

Ya obtenidas las figuras y comparados los datos con la figura 53 podemos definir que la calidad de la malla es excelente dado a los rangos en los cuales se concentran la gran cantidad de elementos. A continuación, presentaremos más datos de la malla.

Ítem	Valor
Tamaño mínimo	6.84e-5[m]
Tamaño máximo	1.53e-2[m]
Numero de nodos	295.732
Numero de ejes	68.420

Tabla 3. Parámetros de la malla del riel.

Posterior a esto se procede a realizar la aplicación de fuerzas y sujeciones necesarias para continuar con la configuración de este, para la fuerza soportada en los rodamientos lineales se calcularon sumando las cargas aportadas por cada elemento y la carga del pallet la cual da un total de 168.41[N] en cada superficie.

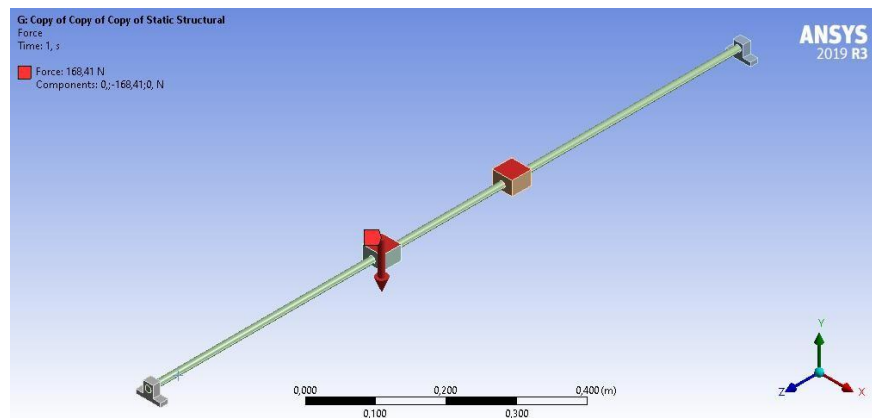


Figura 77. Cargas aplicadas en los rodamientos lineales.

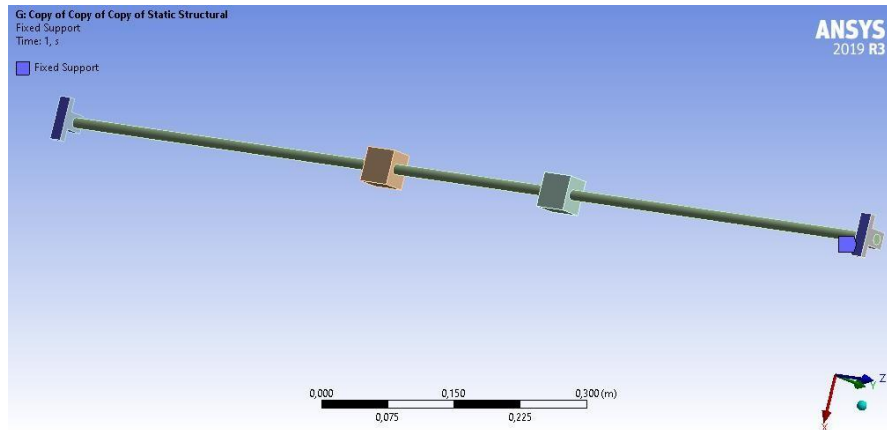


Figura 78. Soportes fijos ubicados en las bases de los SK12.

Ya terminado esto se procede a configurar los parámetros de tiempo de ciclo, factor de resistencia a la fatiga y la teoría del esfuerzo medio.

[-] Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0,66
[-] Loading	
Type	Fully Reversed
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1,
[-] Definition	
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
[-] Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (von-Mises)

Figura 79. Configuración de parámetros para fatiga tomado de autor

En esta tabla se puede observar el valor de la resistencia a la fatiga (Kf) el cual está definido en la literatura como 0.66, a su vez está definido el tipo de ciclo de cargas la cual se escogió que se generara una variación sinusoidal de estas, a su vez también se escogió que la teoría del esfuerzo medio sea el de GOODMAN y así se obtiene el valor correspondiente de factor de seguridad.

Escriba aquí la ecuación.

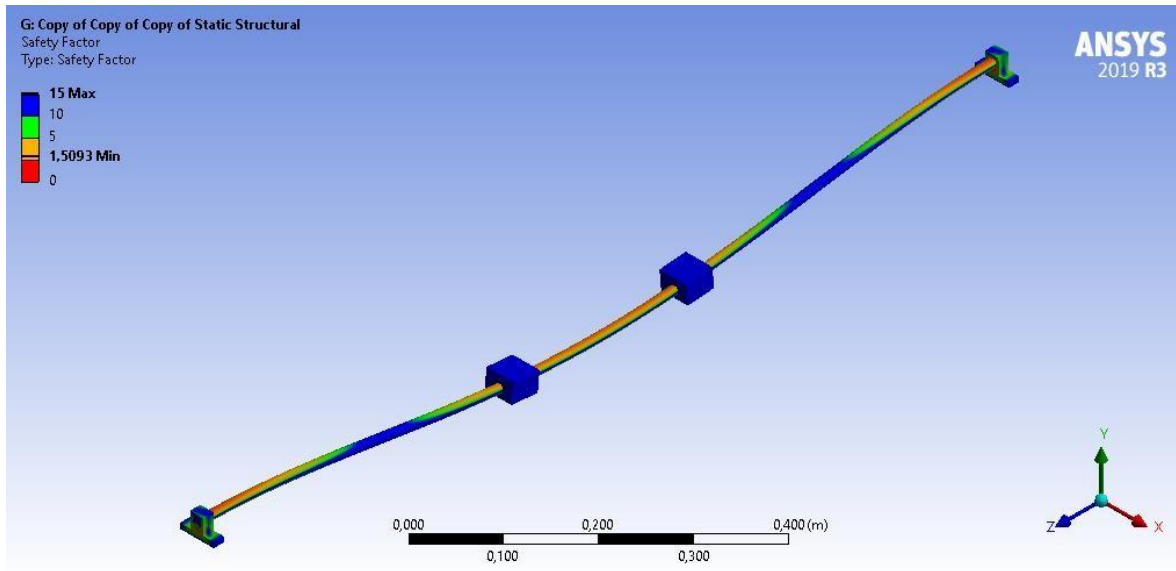


Figura 80. Distribución de factores de seguridad dinámicos por fatiga tomado de autor

5.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

- Cálculo de factor de seguridad estático para el eje x

Para la realización de los cálculos de esfuerzos y deformaciones para los ejes que permiten correr por el eje X, se tiene las siguientes consideraciones de masa suspendida.

Descripción	Masa suspendida
Eje Y	10 kg
Eje Z	2 kg
Carga	1 kg
Motor y sistema de transmisión.	2 kg
Masa total Suspendida	15 kg

Tabla 4. Desglose de la masa suspendida

Teniendo en cuenta estas masas se calcula una fuerza que corresponde al peso suspendido la cual está distribuida en los 4 soportes, esta se calcula mediante la ecuación 1.

$$W_{ms} = M_s * g$$

Ecuación 4. Cálculo de la fuerza del peso

Nos da como resultado que el peso total que genera la masa suspendida es:

$$W_{ms} = 147.15 [N]$$

Debido a esto se procedió a escoger un acero AISI SAE 1020 para los ejes lisos, UMH para las placas que están montadas en el prototipo, y acero estructural para los armazones que son necesarios.

5.6 CÁLCULO DE LOS ACTUADORES

- Cálculo del actuador para el movimiento en el eje X

Inicialmente se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre, en el cual solo se tendrán en cuenta la fuerza realizada por el sistema de cadenas y la fuerza de fricción que tendrá con los rodamientos de las guías.

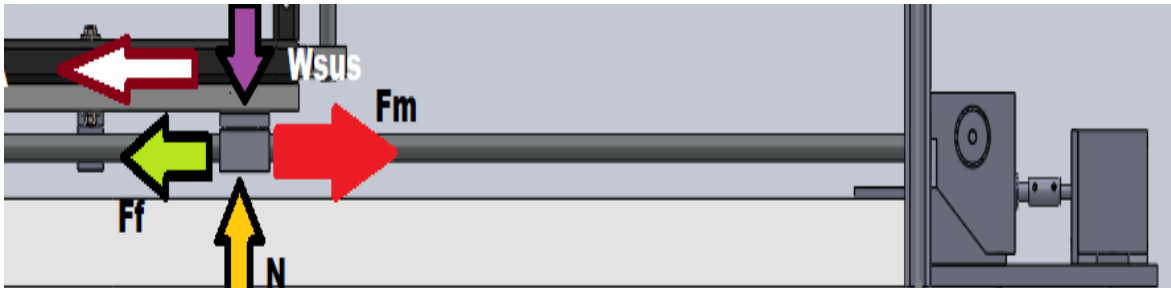


Figura 81. DCL de la masa suspendida sobre el eje X tomado de autor

Debido a que el dispositivo debe moverse 45cm se da la condición de diseño que este lo haga en un tiempo de 15 segundos, así se determinó la velocidad mínima que debe tener el carro para llegar a cumplir esta condición. Esta velocidad está dada bajo la ecuación.

$$V_c = \frac{X_{rec}}{T_{rec}}$$

Ecuación 4.

En la cual se tiene que:

- **Xrec:** Distancia que debe recorrer.
- **Trec:** Tiempo que debe durar el recorrido.
- **Vc:** Velocidad calculada del carro.

Remplazando los valores de la ecuación anterior se observa que:

$$V_c = 0.03[m/s]$$

Ya determinado este valor pasamos a realizar las curvas de aceleración y desaceleración del motor para obtener la aceleración máxima en el recorrido y las diferentes etapas de este.

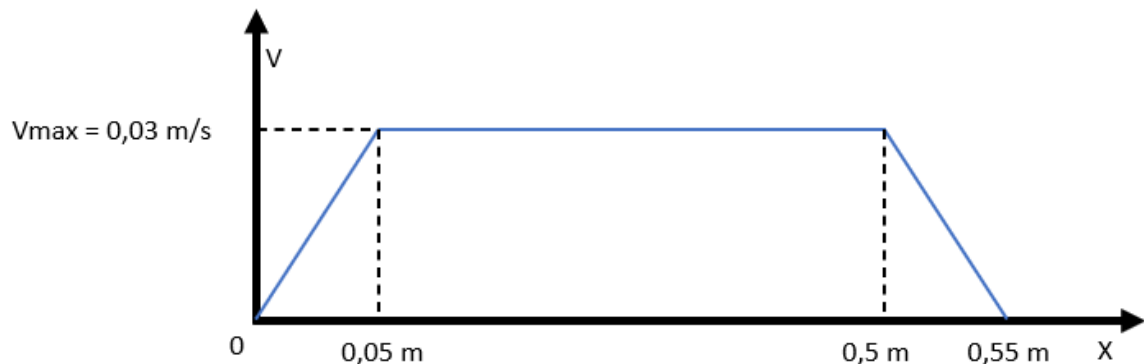


Figura 82. Rampa de aceleración y deceleración eje X.

Ya obtenido esto se procede a calcular la aceleración del carro, debido a que este se encuentra en reposo y debe alcanzar esta velocidad máxima en un recorrido no superior a 5cm. Para calcular la aceleración de este se utilizó la siguiente ecuación.

$$Ac = \frac{Vf^2 - Vi^2}{2 * X}$$

Ecuación 5.

En la cual se tiene que:

- **Vf:** Velocidad final del carro.
- **Vi:** Velocidad inicial del carro.
- **X:** Distancia del recorrido.
- **Ac:** Aceleración que presenta el carro.

Teniendo en cuenta que el carro debe llegar a su velocidad final en no más de 5 cm y que la velocidad inicial es 0, se procede a calcular la aceleración.

$$Ac = \frac{0.03^2}{2 * 0.05} = 0.009 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Ya obtenido el valor de la aceleración se procede a extraer las ecuaciones del DCL expuesto anteriormente. De la cual obtenemos.

$$Fm - Ff = m * a$$

Ecuación 6.

En la cual se tiene que:

- **Fm:** Fuerza que debe aplicar el motor
- **Ff:** Fuerza de fricción.
- **M:** Masa suspendida
- **A:** Aceleración del carro.

De la cual se puede desglosar que la fuerza de fricción está dada por:

$$Ff = \mu * N$$

Ecuación 7.

En la cual se tiene que:

- **Ff:** Fuerza de fricción entre las varillas y los rodamientos.
- **μ :** Coeficiente de fricción dinámico que es igual a 0.05.
- **N:** Fuerza normal el cual es equivalente al peso de la masa suspendida.

$$Ff = 0.05 * 148 = 7.4 [N]$$

Ya obtenido este valor se procede a reemplazarlo en la ecuación anterior y así obtener que:

$$Fm = Ff + m * a$$

Ecuación 8.

$$Fm = 7.4 + 15 * 0.009 = 7.54[N]$$

Ya obtenida esta fuerza se procede a realizar el cálculo del torque que debe ser aplicado por el piñón de la caja reductora de sin fin corona.

$$Tp = 7.54 * 0.0125 = 0.0941[N * m]$$

Para realizar la transformación del torque del piñón al torque del motor se tiene en cuenta la relación de reducción, esto se hace por medio de la siguiente ecuación.

$$Tm = Tp * M$$

Ecuación 9.

En la cual se tiene que:

- **Tm:** Toque del motor.
- **Tp:** Torque del piñón.
- **M:** Módulo de la caja reductora.

Remplazando los valores anteriores se obtiene:

$$Tm = 0.0941 * \frac{1}{23} = 0.004 [N * m]$$

- **Cálculo del actuador para el movimiento en el eje Y**

Inicialmente se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre, en el cual solo se tendrán en cuenta la fuerza realizada por el sistema de cadenas y la fuerza de fricción que tendrá con los rodamientos de las guías.

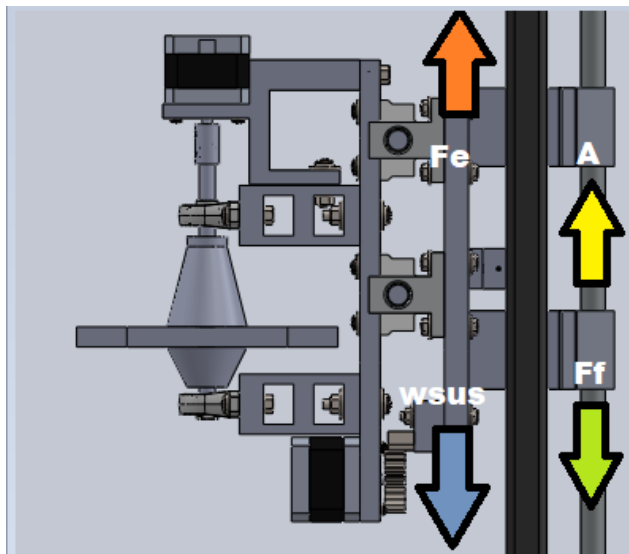


Figura 83. DCL de la masa suspendida sobre el eje y tomado de autor

Debido a que el dispositivo debe moverse 80 cm se da la condición de diseño que este lo haga en un tiempo de 20 segundos, así determinamos la velocidad mínima que debe tener el carro para llegar a cumplir esta condición. Esta velocidad está dada bajo la ecuación.

$$Vc = \frac{Yrec}{Trec}$$

Ecuación 10.

En la cual se tiene que:

- **Yrec:** Distancia que debe recorrer.
- **Trec:** Tiempo que debe durar el recorrido.
- **Vc:** Velocidad calculada del carro.

Remplazando los valores de la ecuación anterior podemos obtener que:

$$Vc = 0.04[m/s]$$

Ya determinado este valor pasamos a realizar las curvas de aceleración y desaceleración del motor para obtener la aceleración máxima en el recorrido y las diferentes etapas de este.

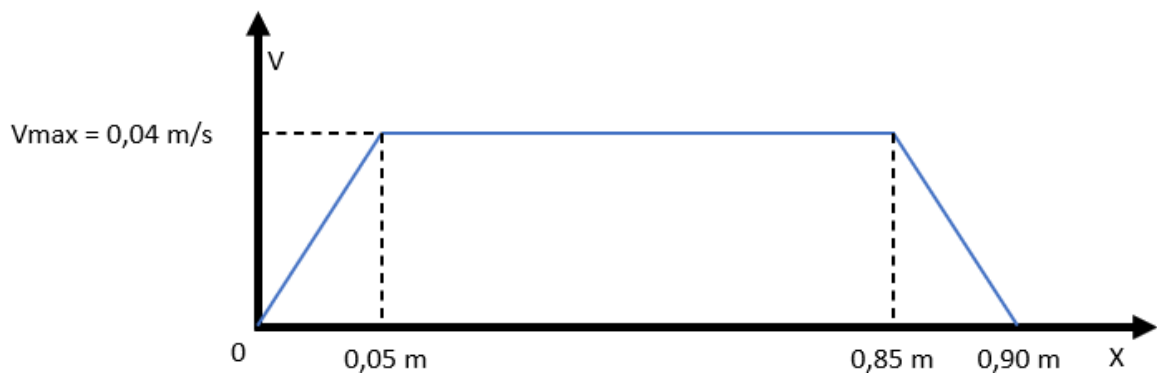


Figura 84. Rampa de aceleración y deceleración eje Y.

Ya obtenido esto procedemos a calcular la aceleración del carro, debido a que este se encuentra en reposo y debe alcanzar esta velocidad en una distancia no superior a 5cm. Para calcular la aceleración de este se utilizó la siguiente ecuación.

$$Ac = \frac{Vf^2 - Vi^2}{2 * X}$$

Ecuación 11.

En la cual se tiene que:

- **Vf:** Velocidad final del carro.
- **Vi:** Velocidad inicial del carro.
- **X:** Distancia desplazada.
- **Ac:** Aceleración que presenta el carro.

Teniendo en cuenta que el carro debe llegar a su velocidad final en no más de 5 cm y que la velocidad inicial es 0, se procede a calcular la aceleración.

$$ac = \frac{0.04^2}{2 * 0.05} = 0.016 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Ya obtenido el valor de la aceleración procedemos a extraer las ecuaciones del DCL expuesto anteriormente. De la cual obtenemos.

$$Fm - Ff - W = m * a$$

Ecuación 12.

En la cual se tiene que:

- **Fm**: Fuerza que debe aplicar el motor
- **Ff**: Fuerza de fricción.
- **W**: Peso suspendido.
- **M**: Masa suspendida.
- **A**: Aceleración del carro.

De la cual se puede desglosar que la fuerza de fricción está dada por:

$$Ff = \mu * N$$

Ecuación 13.

En la cual se tiene que:

- **Ff**: Fuerza de fricción entre las varillas y los rodamientos.
- **μ**: Coeficiente de fricción estático que es igual a 0.05.
- **N**: Fuerza normal el cual es equivalente al peso de la masa suspendida.

$$Ff = 0.05 * 29.43 = 1.47 [N]$$

Ya obtenido este valor se procede a reemplazarlo en la ecuación anterior y así obtener que:

$$Fm = Ff + W + m * a$$

Ecuación 14.

$$Fm = 1.47 + 29.4 + 3 * 0.016 = 30.91[N]$$

Ya obtenida esta fuerza se procede a realizar el cálculo del torque que debe ser aplicado por el piñón de la caja reductora de sin fin corona.

$$Tp = 30.91 * 0.015 = 0.463[N * m]$$

Para realizar la transformación del torque del piñón al torque del motor se tiene en cuenta la relación de reducción, esto se hace por medio de la siguiente ecuación.

$$Tm = Tp * M$$

Ecuación 15.

En la cual se tiene que:

- **Tm**: Torque del motor.
- **Tp**: Torque del piñón.
- **M**: Módulo de la caja reductora.

Remplazando los valores anteriores se obtiene:

$$Tm = 0.463 * \frac{1}{11} = 0.042 [N * m]$$

- **Cálculo del actuador para el movimiento en el eje Z**

Para proceder a realizar el cálculo del torque mínimo necesario para mover el eje Z se debe tener en cuenta el peso de los dos motores, el chasis que los sostiene y el peso de la carga a transportar por ende se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre para modelar este sistema.

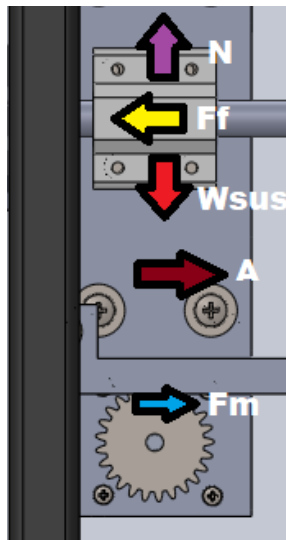


Figura 85. DCL del sistema piñón cremallera tomado de autor

Debido a que el dispositivo debe moverse 16 cm se da la condición de diseño que este lo haga en un tiempo de 15 segundos, así determinamos la velocidad mínima que debe tener el carro para llegar a cumplir esta condición. Esta velocidad está dada bajo la ecuación.

$$Vc = \frac{Zrec}{Trec}$$

Ecuación 16.

En la cual se tiene que:

- **Zrec**: Distancia que debe recorrer.
- **Trec**: Tiempo que debe durar el recorrido.
- **Vc**: Velocidad calculada del carro.

Remplazando los valores de la ecuación anterior se obtiene que:

$$Vc = 0.011[m/s]$$

Ya determinado este valor pasamos a realizar las curvas de aceleración y desaceleración del motor para obtener la aceleración máxima en el recorrido y las diferentes etapas de este.

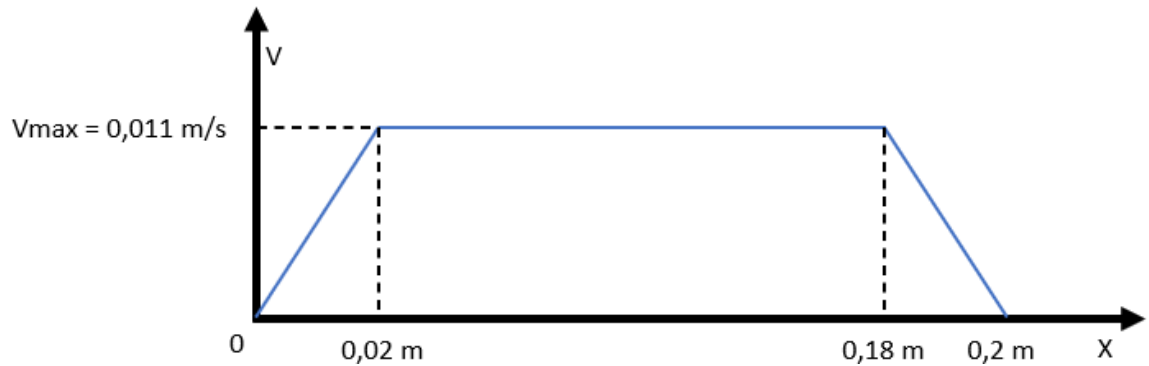


Figura 86. Rampa de aceleración y deceleración eje Z.

Ya obtenido esto procedemos a calcular la aceleración del carro, debido a que este se encuentra en reposo y debe alcanzar esta velocidad en una distancia no superior a 2 cm. Para calcular la aceleración de este se utilizó la siguiente ecuación.

$$Ac = \frac{Vf^2 - Vi^2}{2 * X}$$

Ecuación 17.

En la cual se tiene que:

- **Vf**: Velocidad final del carro.
- **Vi**: Velocidad inicial del carro.
- **X**: Distancia del recorrido.
- **Ac**: Aceleración que presenta el carro.

Teniendo en cuenta que el carro debe llegar a su velocidad final en no más de 2 cm y que la velocidad inicial es 0, se procede a calcular la aceleración.

$$ac = \frac{0.011^2}{2 * 0.02} = 0.003 \frac{m}{s^2}$$

Ya obtenido el valor de la aceleración procedemos a extraer las ecuaciones del DCL expuesto anteriormente. De la cual obtenemos.

$$Fm - Ff = m * a$$

Ecuación 18.

En los cuales tenemos que:

- **Fm**: Fuerza que debe aplicar el motor
- **Ff**: Fuerza de fricción.
- **M**: Masa suspendida
- **A**: Aceleración del carro.

De la cual podemos desglosar que la fuerza de fricción está dada por:

$$F_f = \mu * N$$

Ecuación 19.

En la cual se tiene que:

- **F_f**: Fuerza de fricción entre las varillas y los rodamientos.
- **μ**: Coeficiente de fricción estático que es igual a 0.05.
- **N**: Fuerza normal el cual es equivalente al peso de la masa suspendida.

$$F_f = 0.05 * 29.43 = 1.47 [N]$$

Ya obtenido este valor se procede a reemplazarlo en la ecuación anterior y así obtener que:

$$F_m = F_f + m * a$$

Ecuación 20.

$$F_m = 1.47 + 3 * 0.003 = 1.48 [N]$$

Ya obtenida esta fuerza se procede a realizar el cálculo del torque que debe ser aplicado por el piñón del motor.

$$T_m = 1.48 * 0.0175 = 0.025 [N * m]$$

- **Cálculos del actuador para el movimiento rotacional en las palas.**

Ya que se tienen los valores de la carga soportada, la cual corresponde al peso del pallet transportado se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre para determinar el torque del actuador a utilizar.

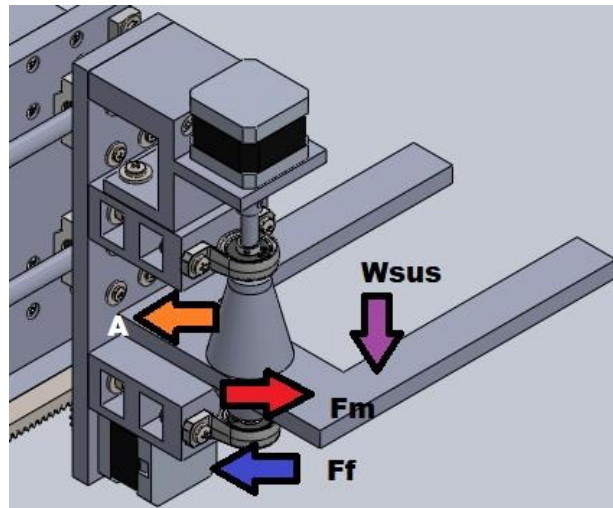


Figura 87. DCL eje de articulación de las palas tomado de autor

Debido a que el dispositivo debe moverse 15 cm se da la condición de diseño que este lo haga en un tiempo de 10 segundos, así determinamos la velocidad mínima que debe tener el carro para llegar a cumplir esta condición. Esta velocidad está dada bajo la ecuación.

$$V_c = \frac{Z'_{rec}}{T_{rec}}$$

Ecuación 21.

En la cual se tiene que:

- **Z'rec**: Distancia que debe recorrer.
- **Trec**: Tiempo que debe durar el recorrido.
- **Vc**: Velocidad calculada del carro.

Remplazando los valores de la ecuación anterior podemos obtener que:

$$V_c = 0.015[m/s]$$

Ya determinado este valor pasamos a realizar las curvas de aceleración y desaceleración del motor para obtener la aceleración máxima en el recorrido y las diferentes etapas de este.

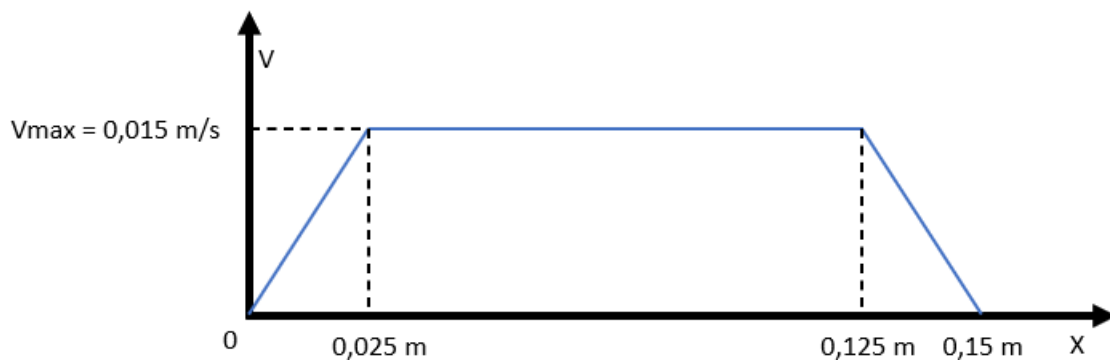


Figura 88. Rampa de aceleración y deceleración eje Z'.

Ya obtenido esto se procede a calcular la aceleración del carro, debido a que este se encuentra en reposo y debe alcanzar esta velocidad en una distancia no superior a 2.5cm. Para calcular la aceleración de este se utilizó la siguiente ecuación.

$$Ac = \frac{V_f^2 - V_i^2}{2 * X}$$

Ecuación 22.

En la cual se tiene que:

- **Vf**: Velocidad final del carro.
- **Vi**: Velocidad inicial del carro.
- **X**: Distancia del recorrido.
- **Ac**: Aceleración que presenta el carro.

Teniendo en cuenta que el carro debe llegar a su velocidad final en no más de 2.5cm y que la velocidad inicial es 0, se procede a calcular la aceleración.

$$ac = \frac{0.015^2}{2 * 0.025} = 0.0045 \frac{m}{s^2}$$

Ya obtenido el valor de la aceleración se procede a extraer las ecuaciones del DCL expuesto anteriormente. De la cual obtenemos.

$$Fm - Ff = m * a$$

Ecuación 23.

En la cual se tiene que:

- **Fm**: Fuerza que debe aplicar el motor
- **Ff**: Fuerza de fricción.
- **M**: Masa suspendida
- **A**: Aceleración del carro.

De la cual podemos desglosar que la fuerza de fricción está dada por:

$$Ff = \mu * N$$

Ecuación 24.

En la cual se tiene que:

- **Ff**: Fuerza de fricción entre las varillas y los rodamientos.
- **μ** : Coeficiente de fricción estático que es igual a 0.05.
- **N**: Fuerza normal el cual es equivalente al peso de la masa suspendida.

$$Ff = 0.05 * 9.81 = 0.4905 [N]$$

Ya obtenido este valor se procede a reemplazarlo en la ecuación anterior y así obtener que:

$$Fm = Ff + m * a$$

Ecuación 25.

$$Fm = 0.4905 + 1 * 0.0045 = 0.495[N]$$

Ya obtenida esta fuerza se procede a realizar el cálculo del torque que debe ser aplicado por el piñón del motor.

$$Tm = 0.982 * 0.006 = 0.003[N * m]$$

6 CONSTRUCCION DEL TRANSELEVADOR

6.1 BUSQUEDA Y SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN PARA EL TRANSELEVADOR

SENSORES

- Sensores de distancia

Más conocidos como sensores de distancia, transductores de distancia o transductores de posición lineal, son sensores los cuales cuentan con diferentes tecnologías las cuales permiten una óptima medida de distancia o desplazamiento lineales.

Generalmente en estos dispositivos los rangos de medida varían mucho dependiendo de su uso final, por ejemplo, existen dispositivos que son capaces de medir movimientos en micras como por el contrario movimientos en cientos de metros.

A continuación, se presentarán los diversos sensores y transductores de distancia:

o Sensores de distancia por cable

Los sensores de desplazamiento por hilo o también conocidos como sensores de sirga o enconder de sirga, componen una gama muy versátil para la medida de distancia con una gran facilidad.

El sistema de montaje es muy sencillo, basta con fijar el sensor de distancia a la superficie de medida y posteriormente anclar el extremo del cable a la superficie móvil.

Sensores de distancia por cable			
Sensor	Rango	Salida	Otras
Transductor de distancia por hilo ASM WS85	Hasta 6m	Analógica y Digital	Encapsulado de aluminio y plástico IP67
Transductor de distancia por cable de alta protección ASM WS61	Hasta 3m	Analógica y Digital	Encapsulado plástico robusto de alta protección. IP67
Sensor de desplazamiento por cable de alta protección ASM WS12	Hasta 3m	Analógica y Digital	Alta protección IP67
Sensor de distancia por cable ASM WS10	Hasta 2000mm	Analógica 4-20mA, 0-10V, resistiva y digital incremental, con salida conector	Protección IP65
Sensor de distancia por cable económico WS31-WS42	Hasta 1000mm	Analógica y Digital	Encapsulado plástico y protección IP50

Tabla 5. Sensores de distancia por cable tomado de autor

- **Sensor de distancia por cinta**

Los sensores de distancia por cinta funcionan bajo el mismo principio del sensor de cable, pero a comparación con estos, este trabaja con una cinta de acero inoxidable con elemento de medida. Esto aporta principalmente robustez y aumentara sus ventajas debido a que se puede direccionar por medio de poleas y ejes de engranajes.

Sensores de distancia por cinta				
Sensor	Rango	Salida	Otras	
Transductor de posición lineal sumergible WB100	Hasta 10m	Analógicas y Digitales CAN y SSI	Protección sumergible	IP68
Sensor de distancia por cinta de alto rango WB21	Hasta 20m	Analógicas y Digitales CAN y SSI	Protección IP67/IP69K	
Transductor de desplazamiento por cinta WB85	Hasta 6m	Analógicas y Digitales CAN y SSI	Protección IP67/IP69K	
Sensor de distancia por cinta ASM WB12	Hasta 4000mm	Analógicas 0-10V y 4-20mA además de digitales CAN y SSI	Protección IP67/IP69K	
Sensor de posición por cinta ASM WB10ZG	Hasta 2000mm	Analógicas en voltaje y corriente además de CAN y SSI	Protección IP65	

Tabla 6. Sensores de distancia por cinta tomado de autor

- **Sensores de distancia magnetostrictivos**

Estos sensores basan su funcionamiento en el efecto Villary, el cual consiste en que el campo magnético de un imán intercepte a una onda y esta se vea reflejada hacia los sensores, lo que mide el tiempo de ida y vuelta de la señal con lo cual se calcula la distancia recorrida por la onda hasta el objeto a sensar.

Sensores de distancia magnetostrictivos		
Sensor	Salida	Otras
Transductor de posición lineal perfil plano ASM PCFP	Analógica y Digital	Ideal para montajes con poco espacio
Sensor de desplazamiento lineal perfil redondo ASM PCRP	Analógica y Digital SSI y CAN	Protección IP64 o IP68 para aplicaciones sumergibles
Sensor de posición lineal perfil cuadrado ASM PCQA	Analógica y Digital	Con riel exterior para opción de patín o cursor guiado. Protección IP64 e IP67
Sensor de desplazamiento sumergible ASM PCST27	Analógica y Digital	Robusto en acero inoxidable con protección IP68 puede trabajar completamente sumergido, para montaje en cilindro

Sensor de desplazamiento para cilindros ASM PCST24	Analógica y Digital	Montaje presurizado de alta robustez y protección
Transductor de posición compacto para cilindro ASM PCST25	Analógica y Digital	Gran robustez y protección

Tabla 7. Sensores de distancia magnetostrictivos tomado de autor

- Encoder lineal magnético

Este Encoder se basa en el mismo principio de un Encoder rotativo, este funciona contando pulsos a su paso, los pulsos están dados por los cambios de polaridad en la pista la cual es medida por medio del cabezal, una de las mayores ventajas de estos sensores es que se pueden configurar las marcas de referencia y se pueden acoplar a diferentes distancias, dependiendo de los requerimientos definidos.

Encoder lineal magnético		
Sensor	Rango	Otras
Encoder incremental magnético PMIS3	Hasta 60m	Medida de posición lineal con precisión y sencillez de montaje. Adaptable en incrementos de 5mm

Tabla 8. Encoder lineal magnético

- Reglas digitales

Estos se basan en el principio de funcionamiento de los Encoder lineales, los cuales al ser digitales nos permiten realizar medidas de desplazamiento o distancia de alta precisión, estos sensores permiten alcanzar resoluciones de hasta una micra. Estas basan su funcionamiento en la lectura óptica sobre una regla de precisión las cuales presentan ranuras que son detectados por un led óptico de alta precisión.

Reglas digitales		
Sensor	Rango	Otras
Encoder incremental magnético PMIS3	Hasta 60m	Medida de posición lineal con precisión y sencillez de montaje. Adaptable en incrementos de 5mm
Encoder incremental lineal óptico ELAP KD - KP	Hasta 6m	Posibilidad de ampliación por tramos. Resolución hasta una micra
Regla digital óptica ELAP PD - PE - PS	Hasta 1m	Opción de protección IP67 en su versión presurizada y diferentes tipos de salida. Resolución de hasta 5 micras

Tabla 9. Reglas digitales tomado de autor

- Potenciómetros lineales

Son una de las formas más económicas de medir distancia o desplazamiento, este sistema se emplea fácilmente en las aplicaciones industriales de alta precisión, donde se busca una medida con gran robustez.

Potenciómetros lineales			
Sensor	Rango	Salida	Otras
Potenciómetro lineal robusto ELAP PL231	50mm - 750mm	Resistiva	Perfil cuadrado IP65 con vástago guiado libre y doble rótula
Potenciómetros lineales de perfil redondo ELAP PR - PR2S	25mm - 150 mm	X	Perfil redondo IP65. Diferentes opciones de montaje
Potenciómetro de doble rótula con salida amplificada ELAP PL2S - V	50 mm - 950mm	Amplificada 0-10V	X
Sensor de posición lineal resistivo doble rótula ELAP PL2S	Hasta 500mm	X	Accionado mediante vástago guiado libre. Perfil cuadrado IP65
Potenciómetro con salida 0-10V ELAP PLS-V	X	0 - 10V	Alimentación de 18 a 30V
Potenciómetros lineales ELAP series PLS	50mm - 950mm	X	Perfil cuadrado IP65 con vástago guiado libre

Tabla 10. Potenciómetros lineales tomado de autor

- **Sensor LVDT**

Son instrumentos de medida los cuales se basan en el principio inductivo de transformador de núcleo variable, esto provoca una variación entre el primario y el secundario, lo que a su vez cambia la señal de voltaje de salida.

Sensores de distancia LVDT			
Sensor	Rango	Salida	Otras
LVDT económico con amplificador interno LCIT	Hasta +/- 50 mm	Amplificada 0.5 - 4.5V	Con amplificador integrado muy económico para grandes series
Sensores de posición LVDT AC TE HR/HR-T/HR-Z	Hasta +/- 10 in	X	Diferentes especificaciones de temperatura y protección
Sensor LVDT digital salida en bus RS485	Hasta 300mm	Digital MODBUS RS485	Linealidad y precisión mejoradas digitalmente
Sensor de posición lineal para cilindro SX12V	Hasta 300mm	AC	Opciones de alta presión y temperatura

Tabla 11. Sensores de distancia LVDT tomado de autor

- **Palpadores inductivos**

Son sondas las cuales están pensadas para las medidas de distancia o desplazamientos por contacto sobre la superficie a medir, todos estos sensores funcionan por medio de un resorte que tiende a expandir el palpador, así modificando el núcleo que se encuentra en el bobinado y así modificar la señal de salida.

Palpadores inductivos			
Sensor	Rango	Salida	Otras
Sondas palpadoras con salida digital TE DLBB	1, 2 y 5mm	Digital serie	Ideal para conexión en bus hasta 32 sensores
Palpadores inductivos tipo lápiz TE LBB BBP BBT	0.5mm - 10mm	AC	Protección IP65
Sonda palpadora miniatura serie PCA 116	2.5mm - 7.5mm	X	Alta linealidad y repetibilidad
Sondas palpadoras serie PCA 375	2.5mm - 25mm	X	Protección IP66

Tabla 12. Palpadores inductivos tomado de autor

- **Sensor de distancia láser**

Son una excelente opción para la medida de distancias o desplazamiento sin contacto ni rozamiento. Una de las grandes ventajas son que existen amplios rangos de medida y gran conectividad en diferentes protocolos de comunicación.

Sensores de distancia láser			
Sensor	Rango	Salida	Otras
Láser de triangulación de alto alcance	Hasta 2400mm	Analógica	CAN bus
Láser de alto rango con salida analógica	3m - 100mm	Analógica	Respuesta media de 100Hz
Sensor láser industrial para todo tipo de superficies	50mm - 300mm	Analógica y Digital	Respuesta de hasta 1500Hz
Láser para largas distancias WENGLOR	Hasta 100m	Analógica y Digital	X

Tabla 13. Sensores de distancia láser tomado de autor

- **Sensores de distancia inductivos**

Estos sensores permiten realizar medidas de distancia sin contacto gracias a su tecnología inductiva, esto se convierte en una amplia ventaja debido a que no requiere un mantenimiento.

Sensores de distancia inductivos			
Sensor	Rango	Salida	Otras
Sensor de distancia inductivo no enrasado	Hasta 10mm	Analógica 0-10V	Protección IP67 rosca M30 y conector M12

Sensor inductivo enrasado con salida analógica	Hasta 6mm	Analógica 0-10V	Protección IP67 rosca M30 y conector M12
Sensor inductivo con salida analógica	Hasta 5mm	Analógica 0-10V	Protección IP67 rosca M18 y conector M12
Sensor de distancia inductivo enrasado con salida analógica	Hasta 3mm	Analógica 0-10V	Protección IP67 rosca M18 y conector M12

Tabla 14. Sensores de distancia inductivos tomado de autor

- **Sensores de distancia por ultrasonidos**

Son sensores compactos e ideales para la medida de distancia o desplazamiento sobre diversos materiales como pulidos, irregulares o translucidos, esto lo hace aportando una salida proporcional al rango de distancia medido.

Sensores de distancia por ultrasonidos			
Sensor	Rango	Salida	Otras
Sensor por ultrasonidos rangos altos	1100mm - 5700mm	Analógica 0-10V y 4-20mA	Protección IP67 con conector M12
Sensor de distancia por ultrasonidos rango ajustable	350mm - 2800mm	Analógica 0-10V y 4-20mA	Protección IP67 con conector M12
Sensor de ultrasonidos con salida analógica	350mm - 1100mm	Analógica 0-10V	Protección IP67 con conector M12

Tabla 15. Sensores de distancia por ultrasonidos tomado de autor

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →	Encoder incremental	Lasér	Ultrasonido	Potenciometros	Guaya	Encoder lineal magnetico	Magnetostrictivos
	Customer Requirements - (What) ↓							
4	Facilidad de montaje	9	9	9	9	9	1	1
5	Precio	9	1	1	9	3	3	3
3	Accesibilidad	9	1	1	3	3	1	3
3	Mantenimiento	9	3	1	9	3	3	9
5	Costo de accesorios	9	1	1	9	3	1	3
4	conectividad	9	3	3	1	3	1	3
5	precisión	9	9	9	1	3	9	9
Technical importance score		225	85	75	167	105	41	95
Priorities rank		1	5	6	2	3	7	4

Figura 89. Diagrama QFD para la selección del tipo de sensor tomado de autor

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →	1000p/r 2m (incremental) Omron	Encoder Incremental Rotatorio 360 P/r	Quick Dc524v 6mm Eje 600pr	Signswise 360pr Incremental Rotary Encoder Dc5 R 24 V	Pec16-4220f-n0024, Incremental, 2ch, 100rpm	E50s8-1024-6-I-5,rotary Encoder Incrementa
Customer importance rating	Customer Requirements (What) ↓						
4	Facilidad de montaje	3	9	3	1	3	3
5	Precio	1	9	3	3	3	1
3	Accesibilidad	1	9	1	1	1	3
3	Mantenimiento	1	3	1	3	1	1
5	Costo de accesorios	1	9	1	3	3	3
4	conectividad	3	9	9	3	9	9
5	precisión	3	3	9	9	9	9
Technical importance score		55	213	119	103	129	125
Priorities rank		6	1	4	5	2	3

Figura 90. Diagrama QFD para la selección del encoder tomado de autor

ACTUADORES

El actuador es un dispositivo capaz de transformar la energía en un sistema hidráulico, neumático o eléctrico en la activación de un proceso determinado con la finalidad de generar un efecto sobre un proceso automático.

Existen diferentes tipos de actuadores como lo son los neumáticos, hidráulicos y eléctricos, ahora veremos sus principales características:

	Neumático	Hidráulico	Eléctrico
Energía	Aire a presión (5-10 bar)	Aceite mineral (50-100 bar)	Corriente eléctrica
Opciones	<ul style="list-style-type: none"> Cilindro Motores de pales Motores pistón 	<ul style="list-style-type: none"> Cilindro Motores de pales Motores pistón 	<ul style="list-style-type: none"> Corriente continua Corriente alterna Motores paso a paso
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> Económicos Sencillos Rápidos Robustos 	<ul style="list-style-type: none"> Rápidos Alta relación peso/potencia Auto lubricantes Alta capacidad de carga Estabilidad frente a cargas estáticas 	<ul style="list-style-type: none"> Precisos Fiabiles Fácil control Sencilla instalación Silenciosos
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> Difícil control continuo Instalación especial Ruidosos 	<ul style="list-style-type: none"> Difícil mantenimiento Instalación especial Frecuentes fugas Costosos 	<ul style="list-style-type: none"> Potencia limitada

Tabla 16. Tipos de actuadores tomado de autor

Basándonos en la información que nos suministra la tabla anterior, podemos determinar que el mejor tipo de actuador para este proyecto son los eléctricos, debido a que son mucho más precisos, permiten una sencilla instalación, un fácil control y son mucho más económicos que sus contrapartes

a esta escala. Posterior a esto se procede a seleccionar el motor eléctrico más adecuado para los requerimientos del transelevador.

Tipo de motor	Imagen	Ventajas	Desventajas
Motor AC		<ul style="list-style-type: none"> - Variedad - Economía - Larga duración - Silenciosos 	<ul style="list-style-type: none"> - No se puede controlar la velocidad de giro. - Necesita un arrancador para poderlos poner en marcha.
Motor DC		<ul style="list-style-type: none"> - Control en la velocidad. - Los motores sin escobillas evitan el desgaste y la vibración. - Pequeño tamaño. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mayor desgaste. - Altos costos de mantenimiento. - Desgaste de las escobillas.
Motor paso a paso		<ul style="list-style-type: none"> - Económico con respecto a otros sistemas de control de movimiento. - Larga vida útil. - Excelente repetibilidad. 	<ul style="list-style-type: none"> - Baja eficiencia. - Sin retroalimentación para identificar pasos perdidos. - Gran torque solo a bajas velocidades.
Servomotores		<ul style="list-style-type: none"> - Ahorro de tiempo. - Precisión. - Elevado torque. - Costo de mantenimiento reducido. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mayor costo. - Vibraciones al no llegar al grado deseado por medio de la acción de la carga.

Tabla 17. Tipos de motores tomado de autor

1: low, 5: high	Functional Requirements (How) →	Motor DC	Motor AC	Motor paso a paso	Servo motor
	Customer Requirements - (What) ↓				
4	Facilidad de montaje	3	1	9	3
5	Precio	3	1	3	1
3	Accesibilidad	9	1	9	1
3	Mantenimiento	1	3	1	1
5	Costo de accesorios	3	1	3	1
4	conectividad	9	1	9	9
5	precisión	1	1	9	9
Technical importance score		113	35	177	109
Priorities rank		2	4	1	3

Figura 91. Diagrama QFD para la selección del actuado tomado de autor

6.2 Compra de la instrumentación y materiales para el prototipo

Nombre	Imagen	cantidad	precio unitari
Eje de apoyo SK12		4	\$ 6.178
Eje de apoyo SK10		4	\$ 8.116
Eje de apoyo SK8		4	\$ 5.000
SOPORTE PARA EJE LISO SHF12		4	\$ 8.335
VARILLA LISA ACERO PLATA 12MM		4	\$ 42.999

Tabla 18. Gastos del prototipo tomado de autor

6.3 ENSAMBLE DE TODAS LAS PARTES E INSTRUMENTACIÓN DEL PROTOTIPO

Inicialmente para el ensamblaje de los subsistemas se procedió a realizar la construcción de la placa base la cual esta echa de cemento, con un enmallado interno de varilla de 1/8.



Figura 92. Placa base del prototipo tomado de autor

Ya desmoldada esta se procede a realizar la sujeción de las bases de los ejes lineales, esto se realiza por medio de tornillos los cuales pasan de extremo a extremo, ya acomodados las bases de los ejes se procede a ensamblar los rodamientos lineales con las carcasas con los ejes lisos y a su vez con las bases acopladas a la placa base, ya ensamblado esto se procede a perforar la placa de UHM y sujetar con los rodamientos lineales ensamblados a los ejes lisos.



Figura 93. Ensamblaje de la placa base tomado de autor

Posterior a esto se toma la placa base del motor X se acopla la base y el motor, con el sistema de sin fin corona todo esto a su vez se acopla con la placa base por medio de dos acoples con un pie de amigo.

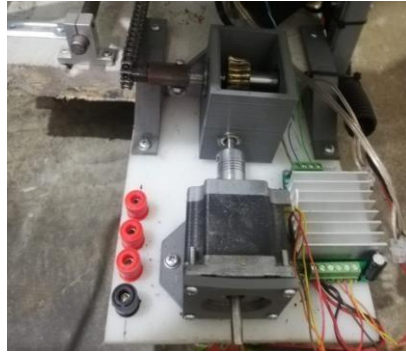


Figura 94. Ensamblaje del motor para el eje X tomado de autor

Ya realizado esto se procede a realizar la construcción del armazón en el cual se aloja el eje Z.

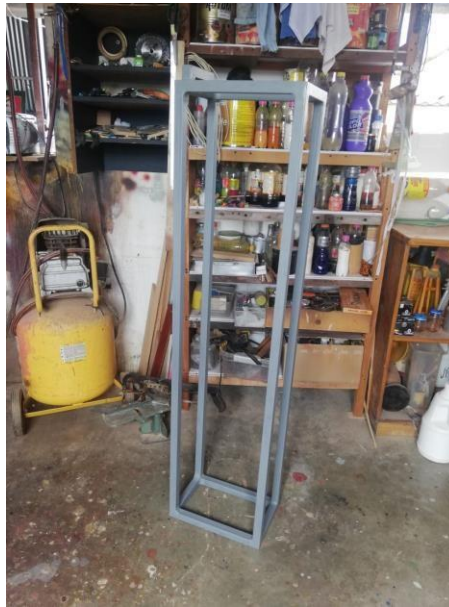


Figura 95. Armazón del eje Z tomado de autor.

Ya realizado esto se procede a ensamblarlo con la placa de UHM, posterior a esto se realiza el ensamble de los ejes lisos que van a dar recorrido sobre el eje Y con sus respectivos soportes y rodamientos lineales, a continuación de esto se procede a realizar el acoplamiento con la segunda placa de UHM con los rodamientos lineales por medio de tornillos y con los separadores.



Figura 96. Ensamblaje del sistema de movimiento para eje Y tomado de autor

En la parte superior del armazón se procede a posicionar en la parte superior otra placa de UHM en la cual se soportará el segundo sistema de sin fin corona con el motor que lo controla y así posicionar la cadena con su contrapunta ensamblada con el enconder.



Figura 97. Ensamble del sistema de transmisión en Y tomado de autor

Se procede a realizar el ensamblaje de los ejes de 10mm con las bases de estos y los rodamientos lineales y también se posiciona la cremallera sobre la placa de UHM ensamblada sobre el eje Y, posterior a esto se realiza el acoplamiento de los rodamientos lineales con la placa base Z, en esta estará posicionada la base del motor Z' y el motor Z, las dos bases para soportar las chumaceras, en estas chumaceras se posiciona el eje que soporta las palas.

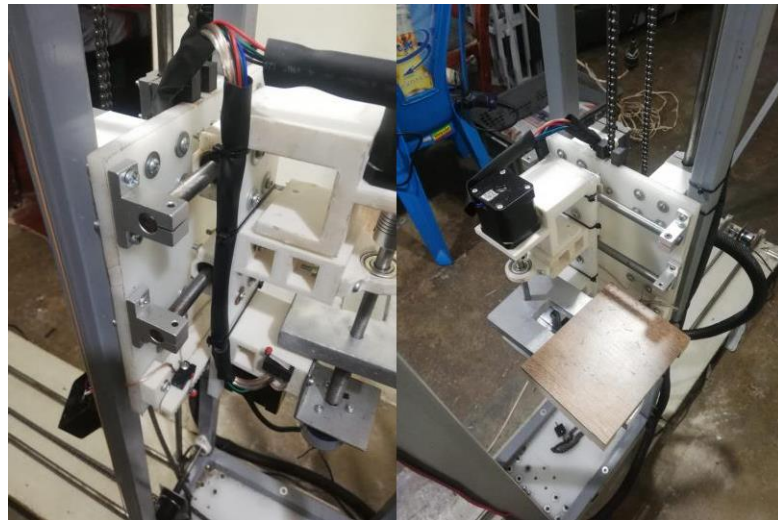


Figura 98. Sistema de movimiento en Z y Z' tomado de autor

Posterior a esto se realiza el cableado y el posicionamiento de los drivers y el PLC a lo largo del prototipo con sus respectivos acoplamientos de señales del PLC a los drivers, esto se realiza por medio de borneras que están situadas en las cajas de reparación.

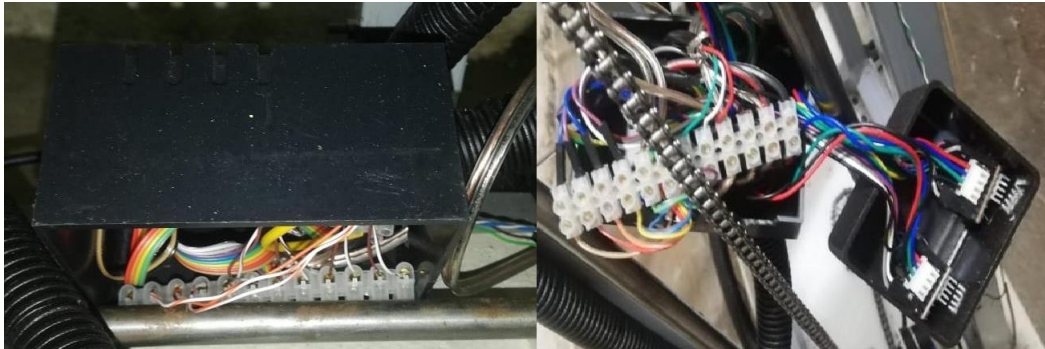


Figura 99. Cableado de las borneras y los drivers tomados de autor

6.4 DIAGRAMA P&ID

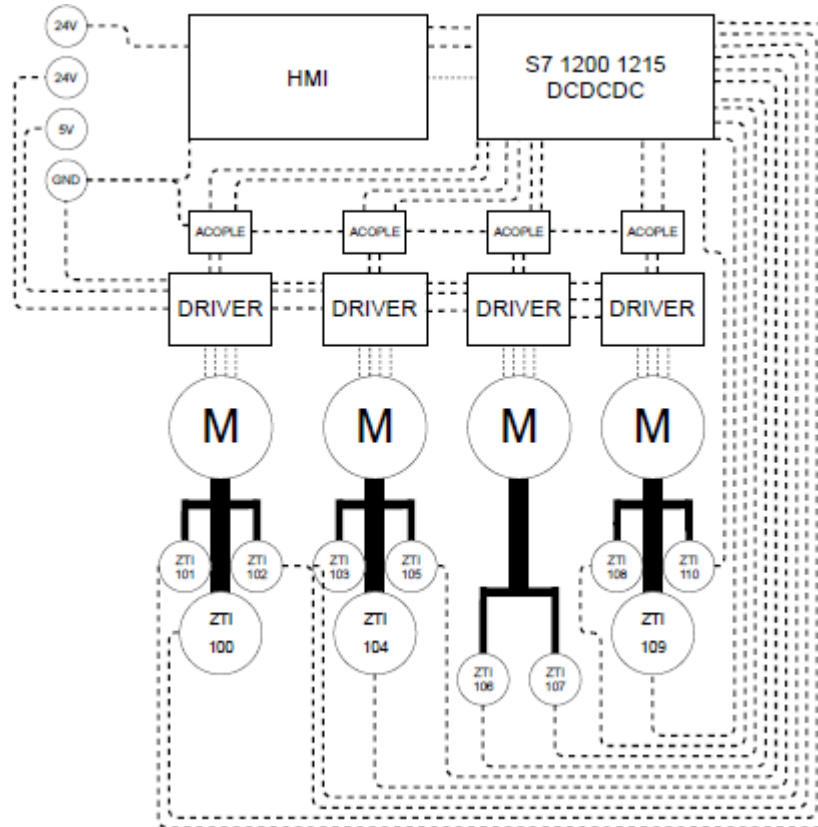


Figura 100. Diagrama P&ID del prototipo tomado de autor.

Para la realización del diagrama P&ID se realizó la revisión en la literatura de las normas ANSI/ISA de la 5.1 a la 5.5 para así dar concepción a los datos suministrados en la Figura 99.

6.5 Plano eléctrico.

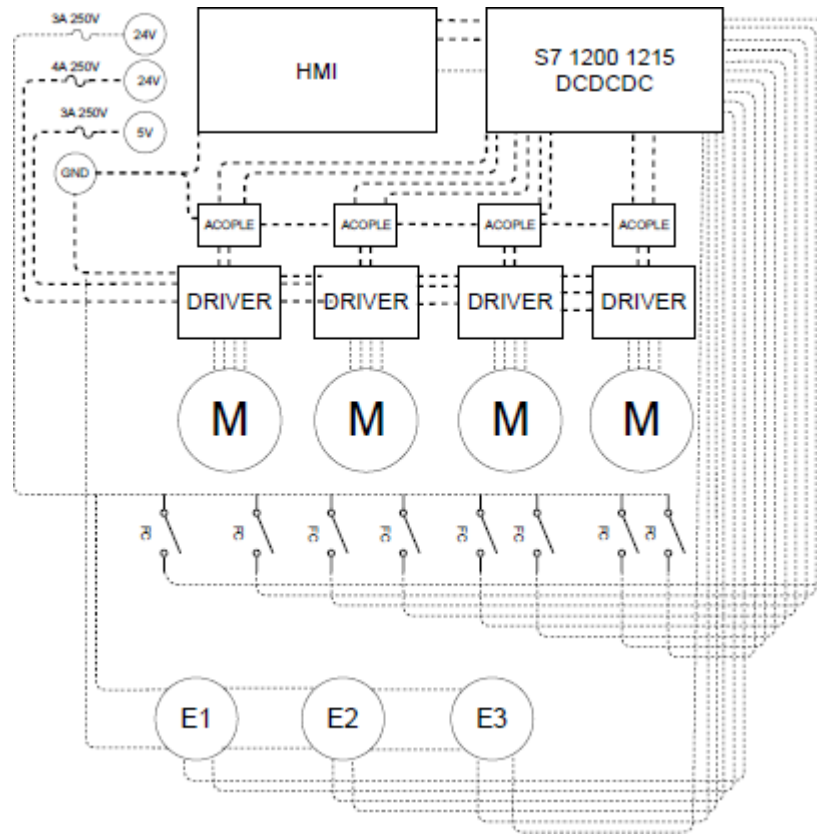


Figura 101. Plano eléctrico del prototipo.

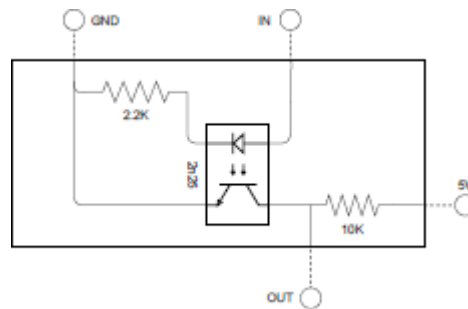


Figura 102. Plano del circuito de acople.

Para la realización del plano eléctrico se tuvo en cuenta las normas EIC 60947-3 y IEC 60269 las cuales nos definen que protecciones eléctricas podemos posicionar en los circuitos para las prevenciones de daños mayores en los componentes eléctricos y electrónicos del prototipo.

7 PROGRAMACION DEL PROTOTIPO

7.1 Programación del PLC.

Inicialmente se realizó un diagrama de flujo en el cual se especifica todas las funciones que es prototipo va a tener y como va a ser su proceso de evaluación y comprobación.

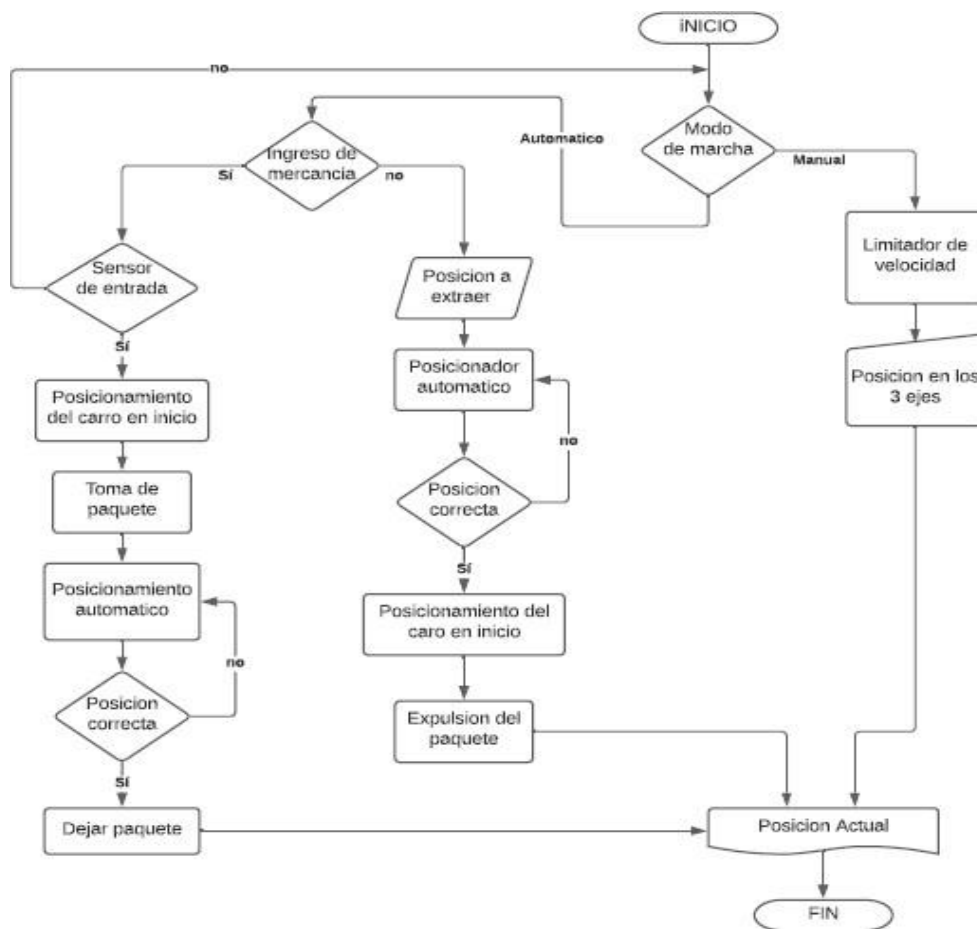


Figura 103. Diagrama de flujo correspondiente a la programación del prototipo.

Posterior a esto se procedió a realizar la programación del PLC y el HMI en el programa TIA PORTAL V15, los requerimientos iniciales fueron definición de la CPU existente en el laboratorio de automatización la cual es 1215 DC/DC/DC y en una HMI KTP700 basic, las cuales estarán conectadas en red por medio de PROFINET, para iniciar el desarrollo de la

programación inicialmente se procedido a realizar la importación del hardware utilizado para el proyecto y se procede a configurar las direcciones IP de cada uno de los dispositivos.

ya realizado esto se procede a crear los objetos tecnológicos lo cuales nos controlaran los motores y a su vez nos permiten realizar una configuración completa de los encoders que retroalimentan la posición actual del prototipo. Ya terminada la configuración de los objetos tecnológicos continuamos realizando la programación, la cual se empieza por el bloque Main en el cual estarán llamados los dos bloques de funcionamiento principal (Manual y Automático).

Anexo a esto se definió dos bloques secundarios llamado reset y referencias para aplicar el reinicio y la referenciación de los objetos tecnológicos de los ejes. Y por último se crearon las tablas de instrucciones que dan las órdenes a los ejes de cuanto moverse dependiendo de que función debe cumplir.

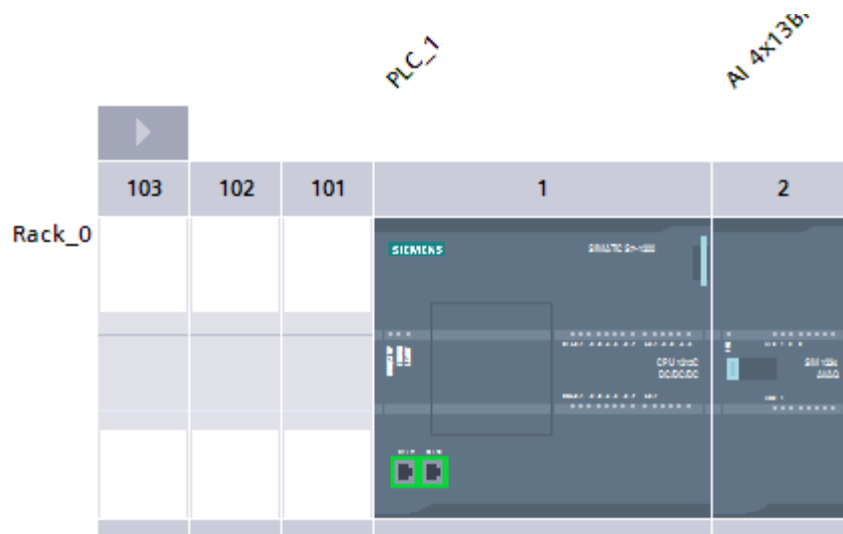
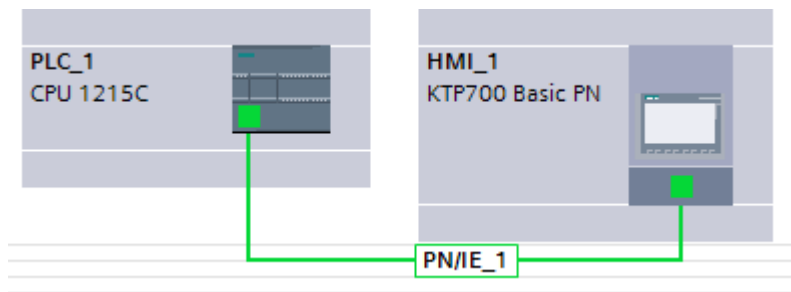


Figura 104. CPU utilizada en la programación.

En los anexos se procederá a mostrar la programación utilizada detallada.

7.2 Interfaz humano máquina.

Para la realización del interfaz humano maquina inicialmente se seleccionó la HMI que se desea utilizar y se realizó una conexión vía PROFINET al switch encargado de conectarla con el PLC.



Ya realizado esto se procede a crear la imagen principal con dos imágenes secundarias de las cuales la principal será la página de presentación del proyecto y las secundarias mostrarán los dos modos de marcha.

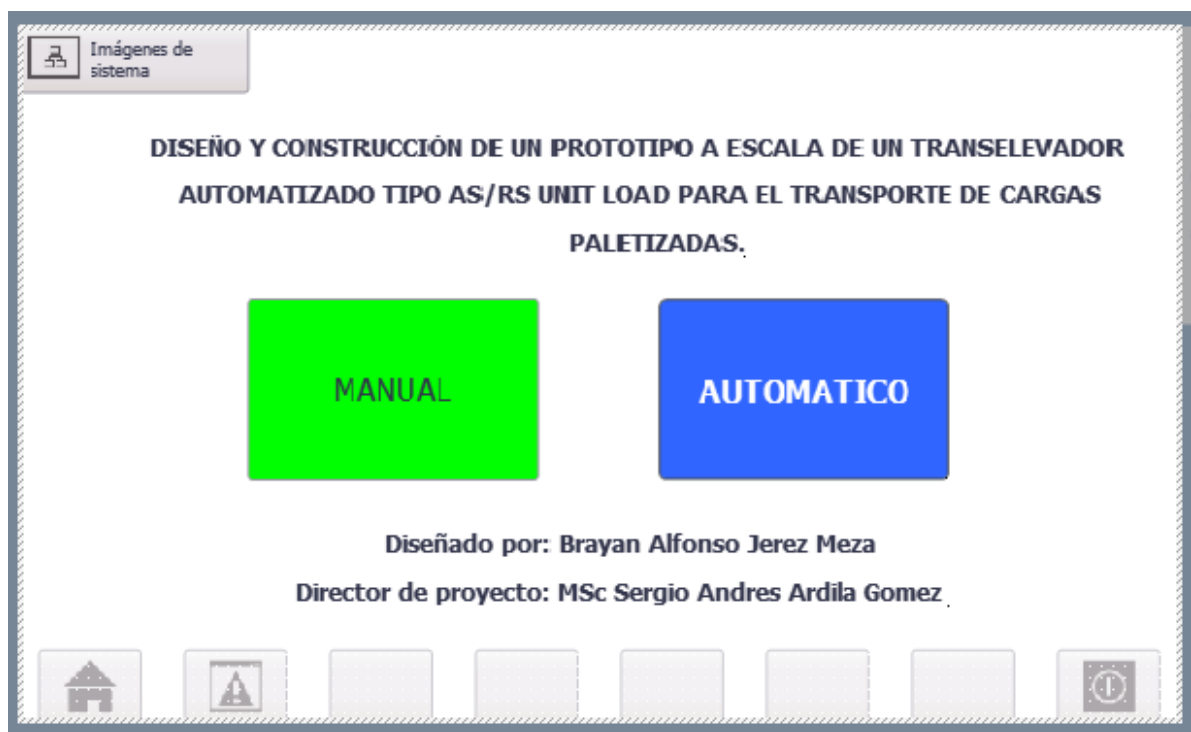


Figura 105. Imagen raíz del HMI diseñado.

Ya realizada este diseño se procede a realizar el completo diseño del modo manual en el cual vamos a observar las imágenes de los 4 ejes que comprenden el prototipo con sus respectivos pulsadores de activación de cada movimiento, a su vez también estará presente los pulsadores de inicio y parada con las lámparas de encendido, apagado y estado de error, anexo a esto también se crearon una serie de objetos que envían una alarma de estado de error presente.



Figura 106. Imagen del HMI correspondiente al modo manual.

Por último, se realizará el diseño de la imagen del modo automático, esta consta de los pulsadores de inicio y parada de emergencia, anexo a esto se observan la baliza la cual nos indica si el proceso esta en funcionamiento o en parada, a continuación se presentará el selector el cual nos indica en cual de los bloques esta la posición (Bloque A, Bloque B), en la parte inferior derecha se observa el selector de ejecución, el cual nos dice si se va a realizar el proceso de ingreso o el proceso de expulsión de la carga, ya seleccionados los parámetros anteriormente mencionados se procede a dar el botón de ejecutar para así dar inicio al proceso seleccionado.

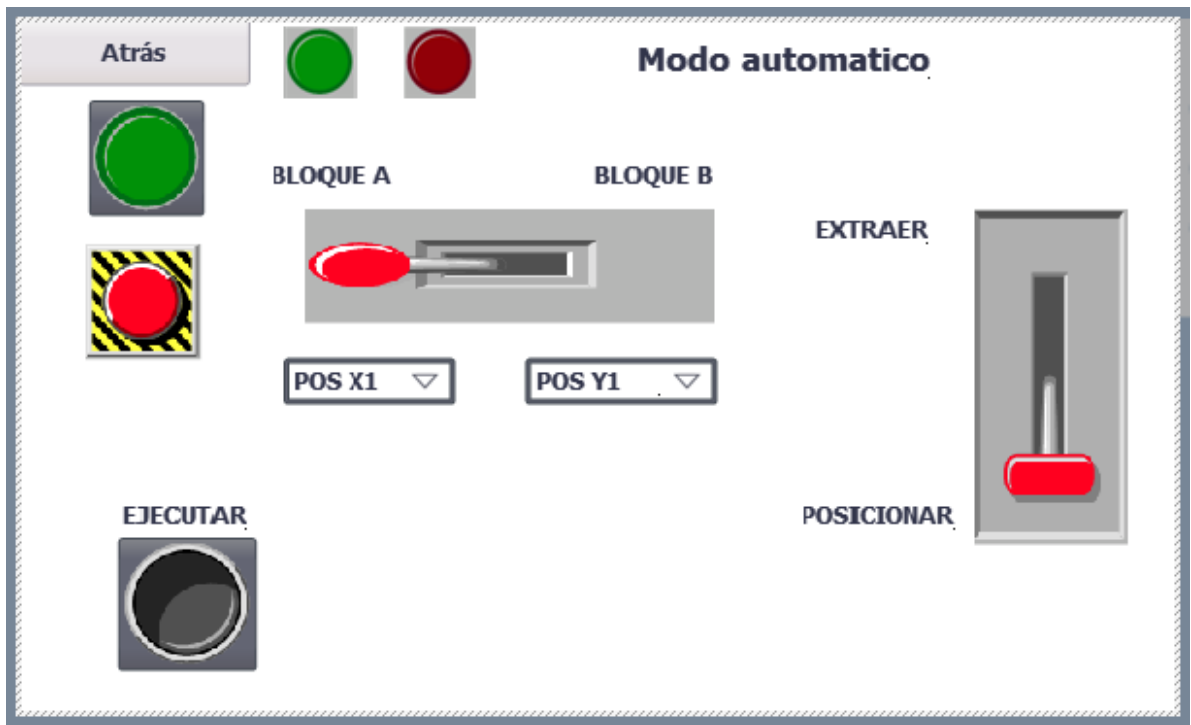


Figura 107. Imagen del HMI correspondiente al modo automático.

8 VALIDACIÓN DEL CORRECTO FUNCIONAMIENTO DEL PROYECTO

8.1 Maqueta del espacio de trabajo

Inicialmente se realizó el diseño base de la maqueta en el cual se tomaron las medidas del pallet a utilizar la cual se basó en una escala 1 a 9 de un pallet americano.

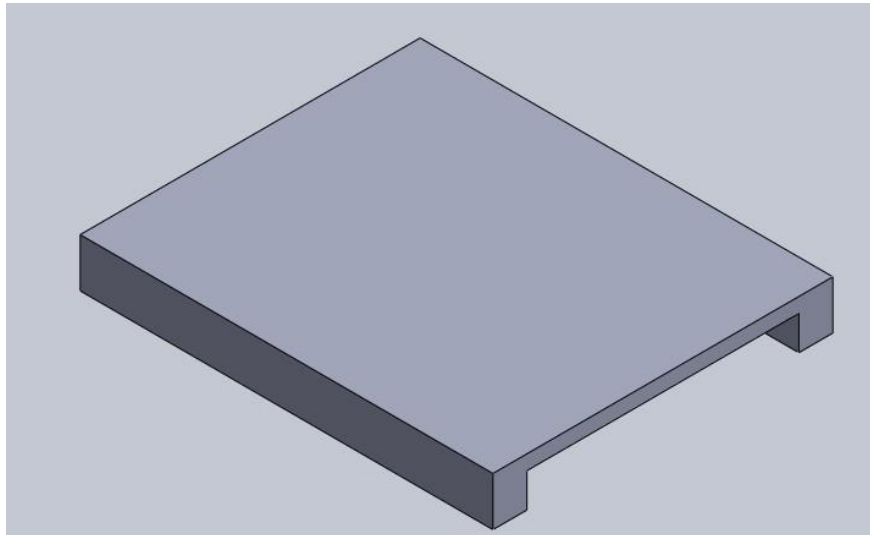


Figura 108. Diseño del pallet tomado de autor

Ya realizado el diseño de este se procede a realizar la construcción del pallet y así poder desarrollar el proceso de programación y verificación del prototipo.



Figura 109. Pallet construido tomado de autor

Ya construido y consolidado la construcción del pallet se procede a realizar el diseño de los racks en los cuales se posicionarán las estibas, el cual debe estar posicionado a cada lado con su respectiva estación de entrada y salida.

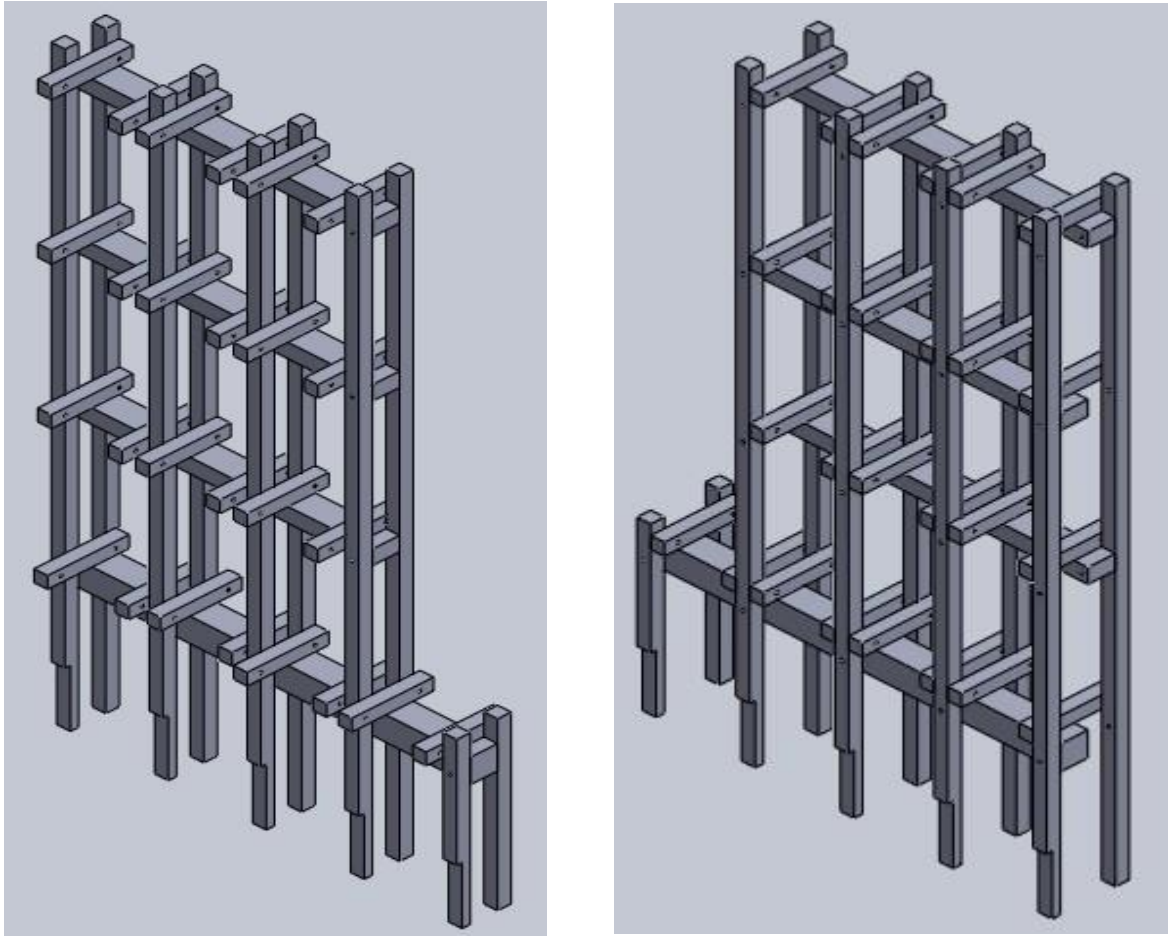


Figura 110. Diseño de los racks tomado de autor

Ya realizado el diseño se procede a realizar la construcción de la maqueta en la cual inicialmente se hacen los eslabones verticales con los raíles para posicionar los pallets.



Figura 111. Rack construido tomado de autor

Posterior a esto se procede a realizar la unión de los eslabones por medio de las barras horizontales y se procede a pintar los racks y así terminar la construcción de la maqueta.



Figura 112. Racks contruidos y pintados tomado de autor

8.2 Pruebas y correcciones para asegurar el correcto funcionamiento del prototipo.

Inicialmente se tiene como base que los subsistemas del prototipo están funcionando, pero este no se encuentra consolidado, entonces se procederá a realizar las conexiones de comunicación entre el PLC y el HMI, esto se realizara por medio de un switch el cual su función es enlazar los dispositivos por medio de conectores RJ45, a su vez este también estará conectado al computador en el cual está cargado el programa del PLC, la arquitectura de la red será mostrada a continuación.



Figura 113. Arquitectura de red.

Ya generada la red procedemos a conectar el panel frontal del dispositivo en el cual se tienen los terminales tipo banana en los cuales están situadas las salidas de los finales de carrera, los encoders y las entradas de los diferentes drivers de motores, anexo a esto en este panel también se sitúan las entradas de alimentación del prototipo y las protecciones de estas entradas de voltaje.

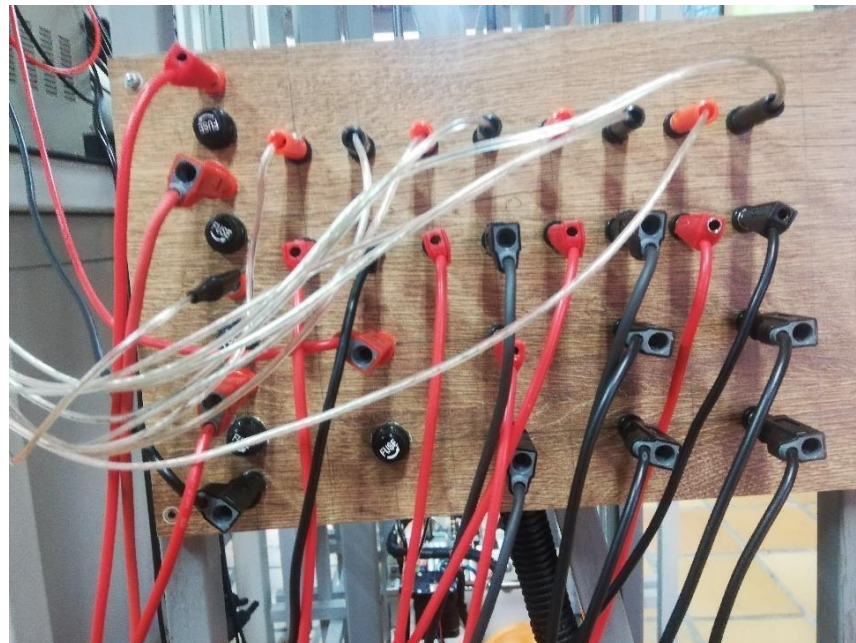


Figura 114. Conexiones del panel frontal del prototipo.

Ya terminado esto se procede a realizar una prueba individual de funcionamiento por medio de la puesta en marcha, esta se realiza por medio del objeto tecnológico ya que es una de las opciones de diagnóstico que el maneja.

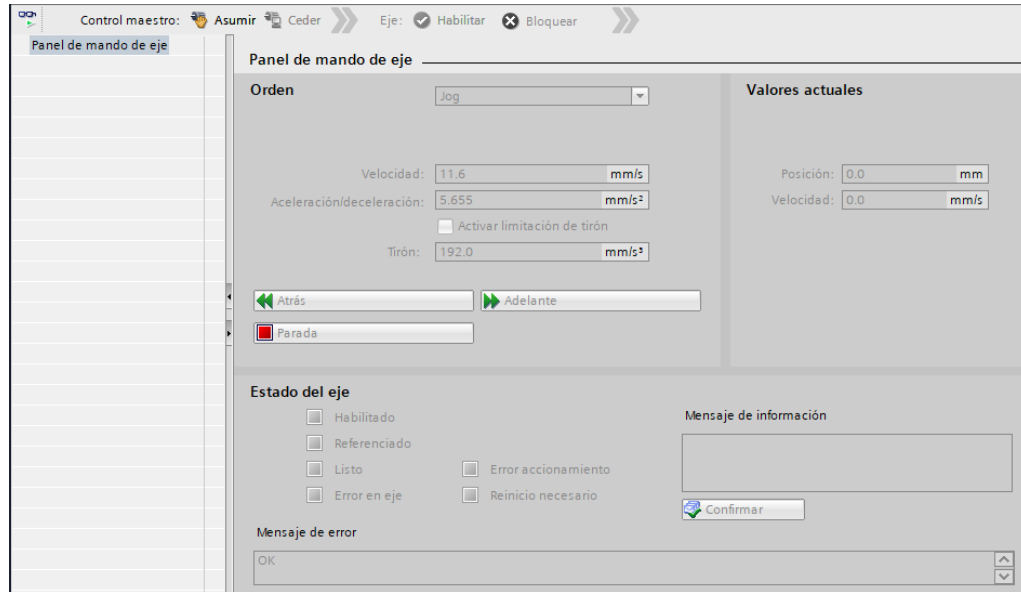


Figura 115. Puesta en marcha del eje 1.

Con esta opción uno puede probar el movimiento libre del eje, la cantidad de movimiento y el proceso de referenciación del eje. Ya probadas las opciones anteriores se procede a ceder el control maestro y a ejecutar el programa de usuario y posterior a esto solo se podrá ver el estado del eje por medio de la ventana de diagnóstico, la cual nos muestra los estados del eje los errores de este y los estados de los finales de carrera.

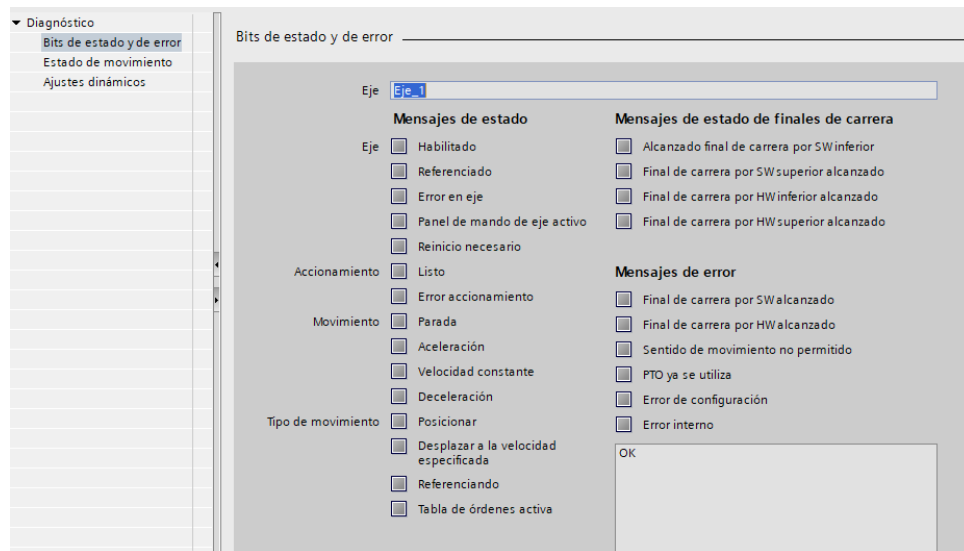


Figura 116. Diagnóstico del eje.

Ya observado todos los anteriores ítems se procede a realizar la puesta en marcha general la cual podrá ser observada en el video de evidencia.

9 Conclusiones.

- Se pudo observar que al realizar el diseño construcción y programación del AS/RS se puede demostrar que este se puede incorporar fácilmente en un entorno industrial debido a su reducción en el uso de espacio y velocidades de posicionamiento y extracción.
- La mejor forma de obtener una precisión mayor en el prototipo es cambiar los sistemas de cadenas por fijaciones mecánicas solidas como tornillos de potencia o realizar un cambio de sensores a sensores laser para medir la distancia con una precisión de micras.
- Al utilizar el modelo de objetos tecnológicos se proporcionado por el PLC se obtuvieron ventajas en la creación del código de programación debido a que este se encargaba de enviar los trenes de pulsos y los diversos cambios de sentido con respecto a las definiciones del código.
- Se observo que la lógica de activación de los drivers de los motores evita a totalidad daños por malas conexiones, esto se debe a que funciona con lógica inversa (con señales de 0V), y debido a que el PLC tiene la imposibilidad de enviar un 0V se realizó el circuito de acoplamiento para que esto fuera posible.
- Se dedujo que el calor emanado por los motores era equivalente a la cantidad de corriente a la cual estaba configurada el driver así que se decidió trabajar los motores con valores bajos de corriente para así extender su vida útil y evitar daños internos en estos.
- Se analizo que realizar la automatización de un proceso industrial tan delicado como este se obtienen grandes beneficios tanto económicos como logísticos, debido a que se reducen a casi 0 las probabilidades de generar accidentes por parte de errores humanos.

10 BIBLIOGRAFÍA

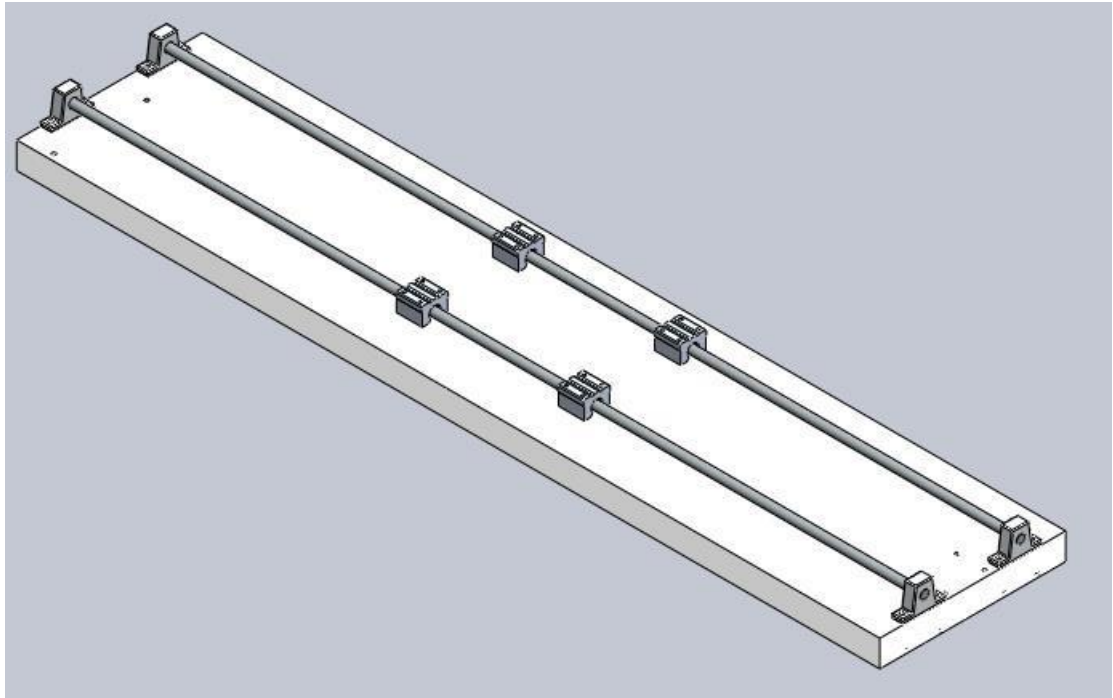
- [1] C. B. Pineda, «Transelevador para cargas paletizadas de 1000 Kg,» Universidad Politécnica de Catalunya, Catalunya, 2003.
- [2] J. A. S. Varela, «Robots en los archivos: Criterios de uso y rentabilidad,» International Preservation News, nº 57, pp. 35-40, 2012
- [3] M. G. Rubén, «Diseño y calculo de un transelevador para un almacén automatizado de carrocerías,» Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2012.
- [4] R. Anturi, «Automatización de almacenes mediante el uso de transelevadores en empresas de consumo masivo en Colombia.,» Universidad Militar de Nueva Granada, Bogotá, 2015.
- [5] J. V. J. A. María Peris, «Sistema de almacenamiento masivo Automatizado a través de transelevadores,» Universidad Piloto de Colombia, Bogotá D.C, 2015
- [6] V. Casares, «Modelado de transelevador Automatic Warehouse Studio(AWS),» Universidad de Oviedo, Oviedo, 2018
- [7] MECALUX, «Almacén automático: definición y niveles de automatización,» 14 12 2018. [En línea]. Available: <https://www.mecalux.com.co/blog/definicion-almacen-automatico>. [Último acceso: 20 01 2020]
- [8] S. L. Spa, «SYSTEM LOGISTICS,» [En línea]. Available: <http://www.systemlogistics.com/eng/>. [Último acceso: 20 01 2020]
- [9] V. Sitema, «Transelevadores Viastore,» desde 1970. [En línea]. Available: <https://www.viastore.com/es-es/sistemas-logistica-interna/transelevadores/>. [Último acceso: 20 01 2020]
- [10] M. Jiménez, «Principios del método de análisis por elementos finitos y descripción del algor FEA.,» Bibliotecas UDLAP, Puebla, 2004
- [11]R. Espinoza, «Sistemas de Transmisión de Potencia,» 2015.

11 Anexos.

11.1 Modelo CAD.

Eje X.

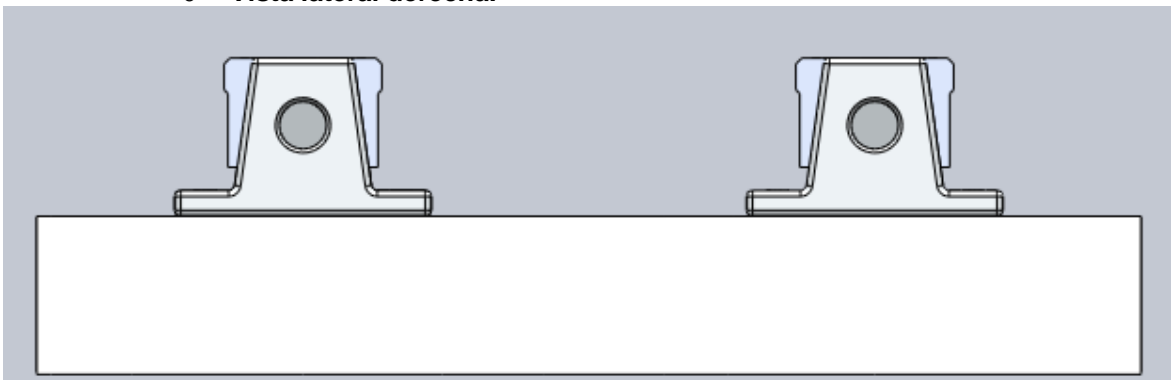
○ Vista isométrica.



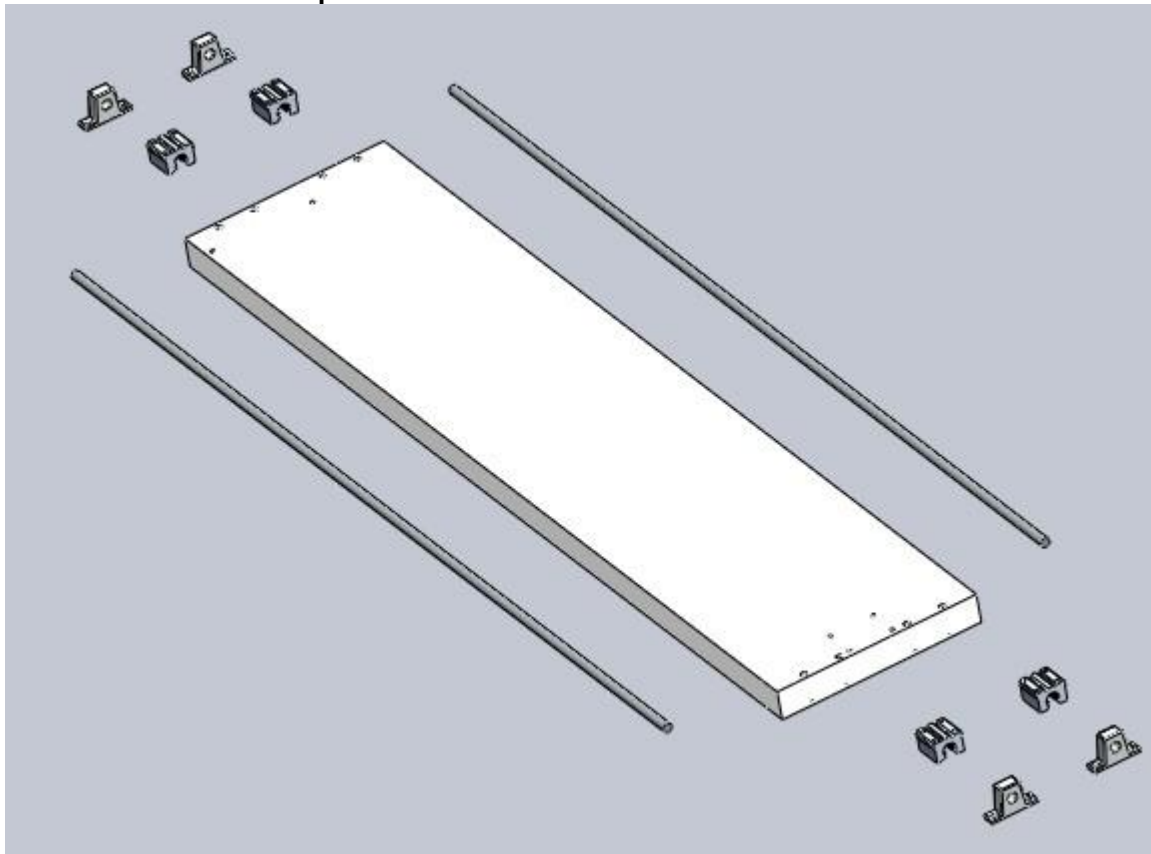
○ Vista Frontal.



○ Vista lateral derecha.



○ **Vista explosionada.**

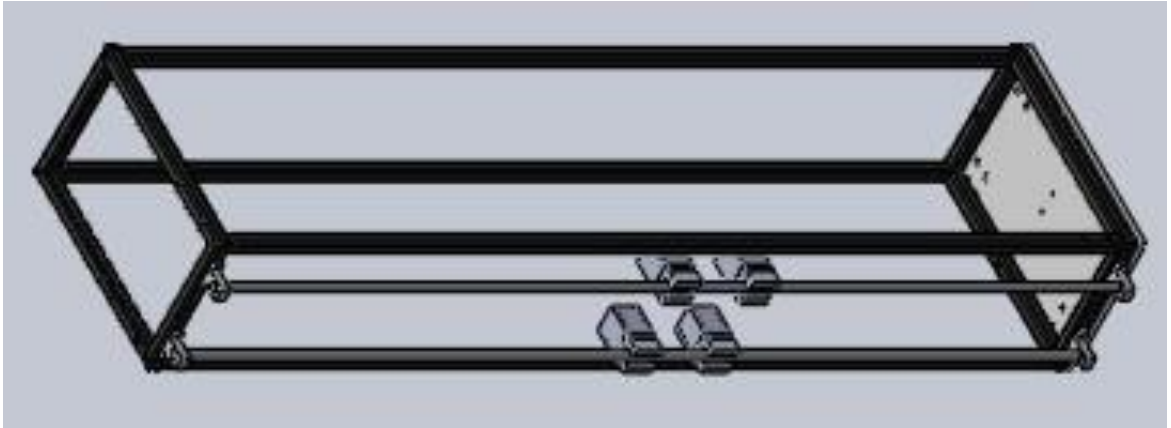


○ **Lista de materiales**

N° de elemento.	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Plancha base de 1.2m x 20cm x 2cm	1
2	RO-LI-SBRUU-12	4
3	Soporte eje	4
4	Eje X	2

Eje Y

- **Vista isométrica**



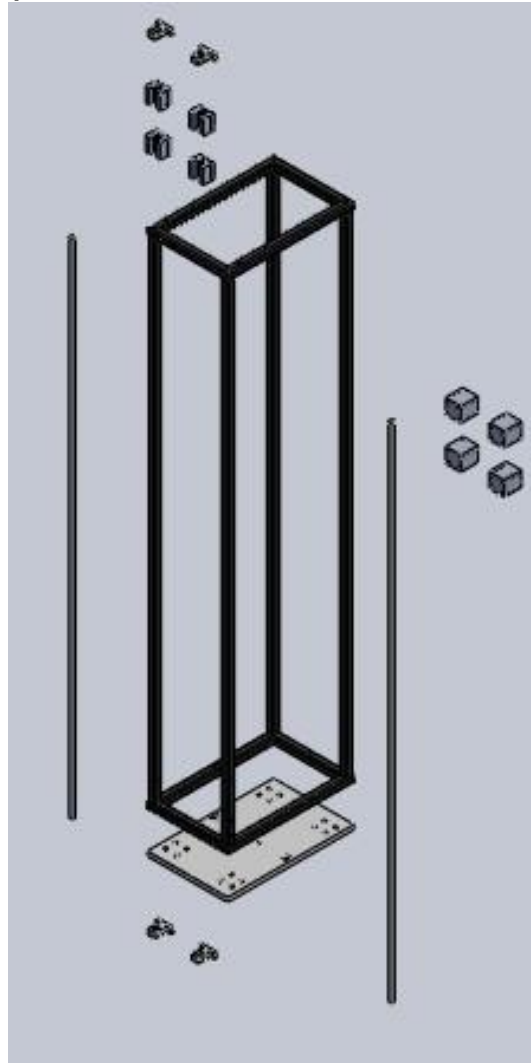
- **Vista frontal**



- **Vista lateral derecha**



○ Vista explosionada

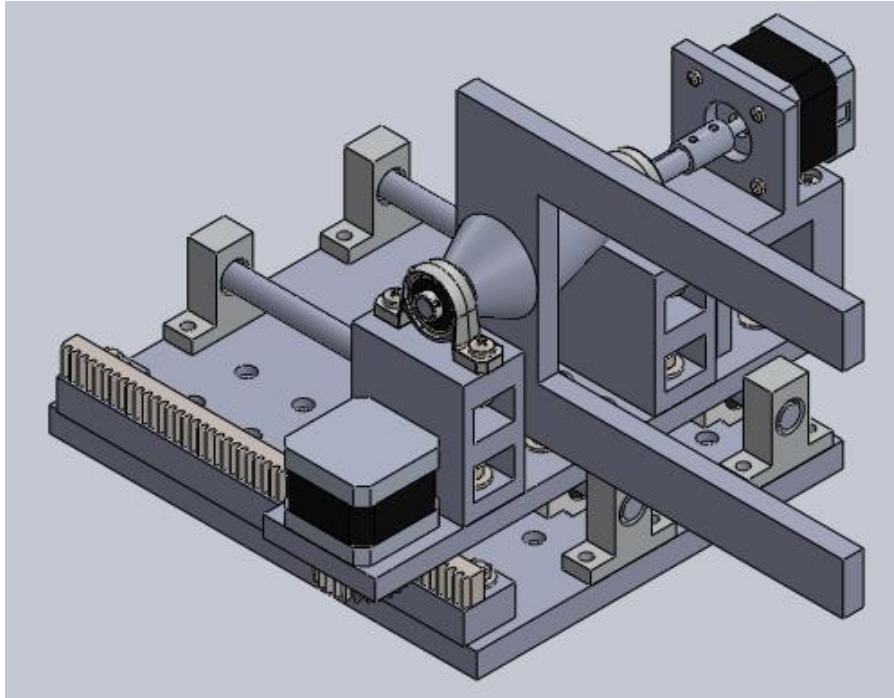


Lista de materiales

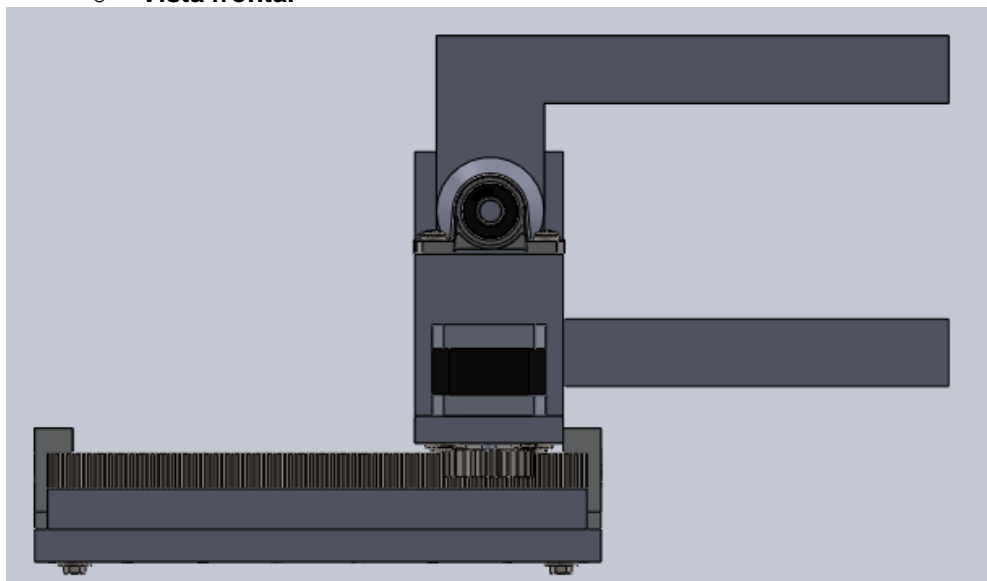
N° de elemento.	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Base de 25cm X 20cm x 1cm	1
2	Armazón	1
3	RO-LI-SBRUU-12	4
4	B18.22M	3
5	B10.24.1M	1
6	EJE Z	2
7	Soporte eje 12	4
8	Suplemento	4

Eje Z y Z'.

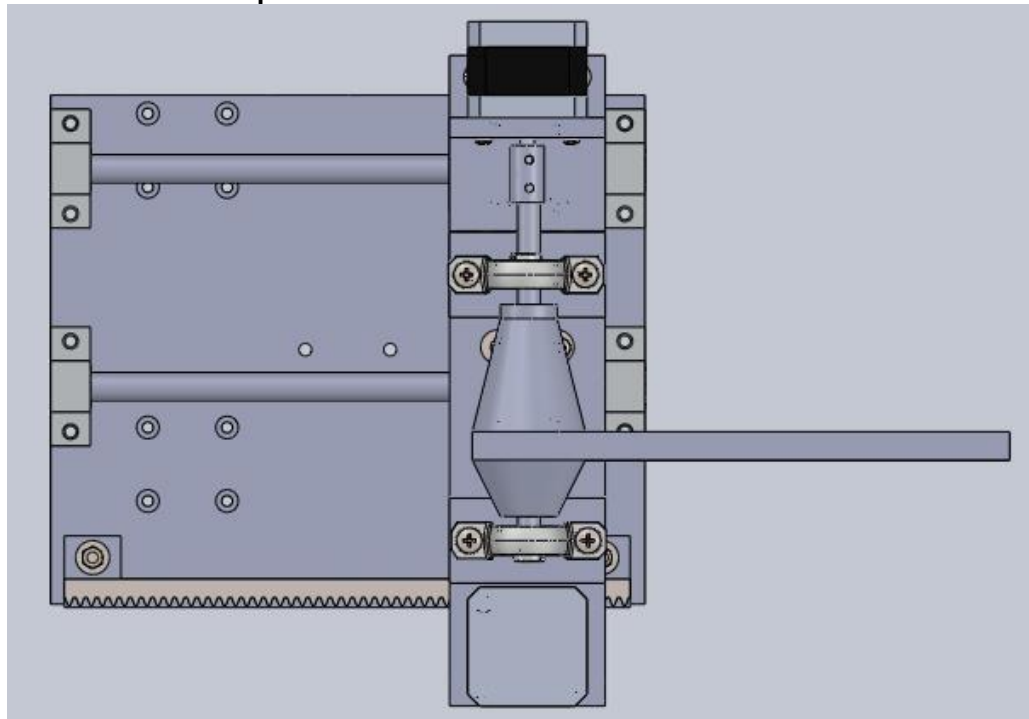
- Vista isométrica.



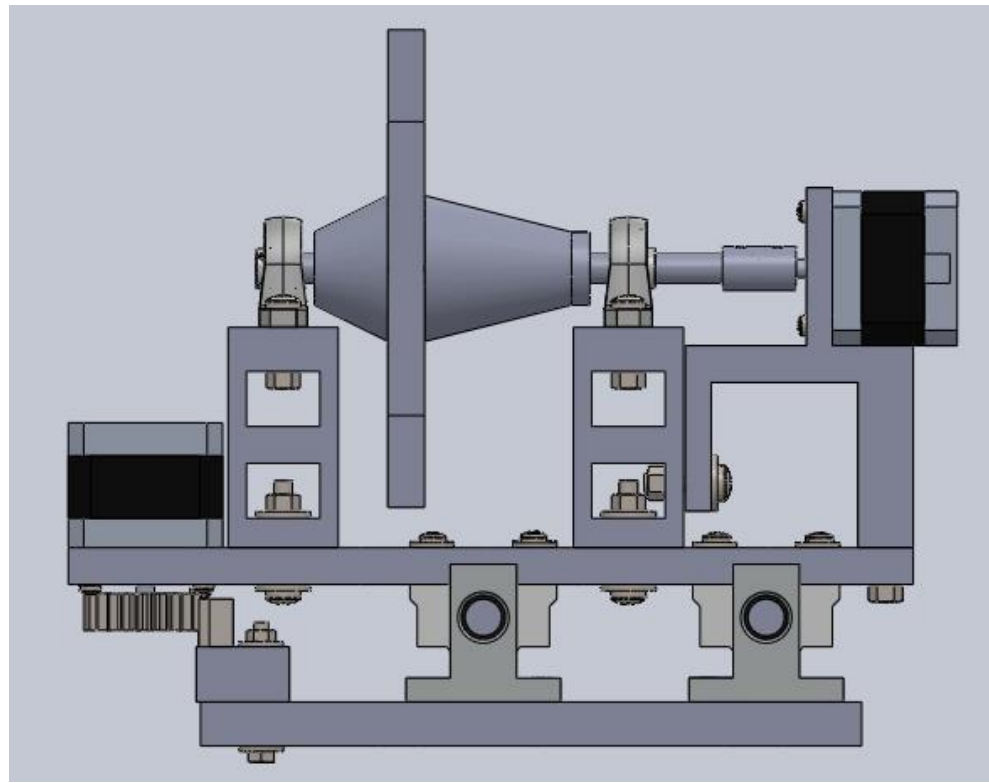
- Vista frontal



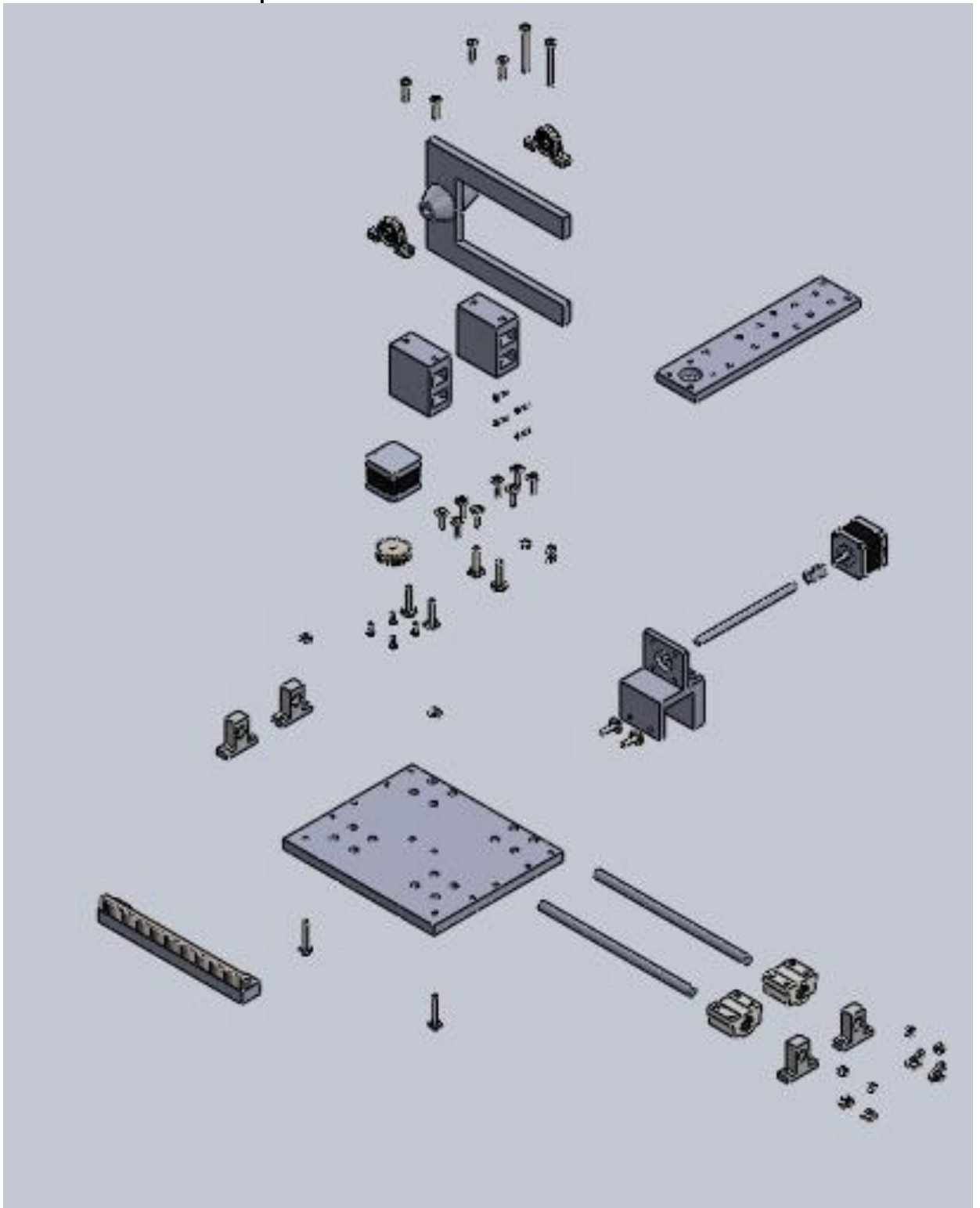
○ Vista superior



○ Vista Lateral derecha



○ Vista explosionada

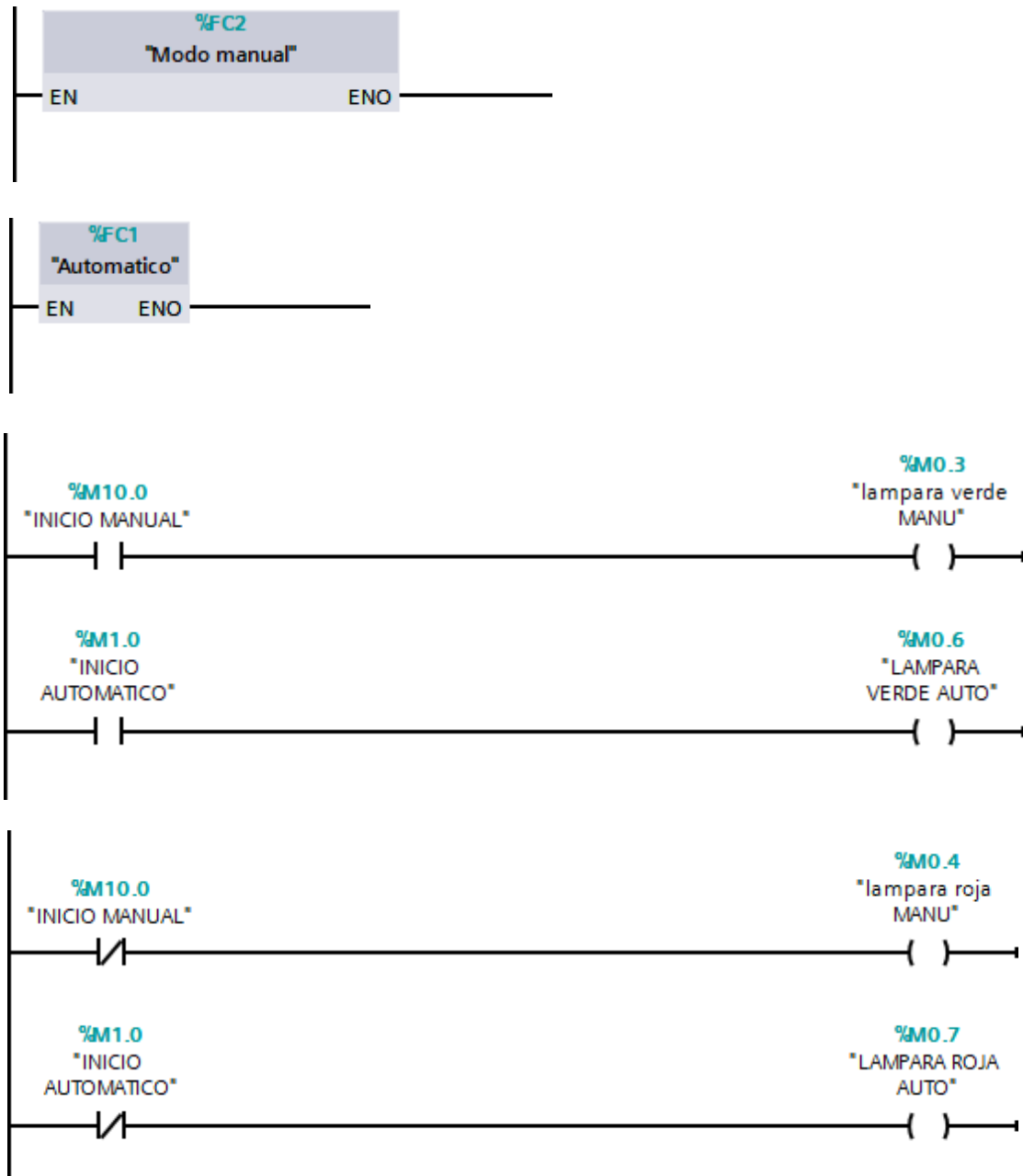


○ **Lista de materiales.**

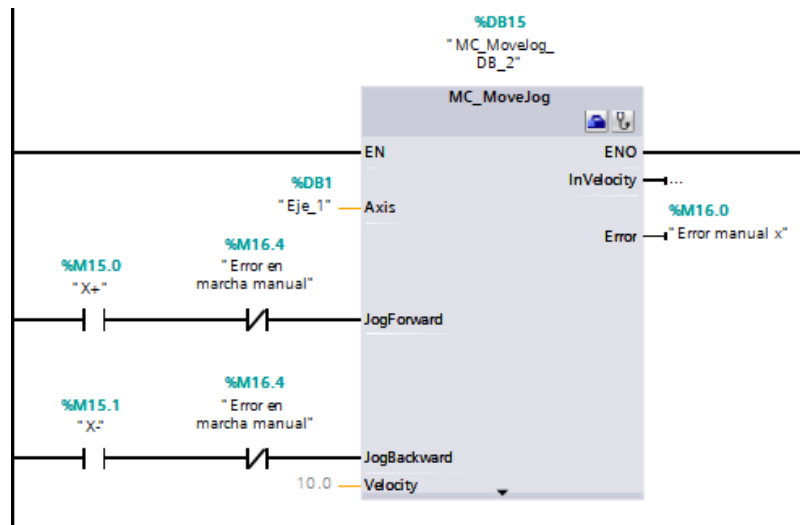
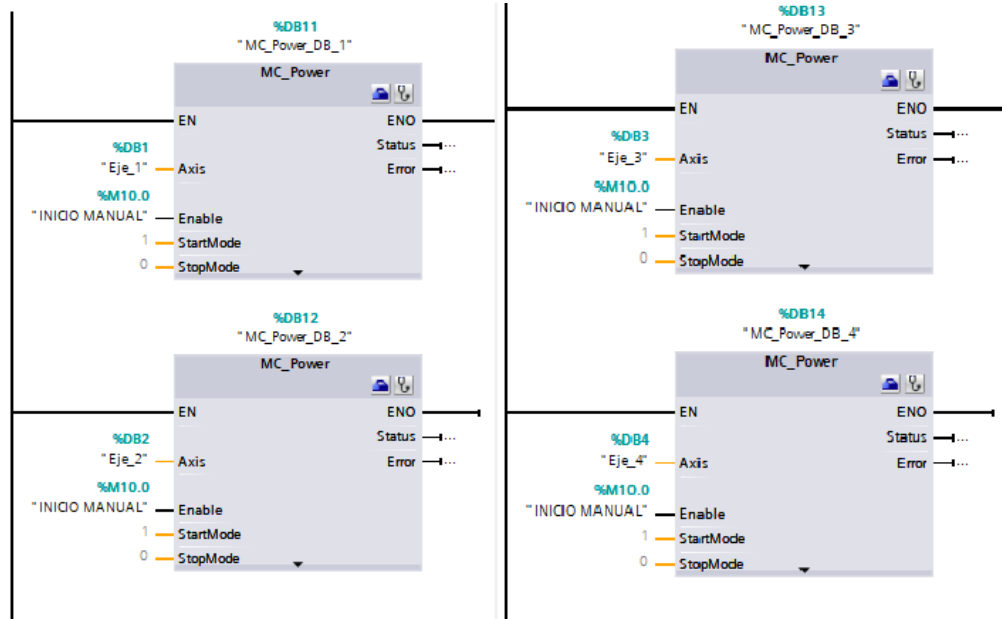
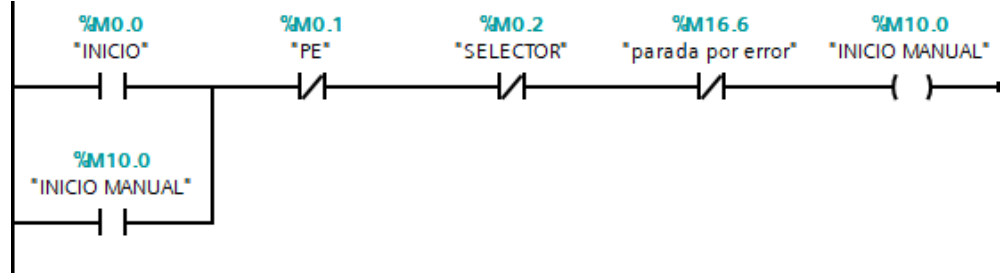
N° de elemento.	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Placa lateral 15 x 1.2 x 5	1
2	Soporte eje 12	4
3	Eje de 10 mm	2
4	Sc-10-uu	2
5	cremallera	1
6	Metric-rack-spur-rectangular 1.25m 20	1
7	Metric-spur gear 1.25M	1
8	B18.6.8M-M3x0.5x10	4
9	B18.22M-PLAIN 4MM	12
10	B18.6.7M-M4X0.7X35	2
11	B18.2.4.1M HEX NUT	2
12	B18.6.7M-M3.5X0.6X20	8
13	KP08	2
14	608RS	2
15	NEMA 17 HS3430	2
16	BASE PASO A PASO	1
17	Eje de 8mm	1
18	Acople 5x8	1
19	B18.6.7m m5x0.8x50	2
20	B18.6.7m – m3 x0.5x13	4
21	Palas	1
22	Apoyo palas	11
23	Apoyo palas superiores	1
24	Placa base z	1
25	B18.22m plain washer	10
26	B18.6.7m-m5 x0.8x30	4
27	M18.6.7m-m5x0.8x20	6
28	B18.2.4.1m hex nut	13

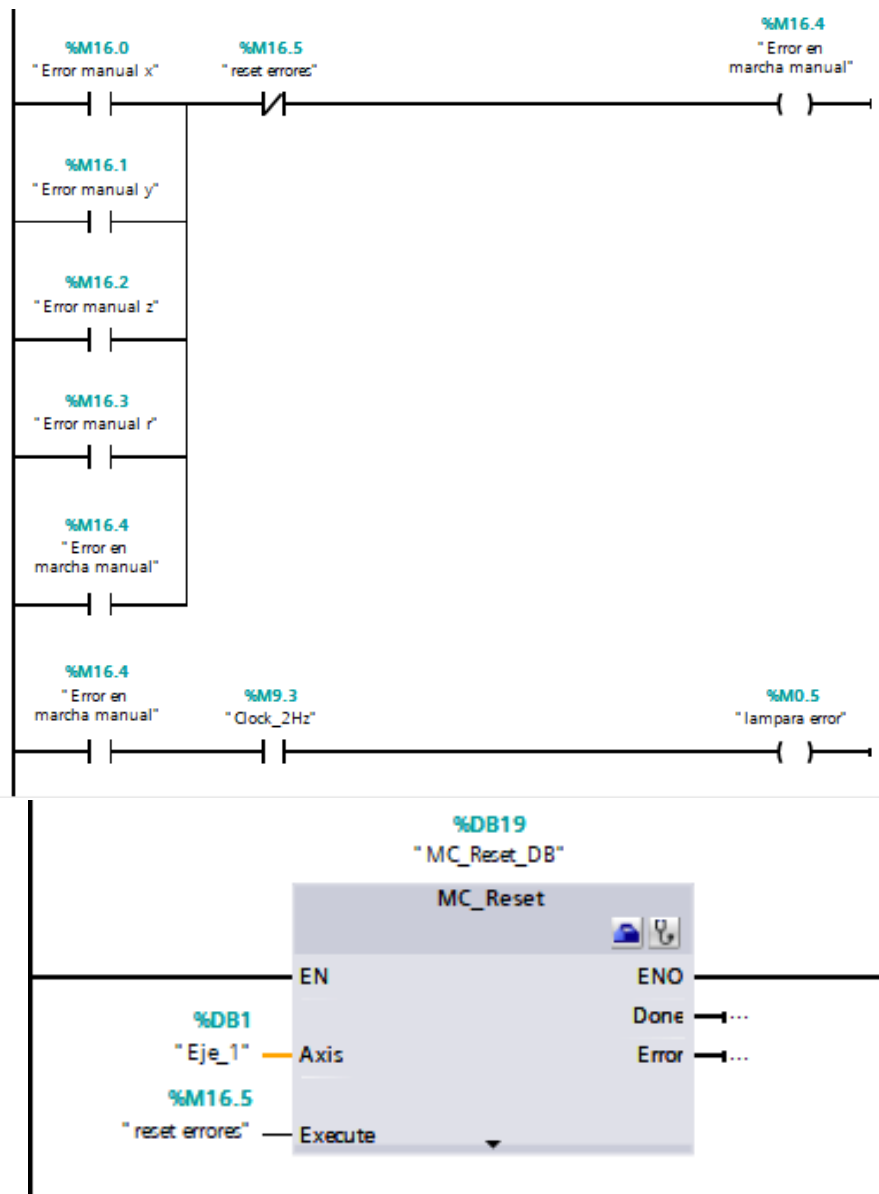
11.2 Programación.

Bloque Main.

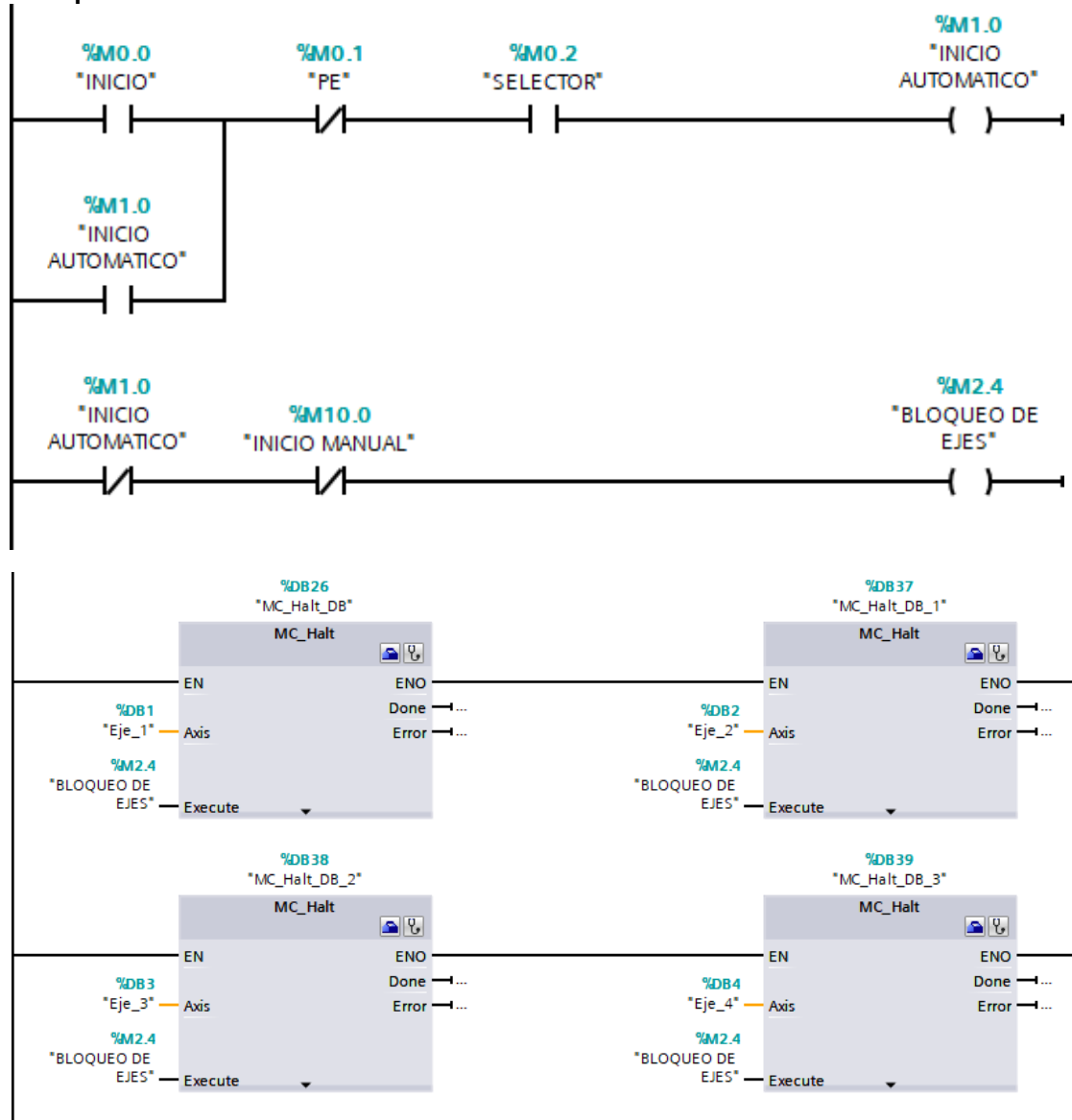


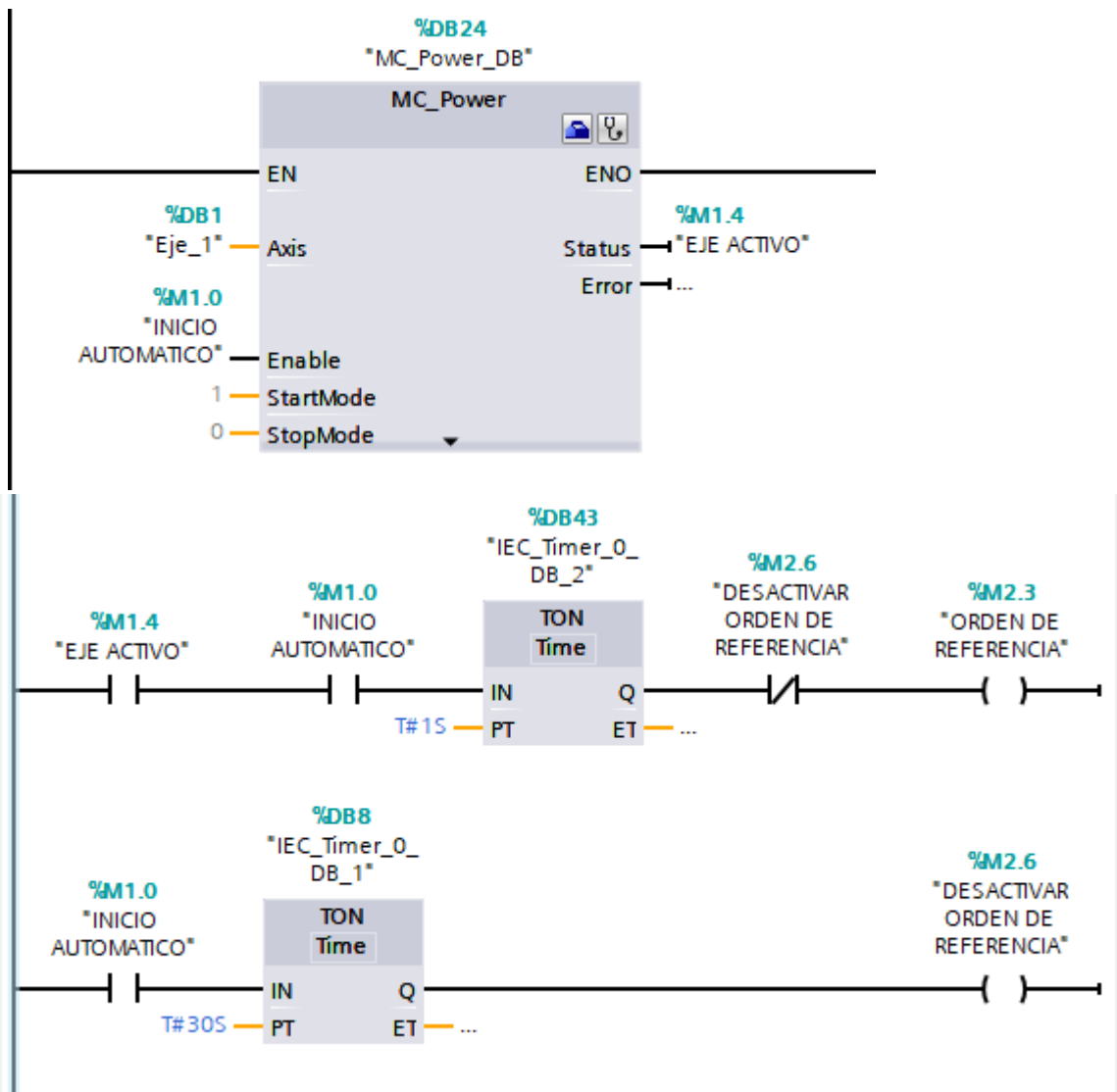
Bloque manual.

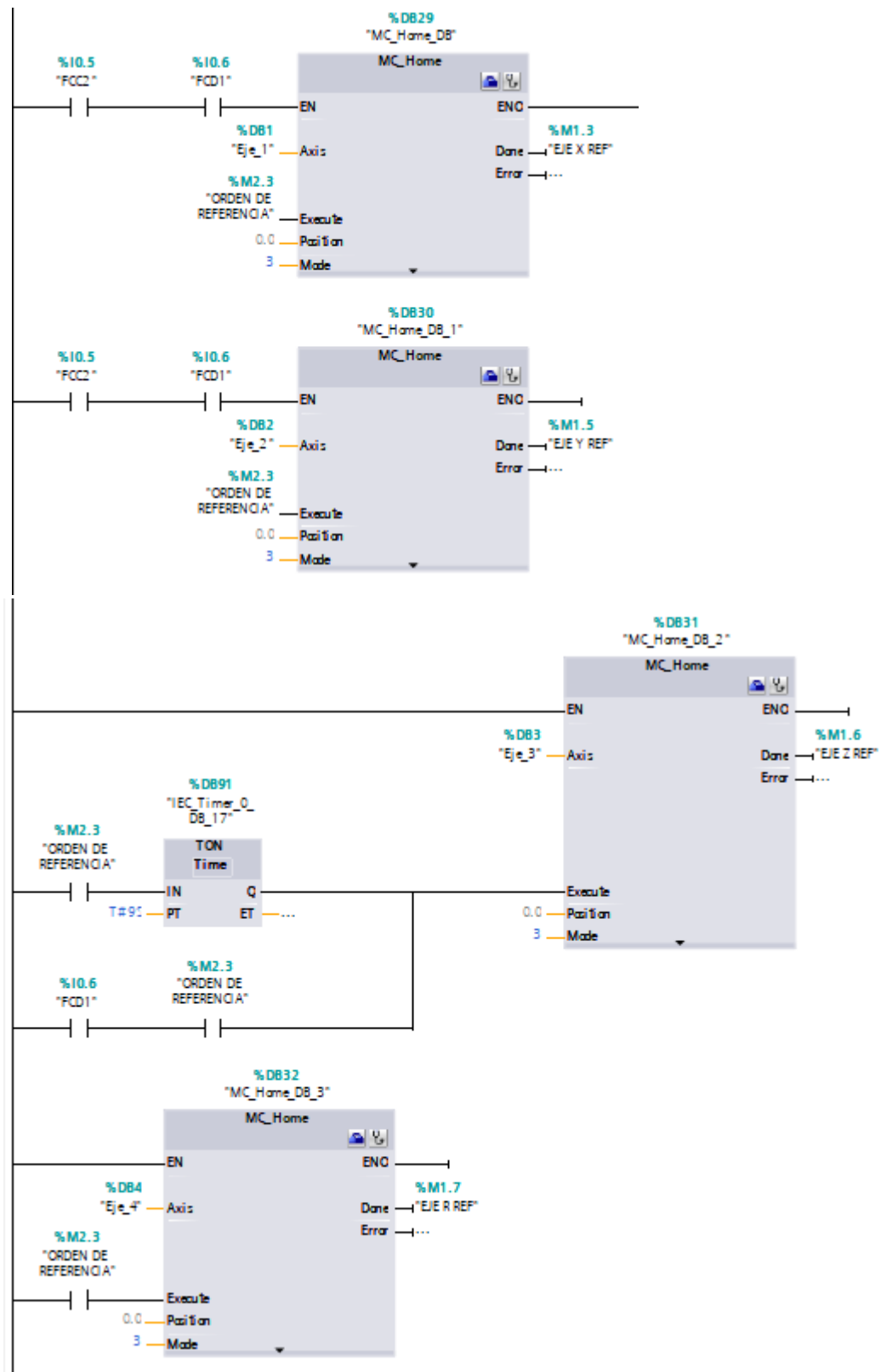


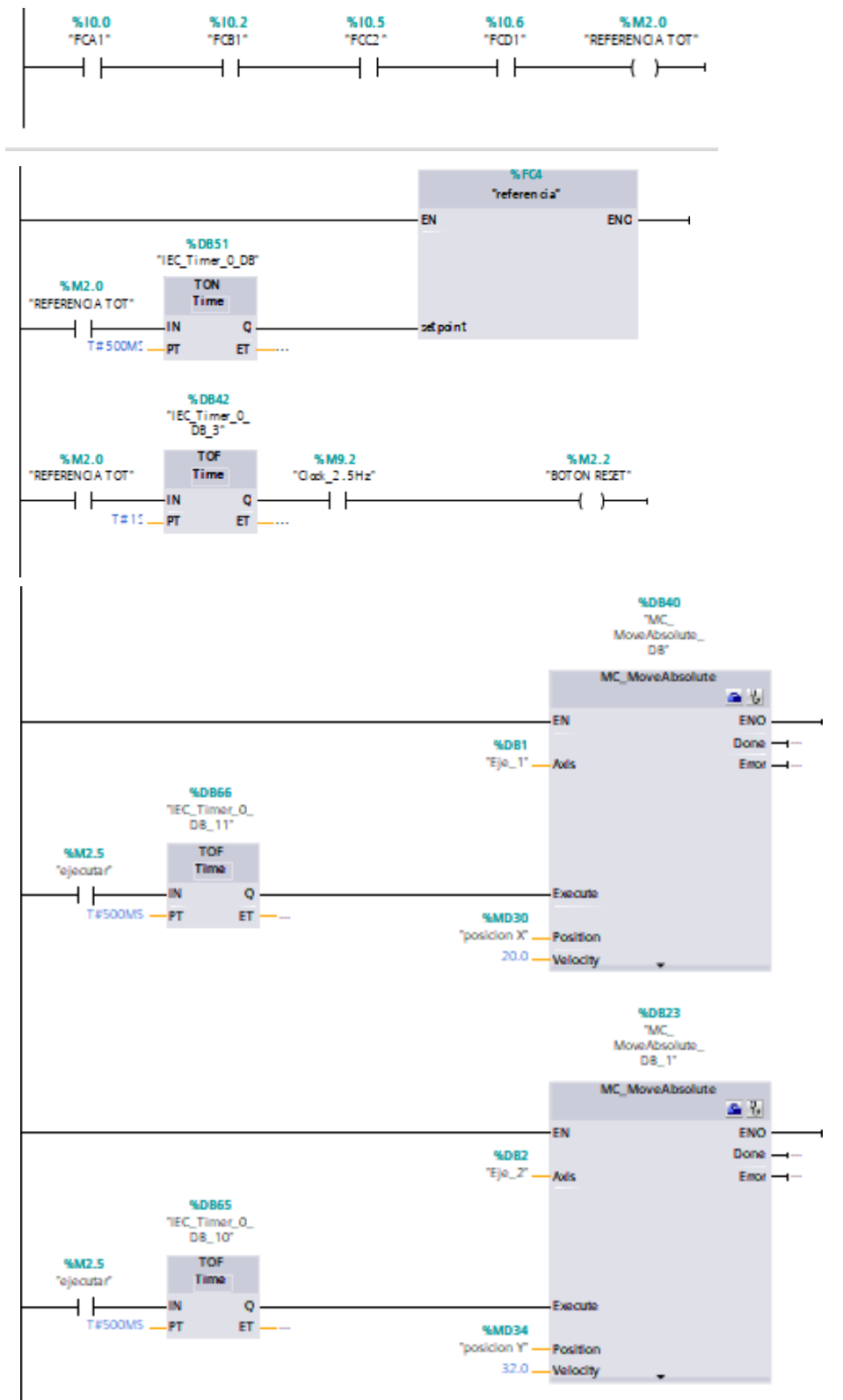


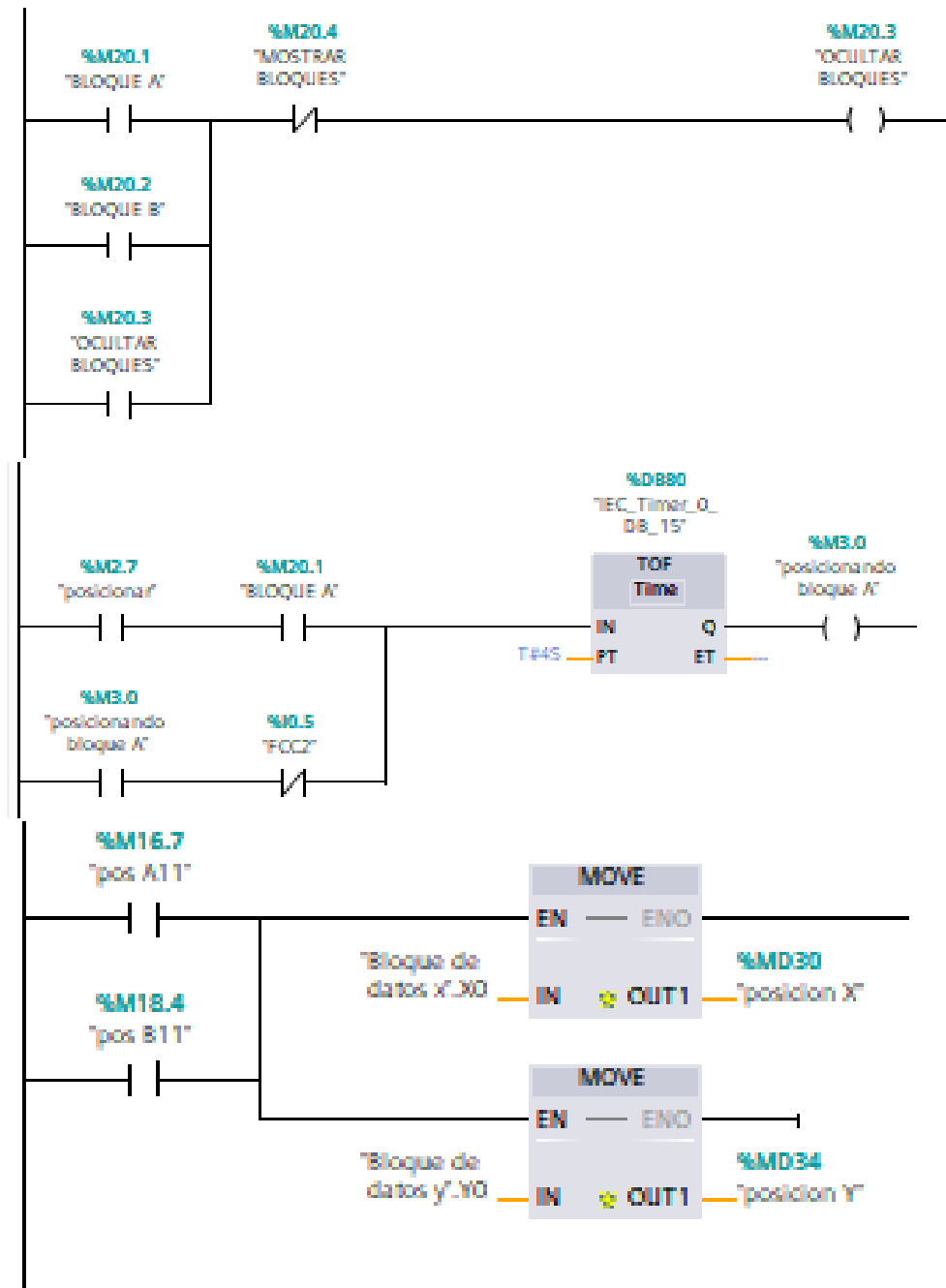
Bloque automático.

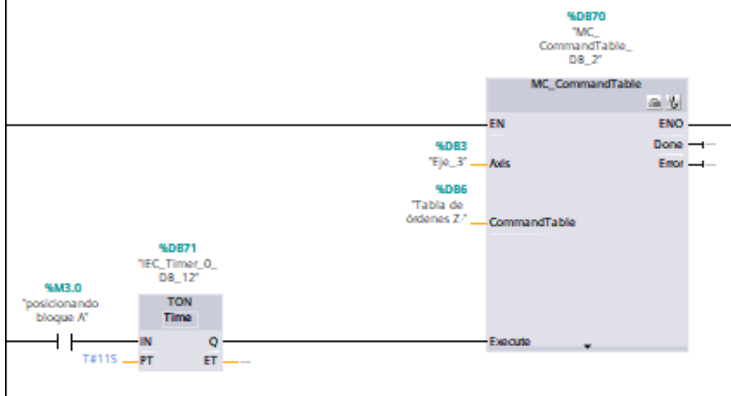
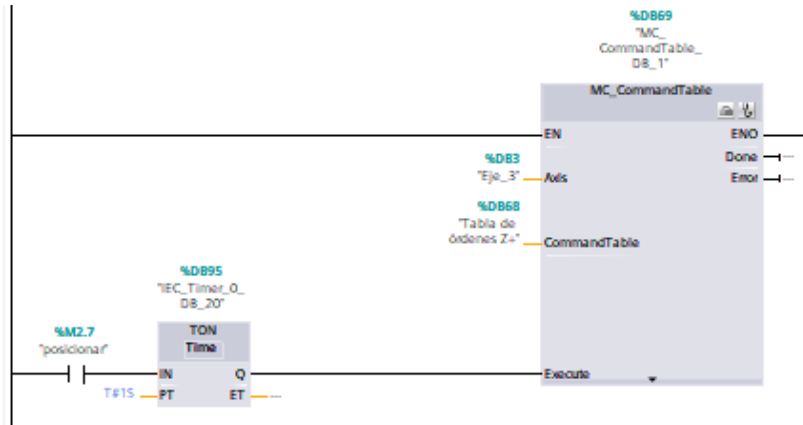
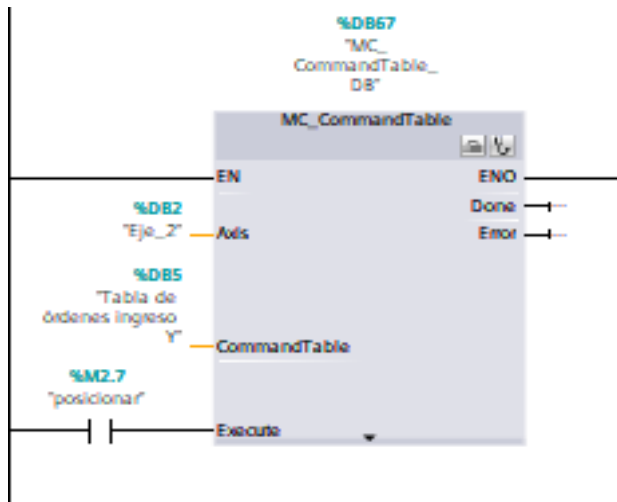


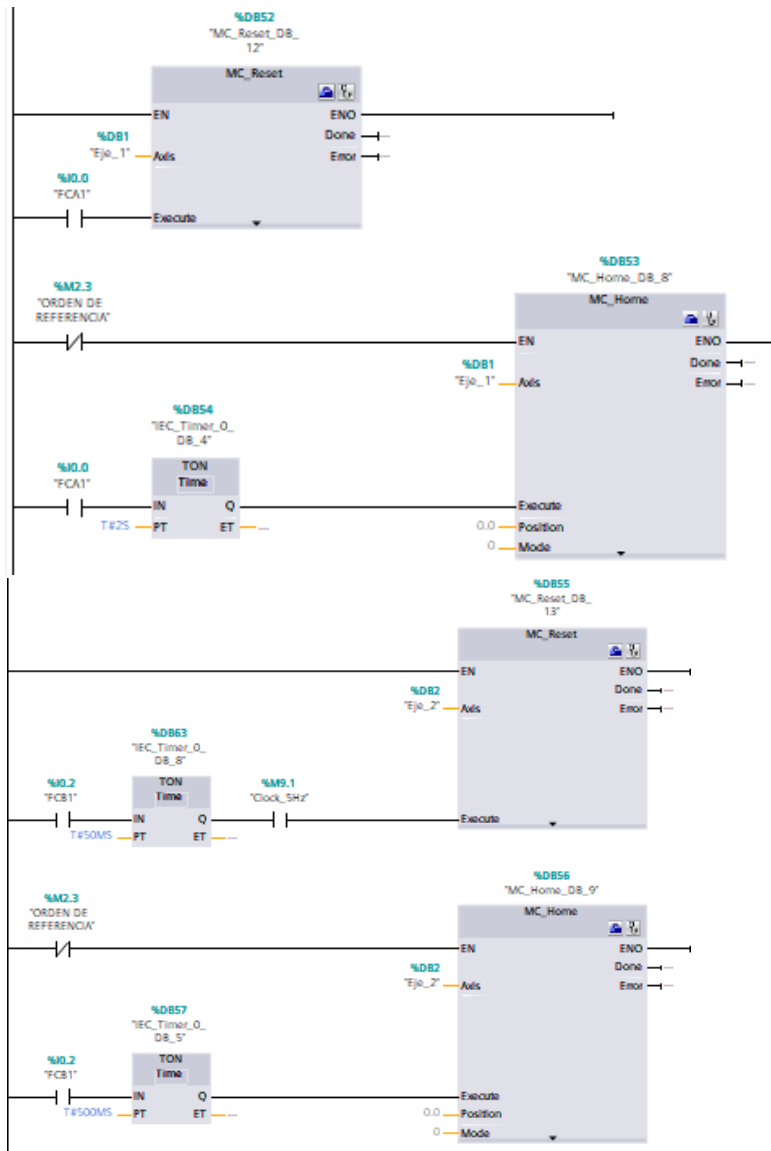


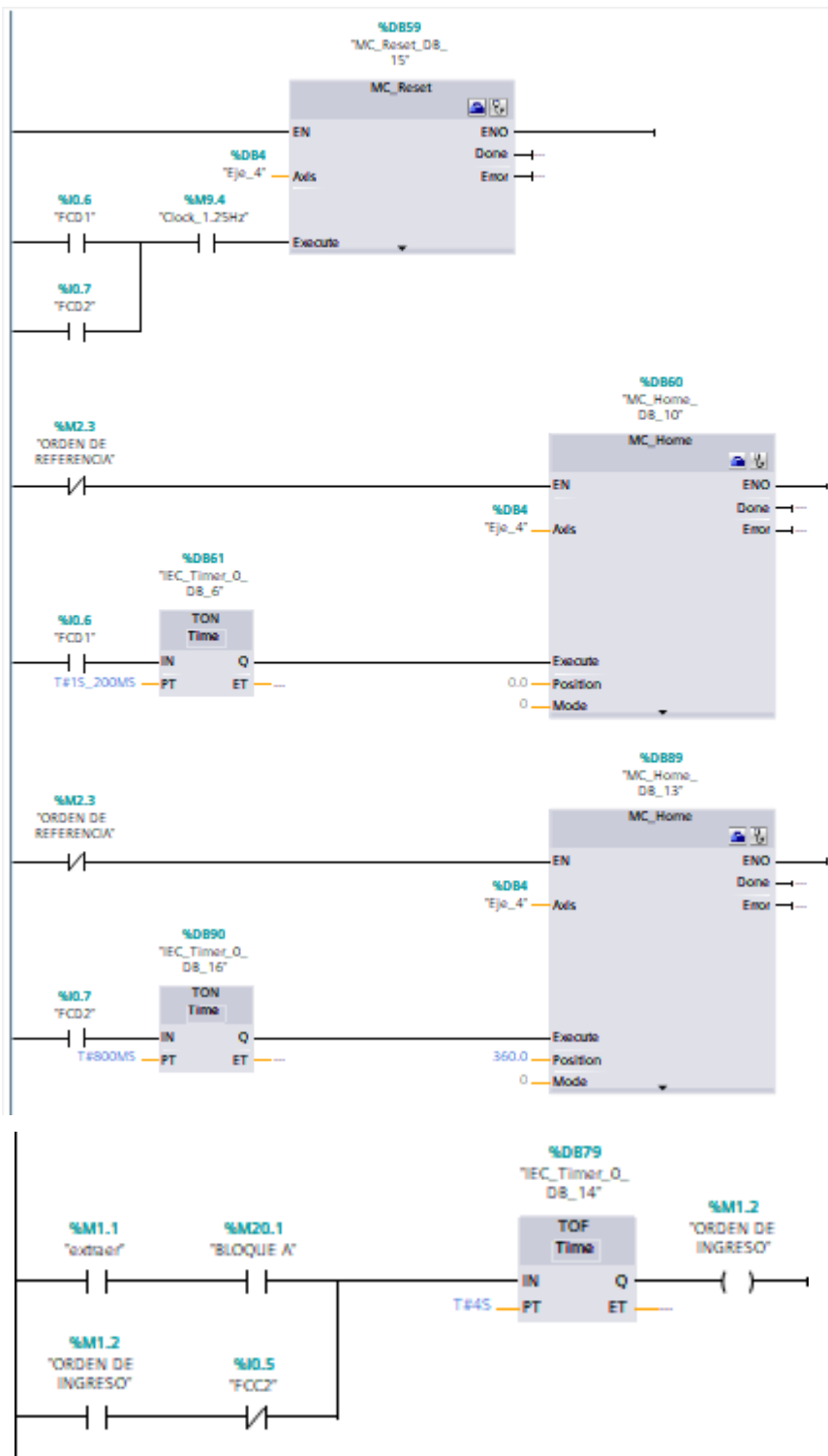


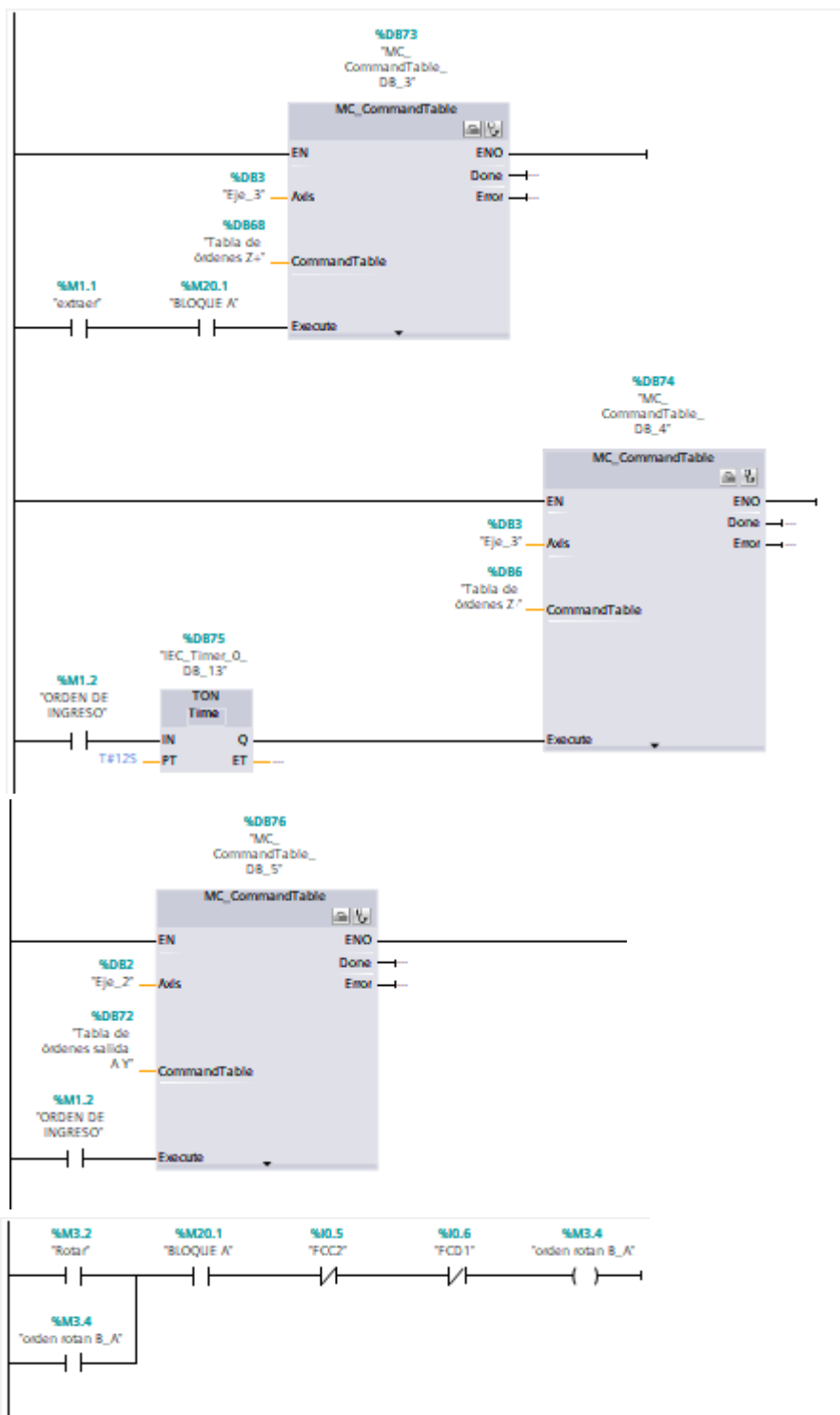


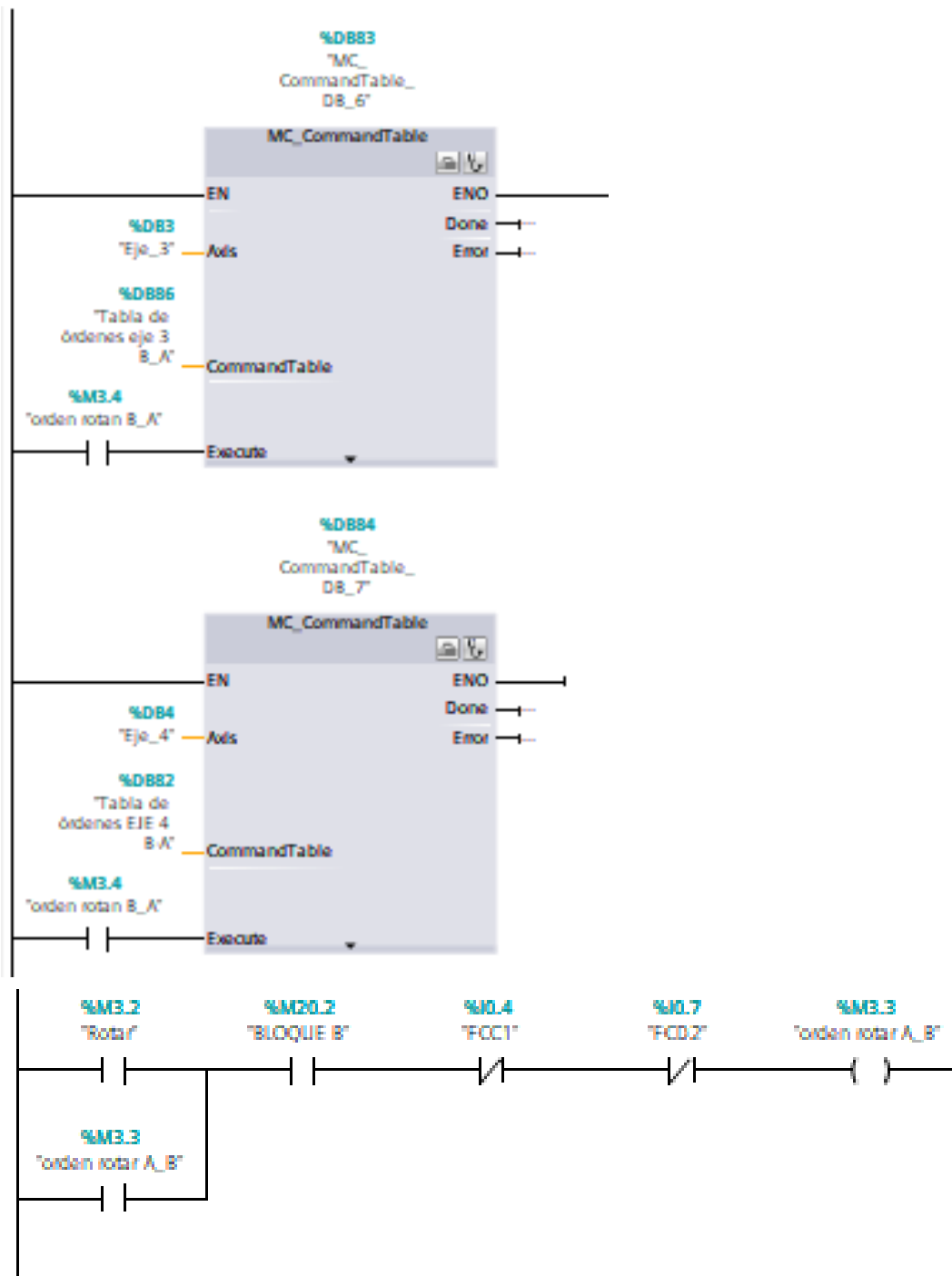


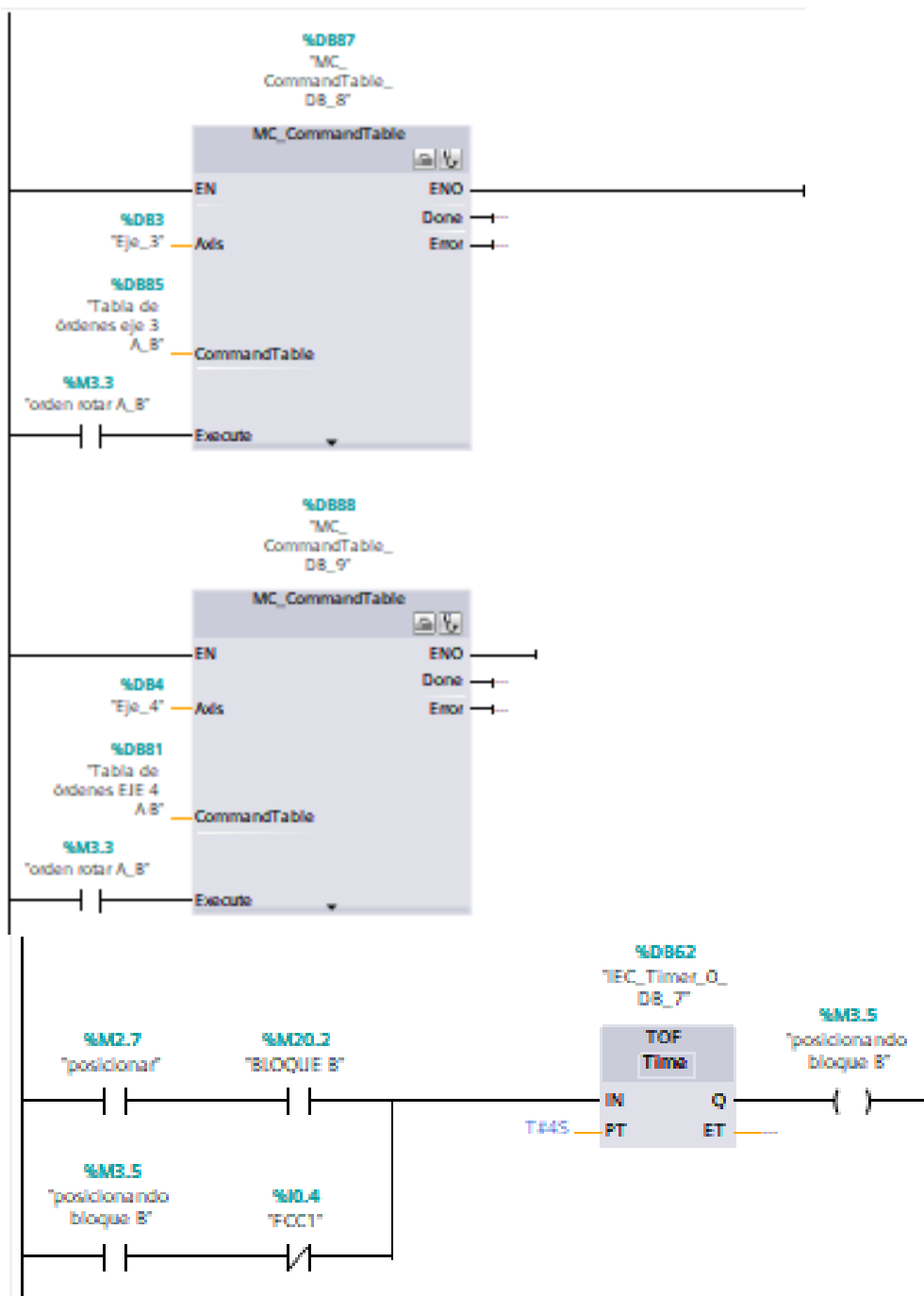


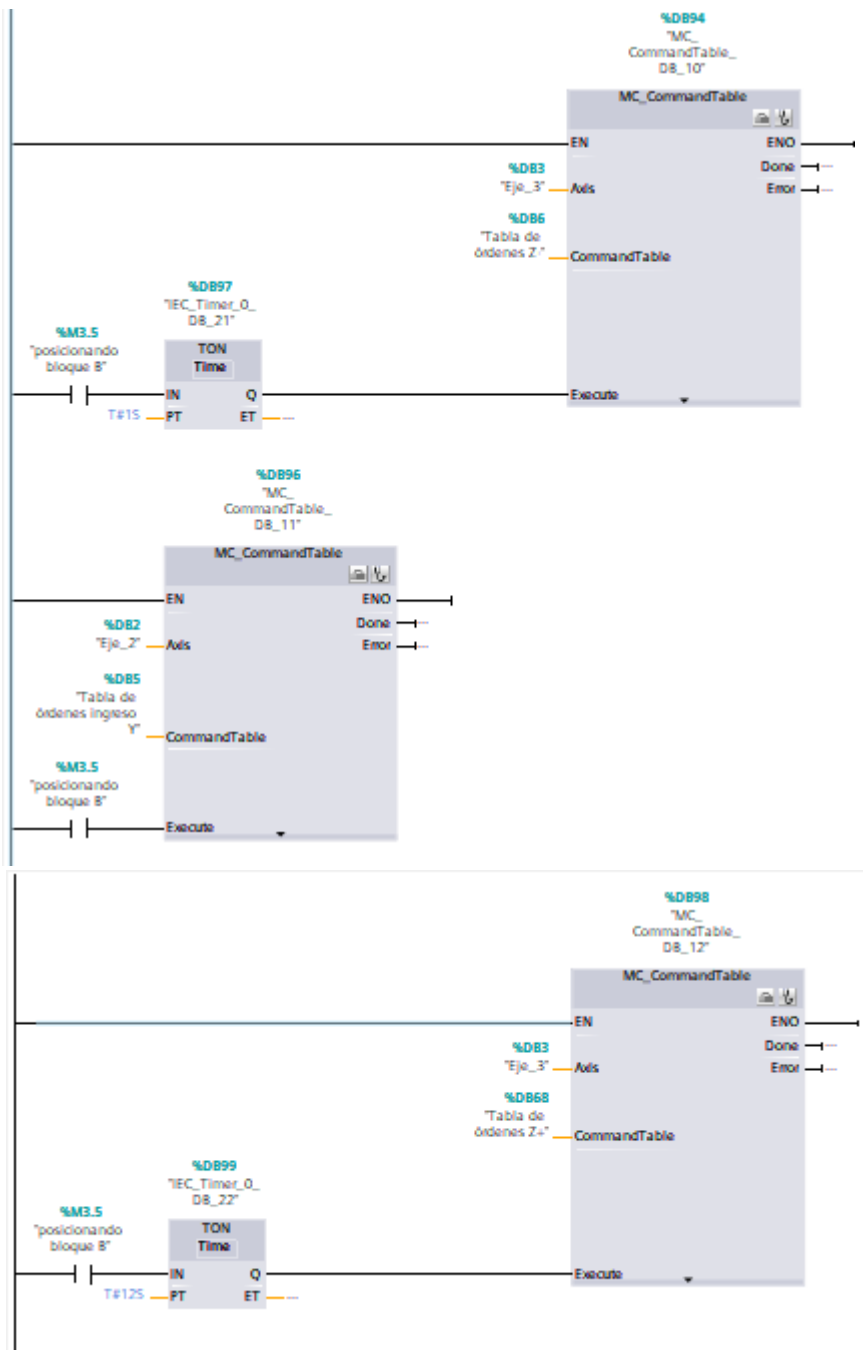


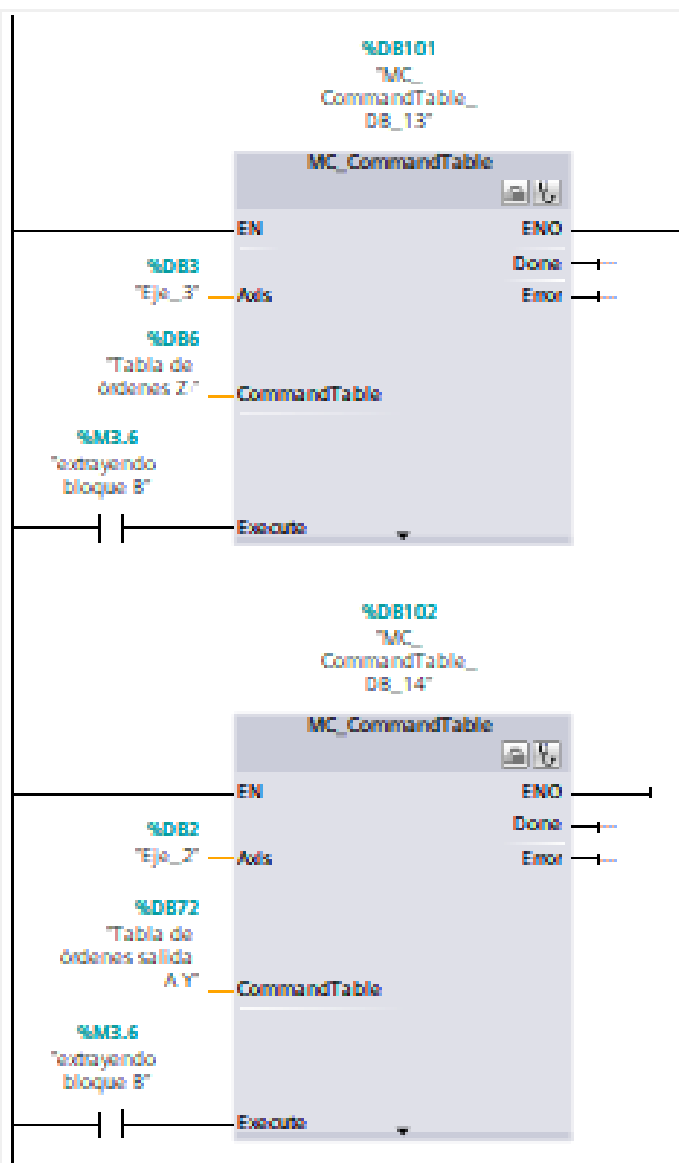
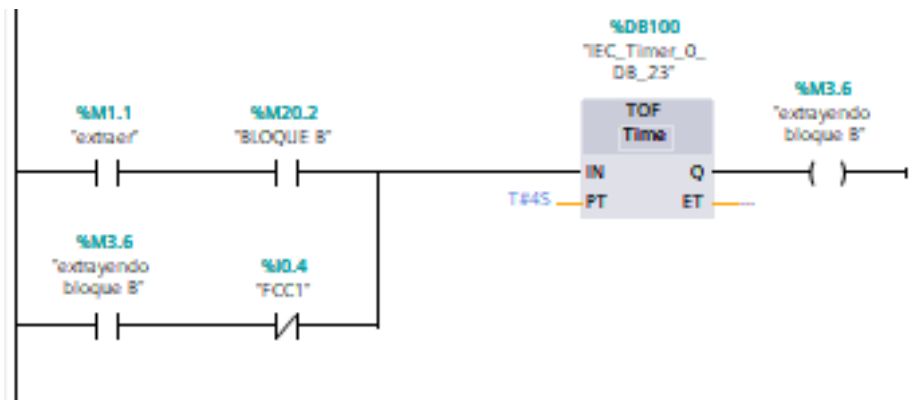


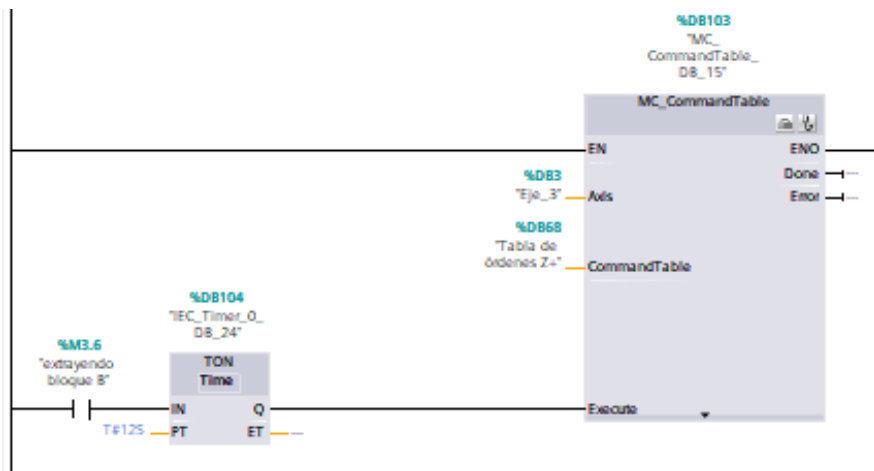




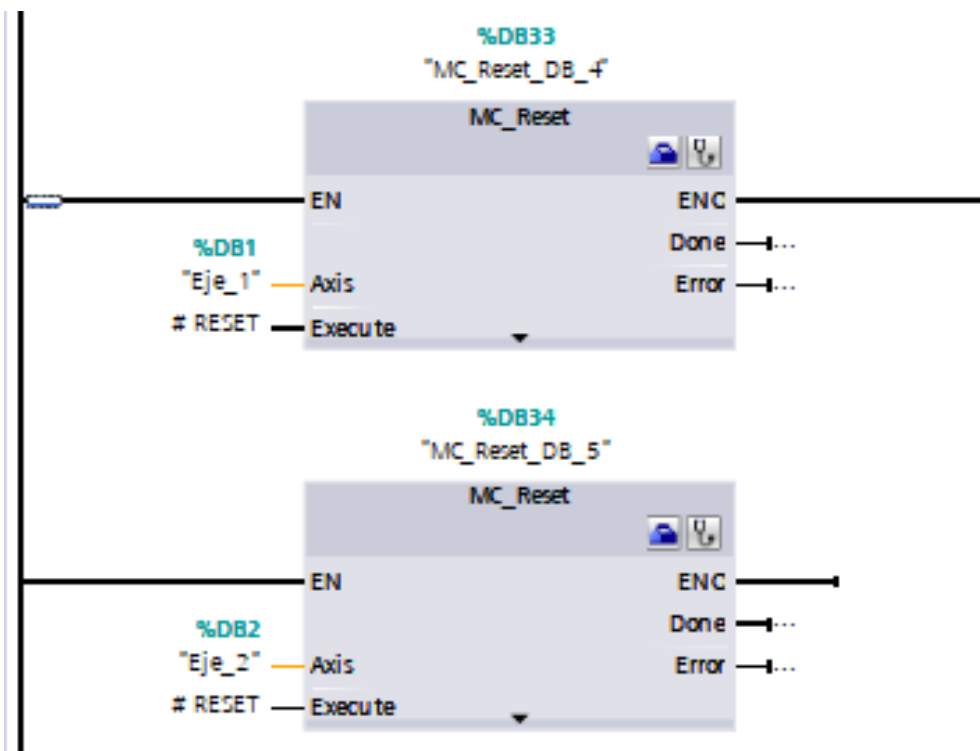


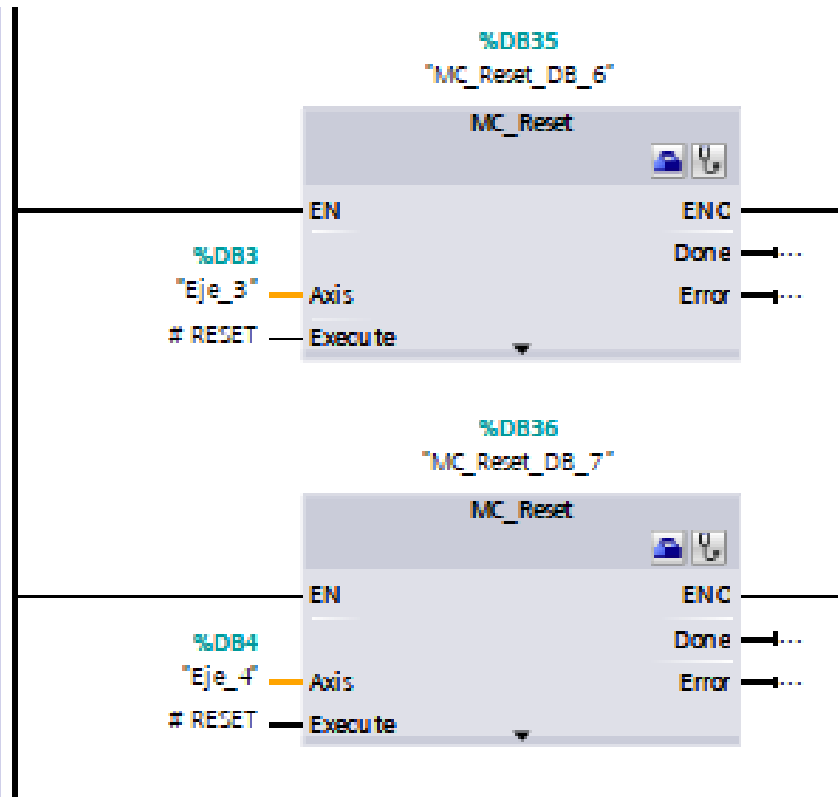




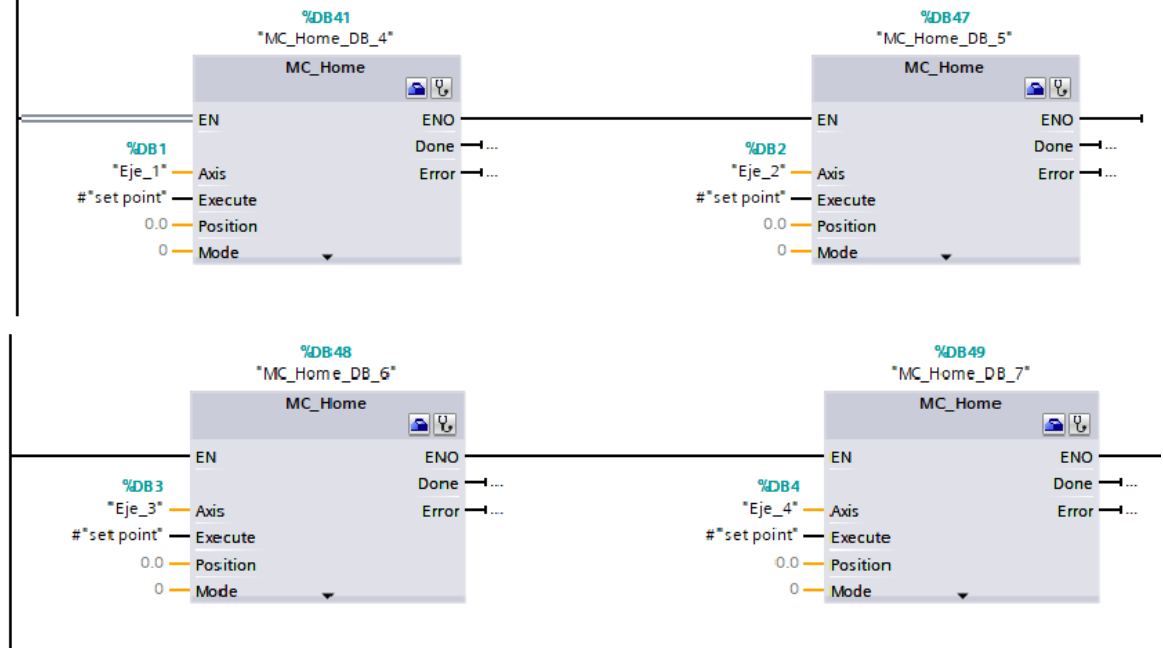


Bloque roset ejes.

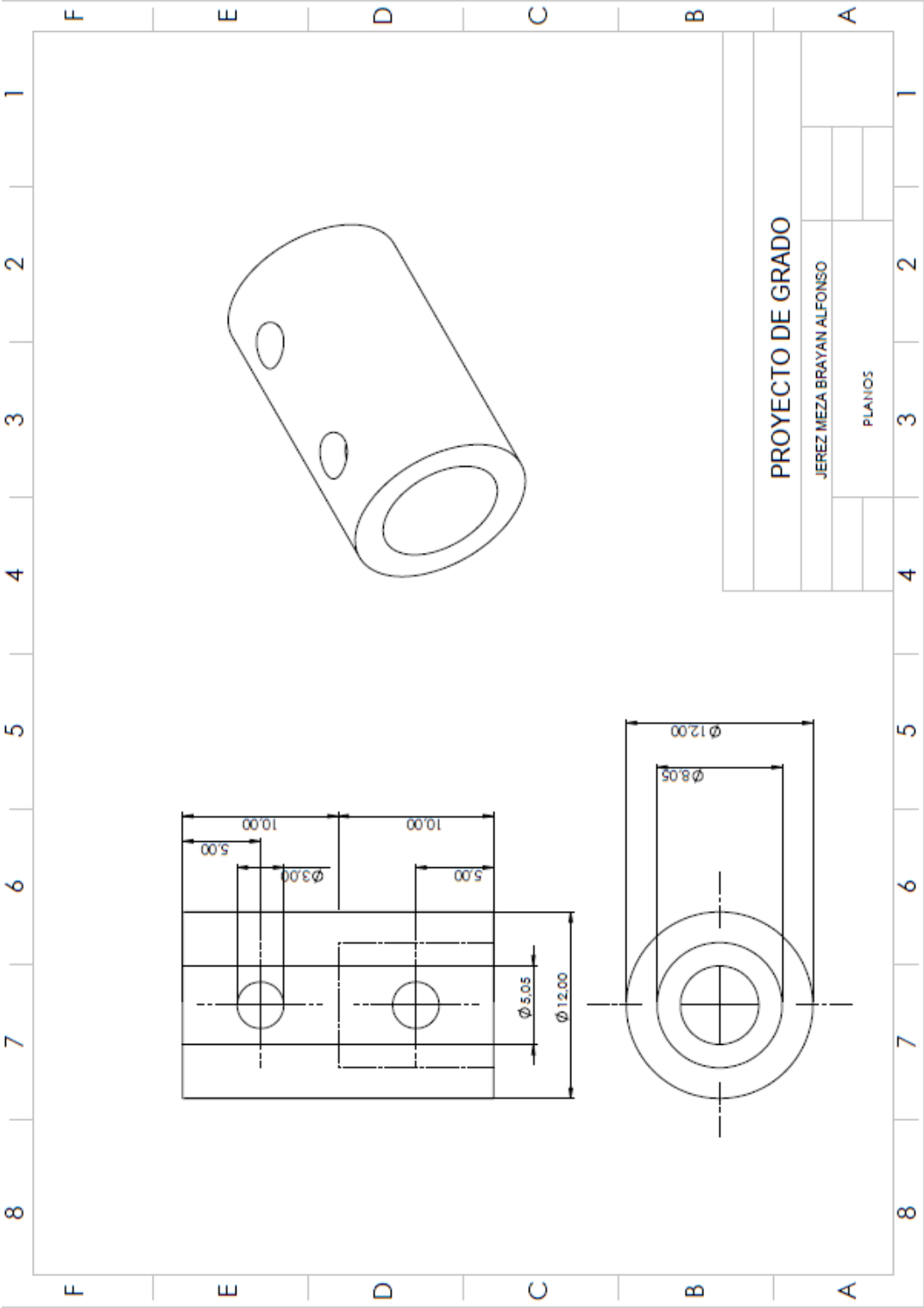


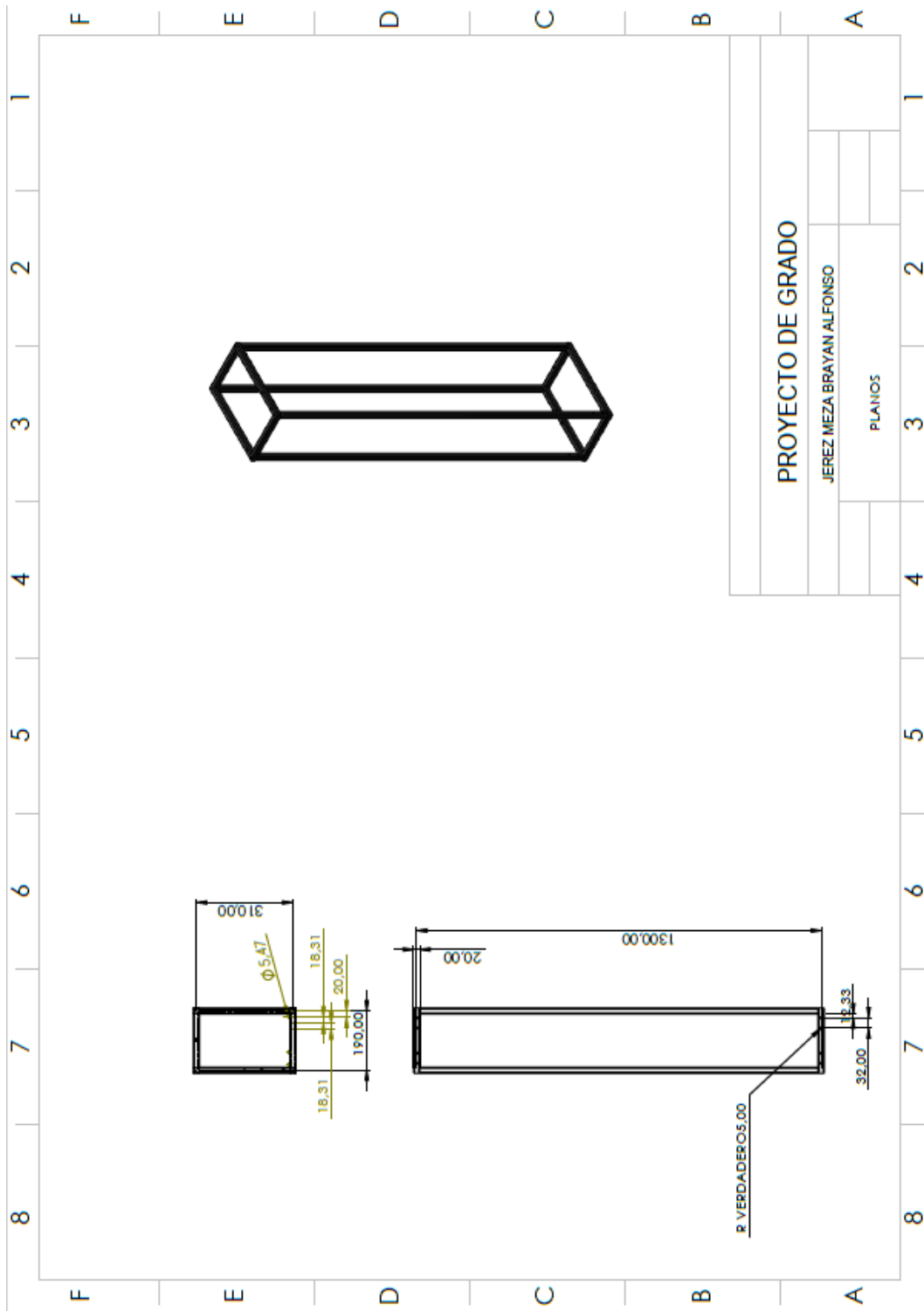


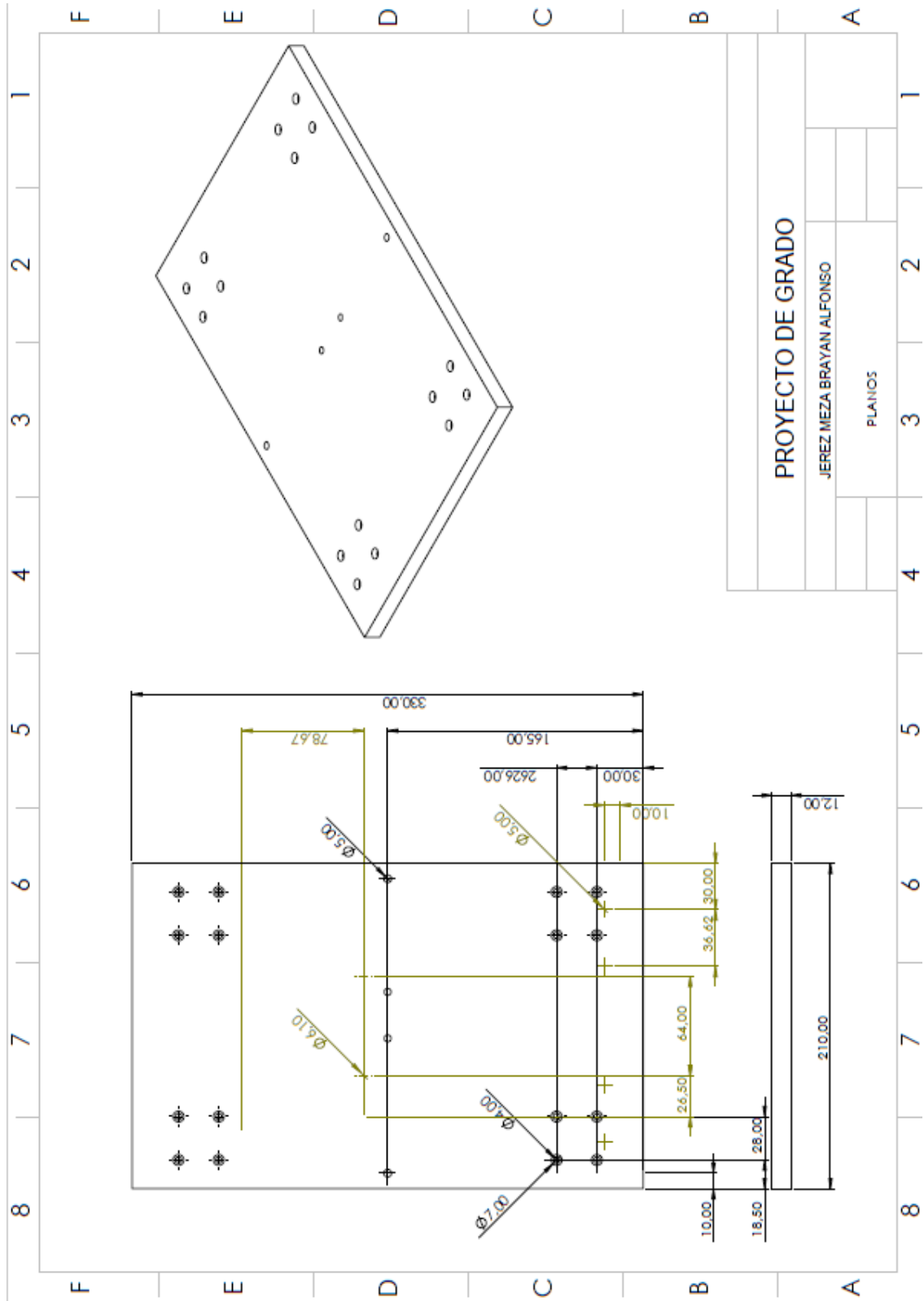
Bloque referencia.

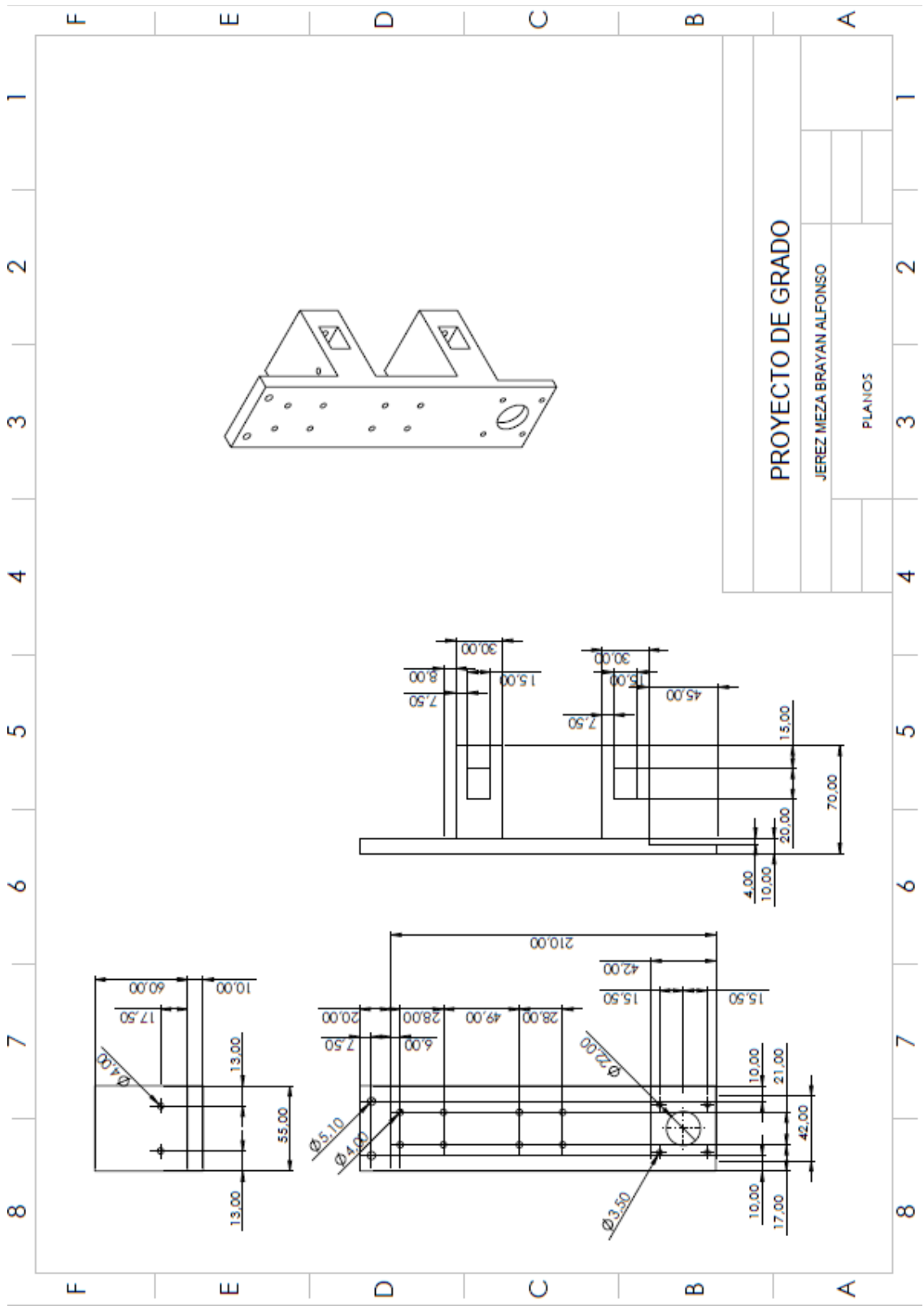


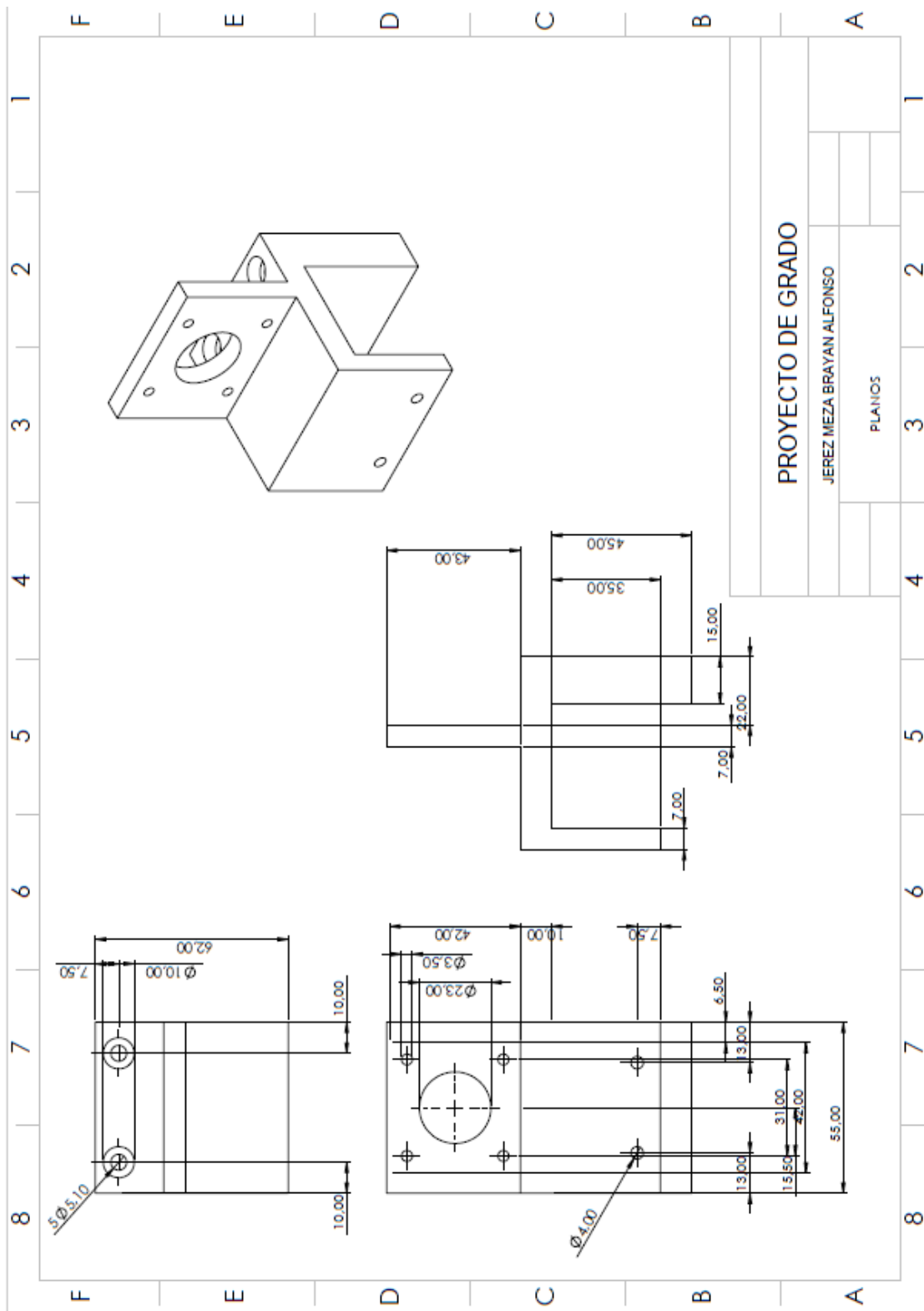
11.3 Planos.

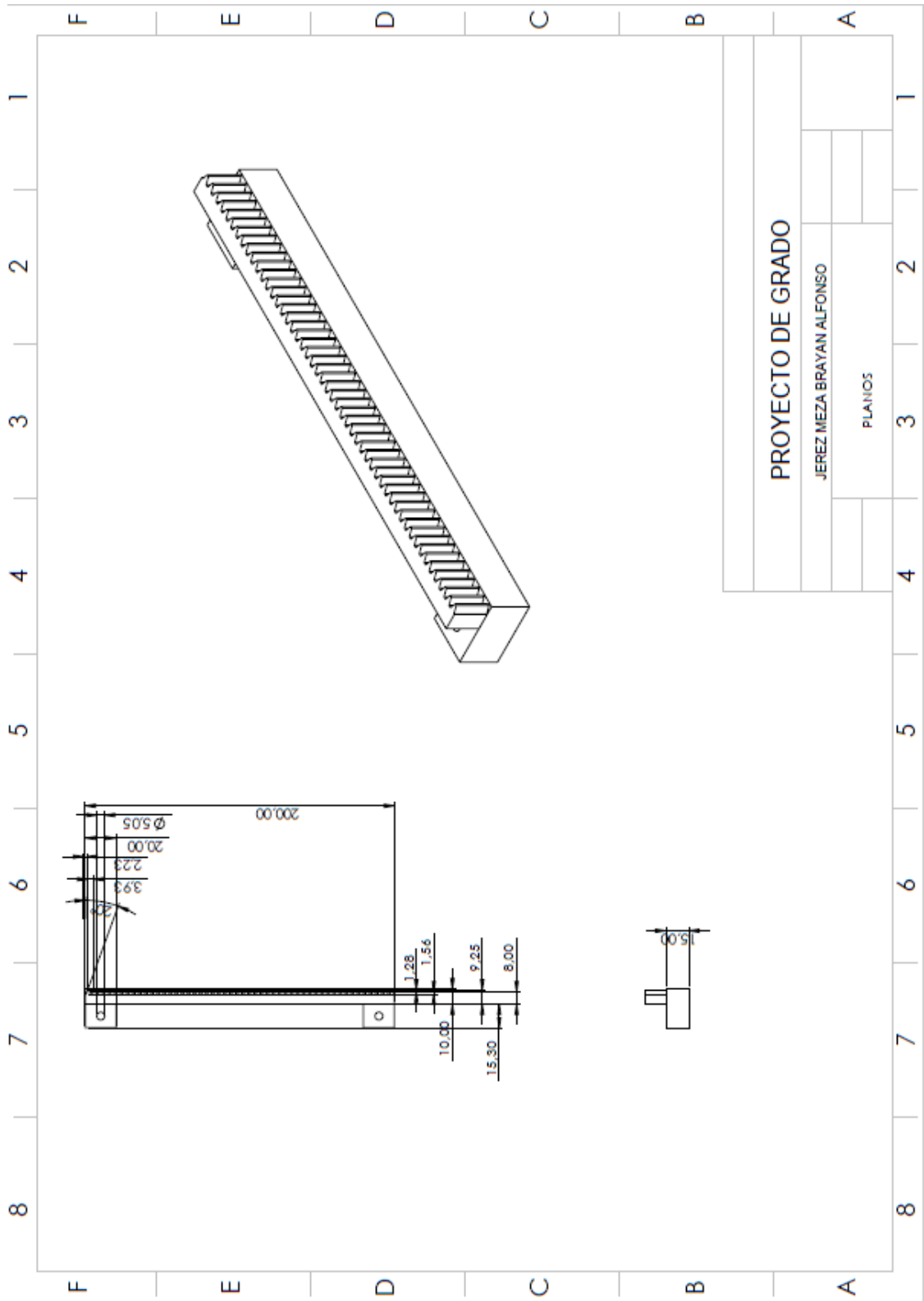


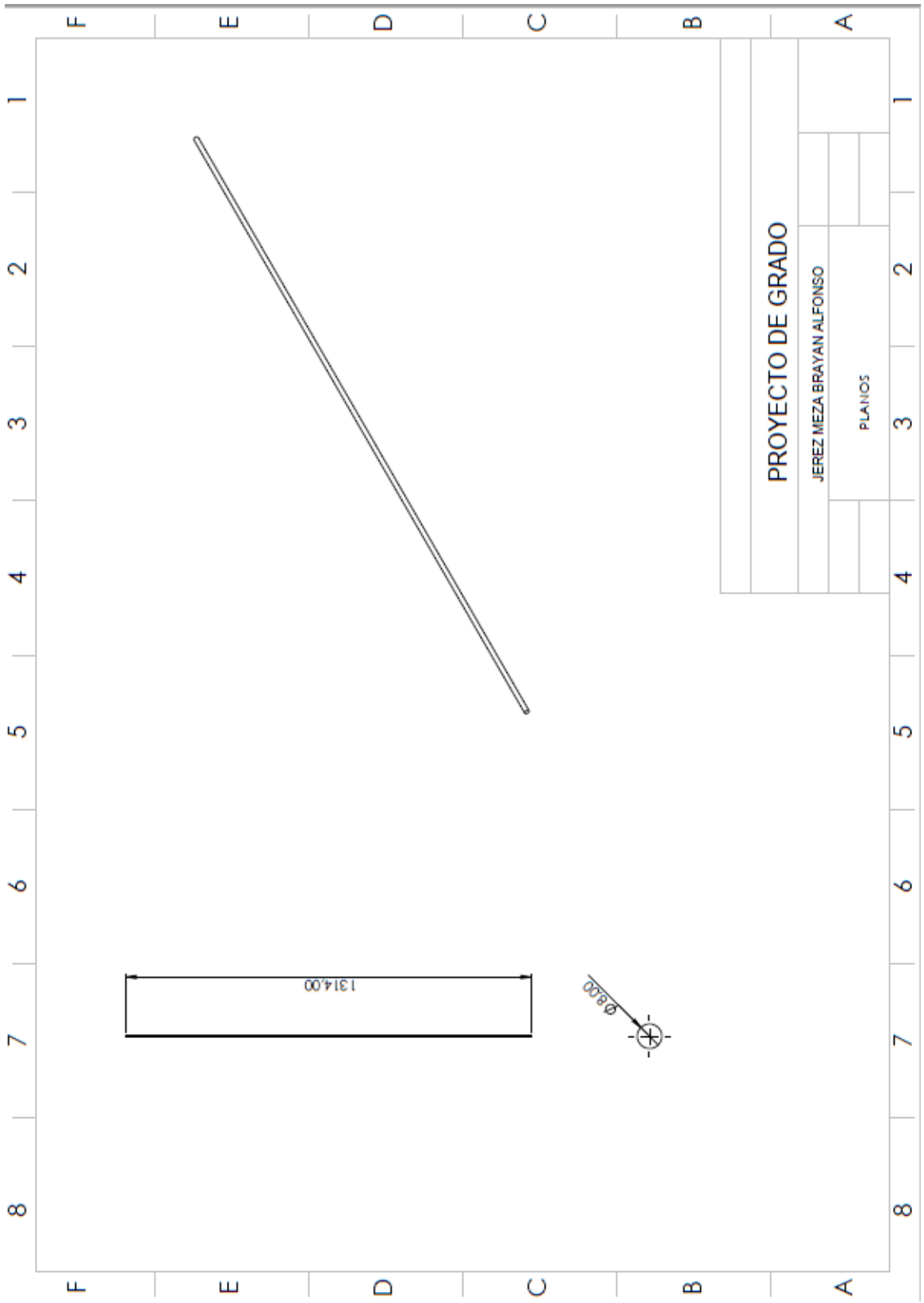




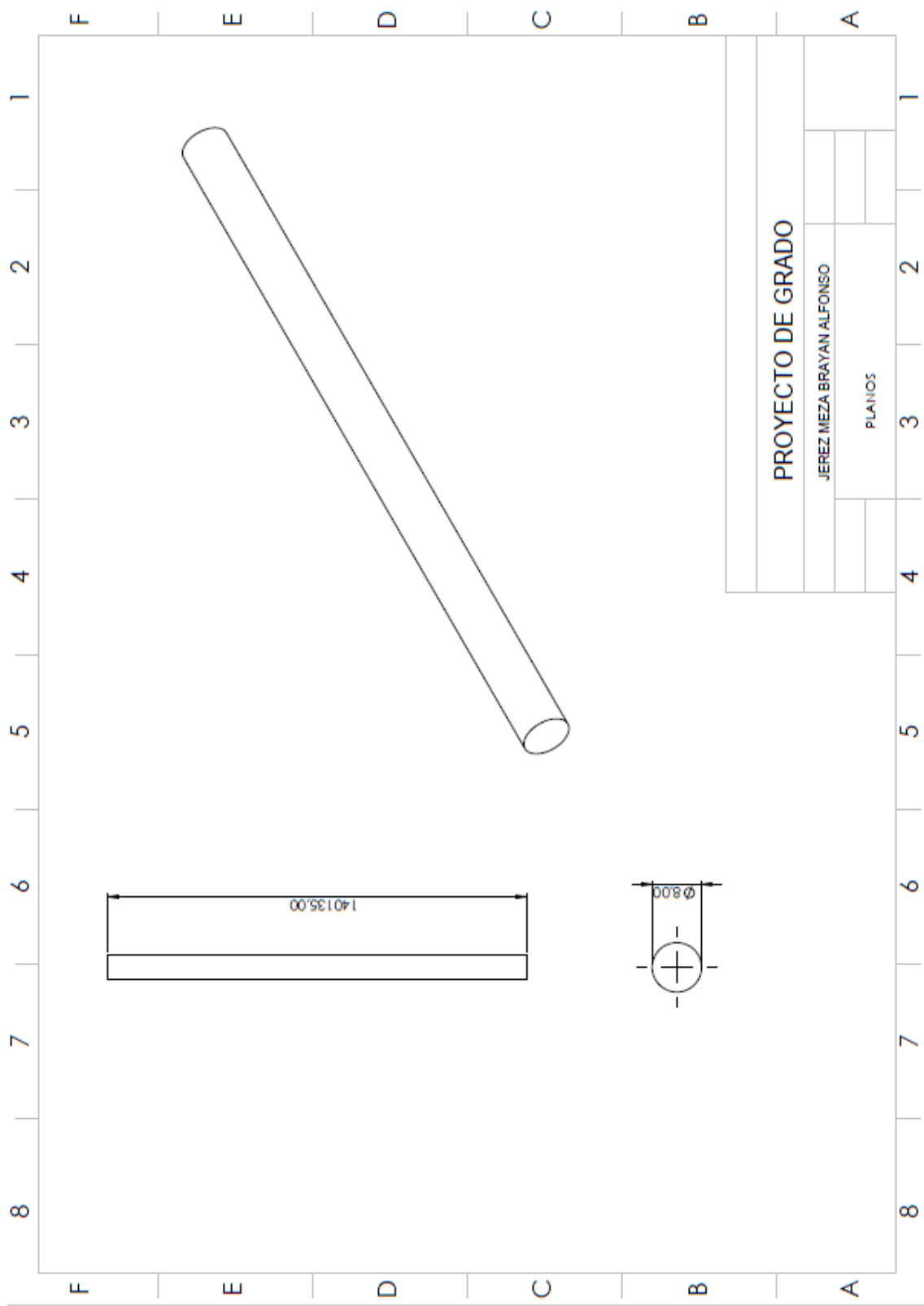




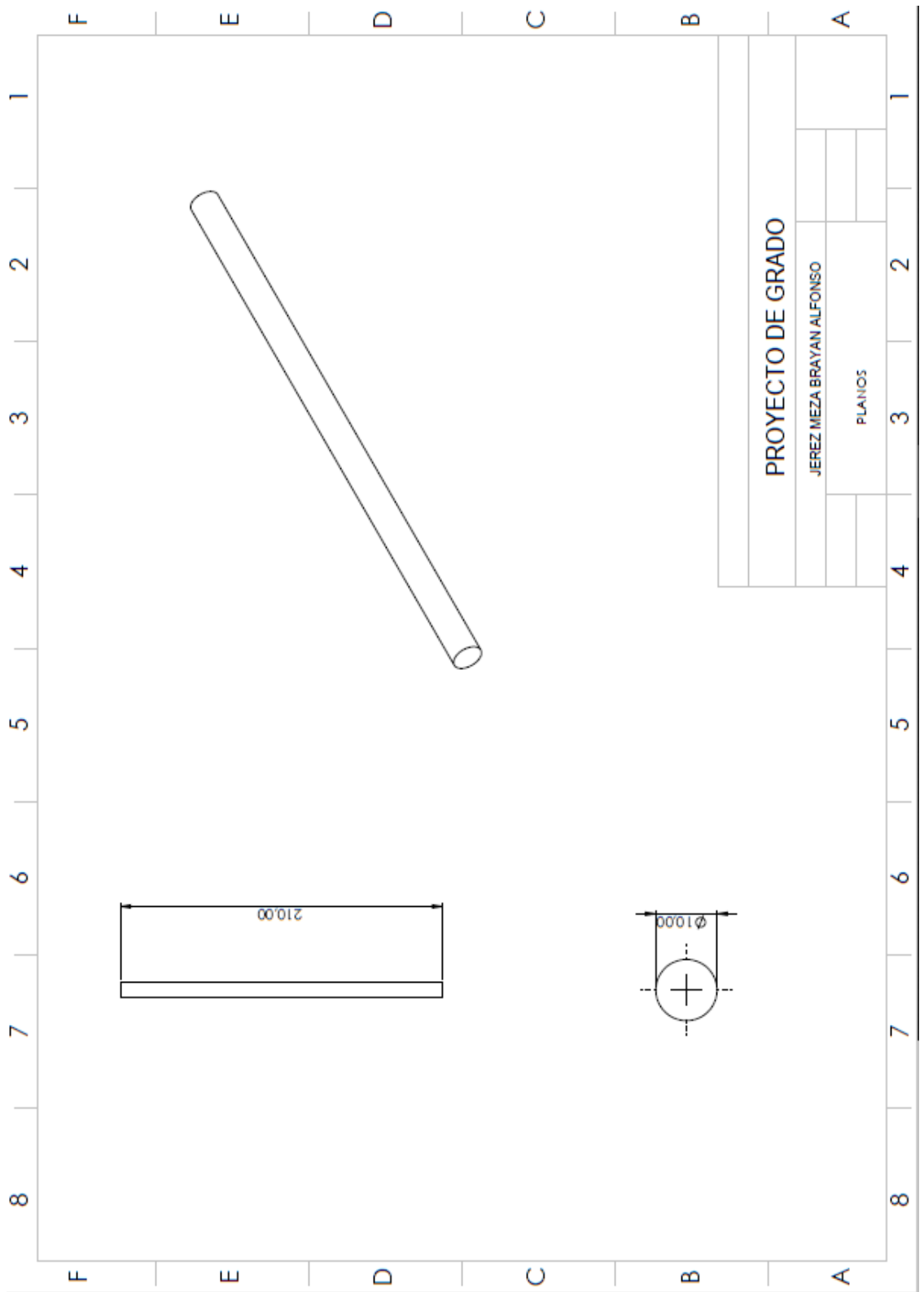


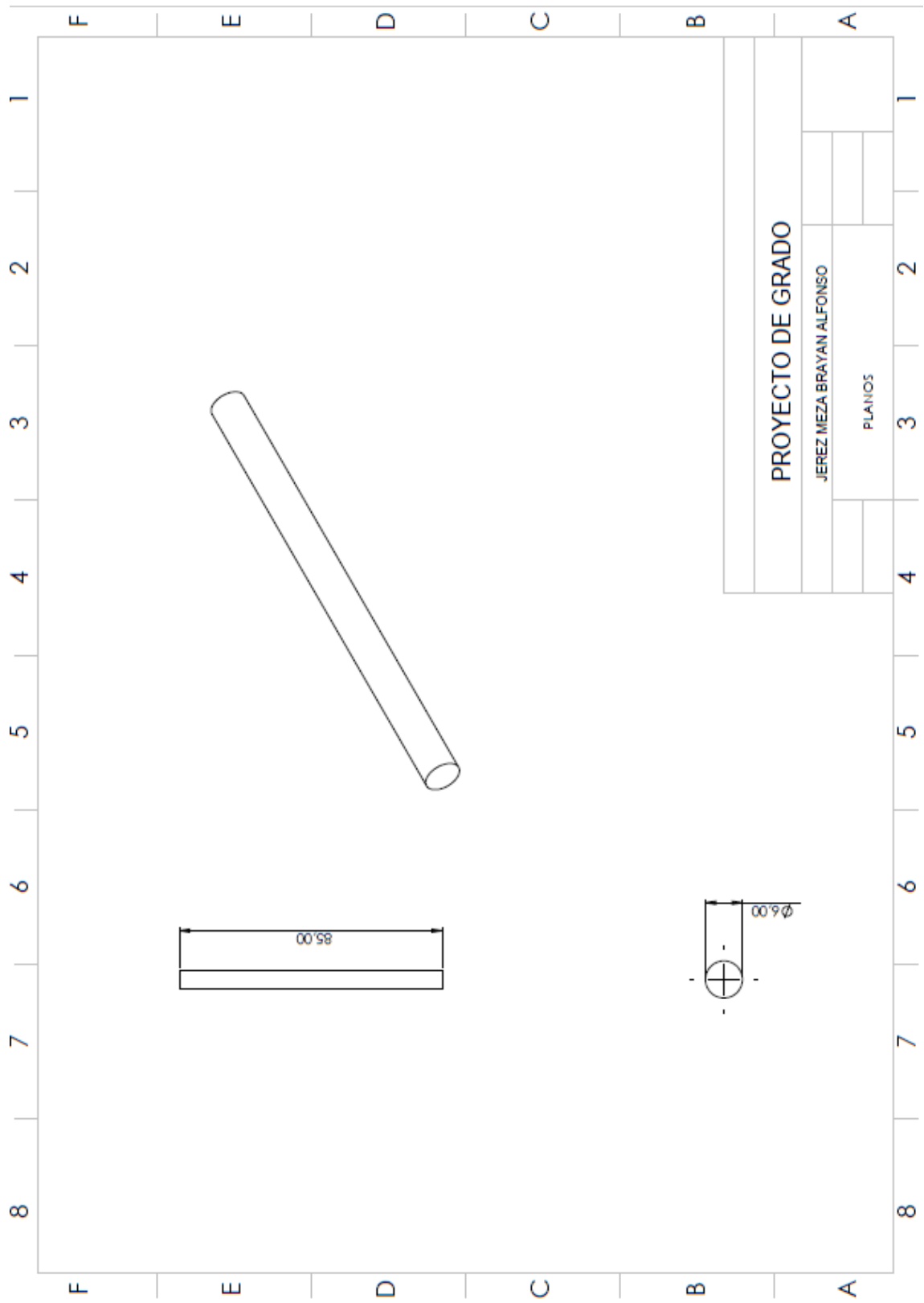


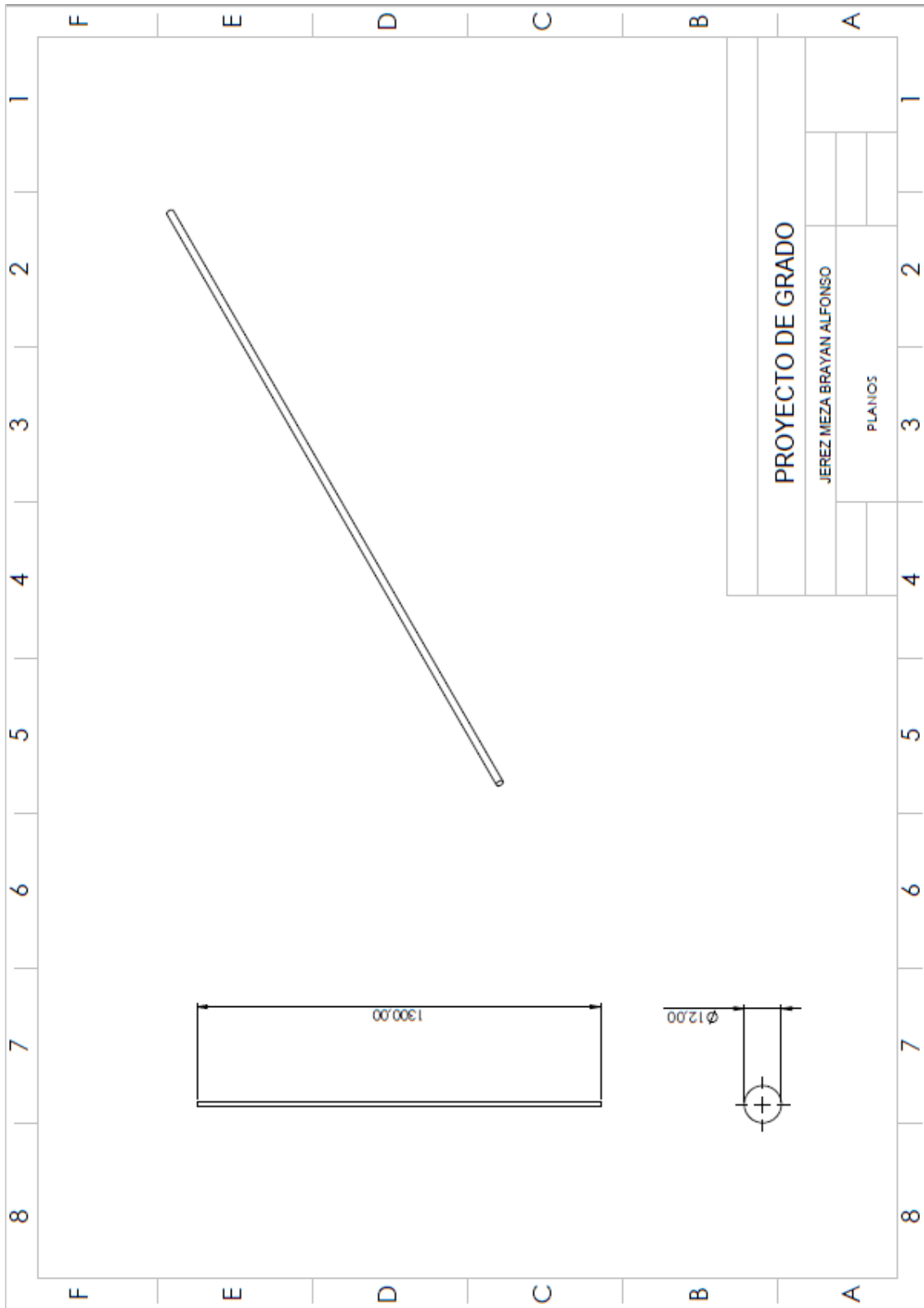
PROYECTO DE GRADO			
JEREZ MEZA BRAYAN ALFONSO			
PLANOS			

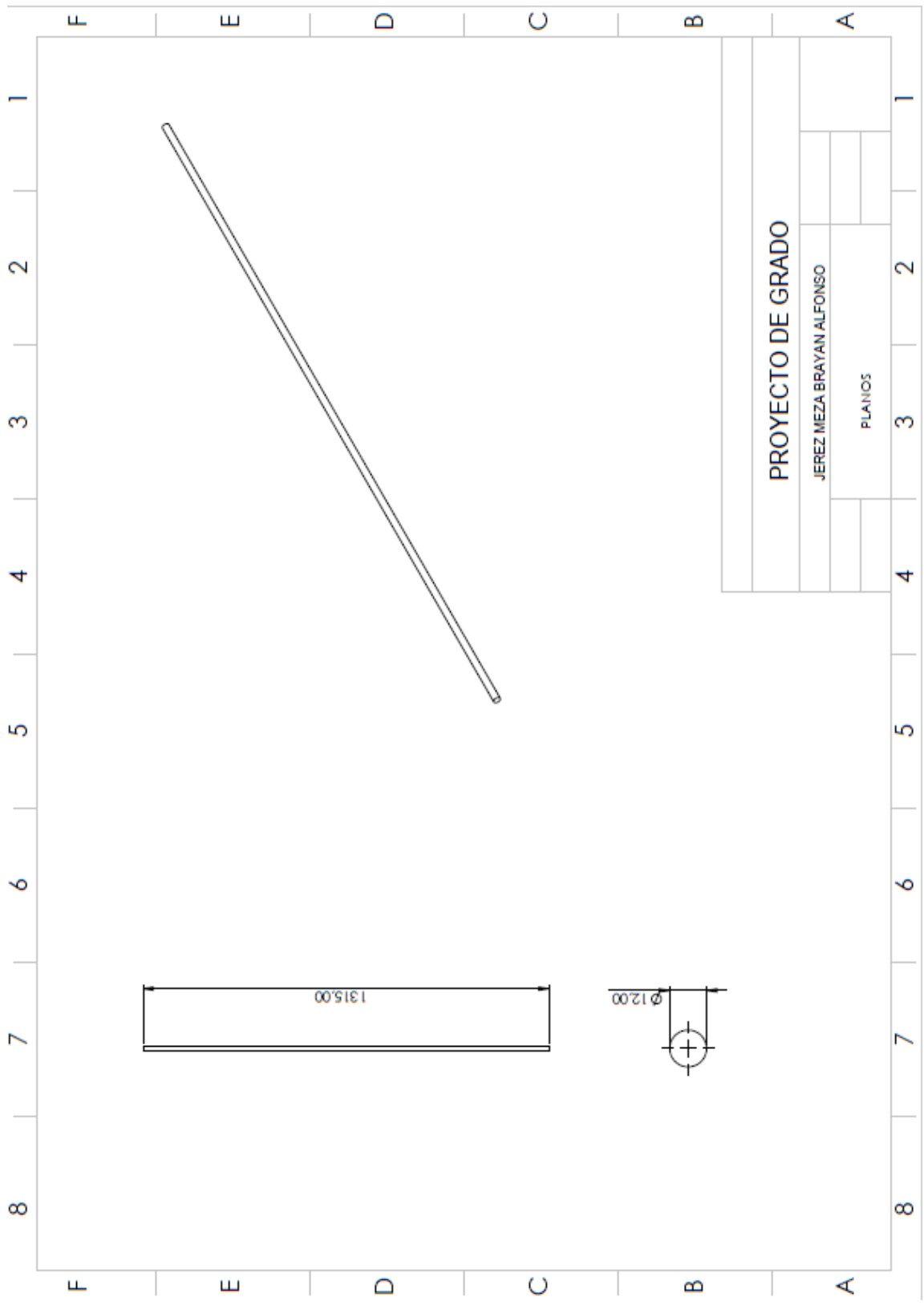


PROYECTO DE GRADO			
JEREZ MEZA BRAYAN ALFONSO			
PLANOS			

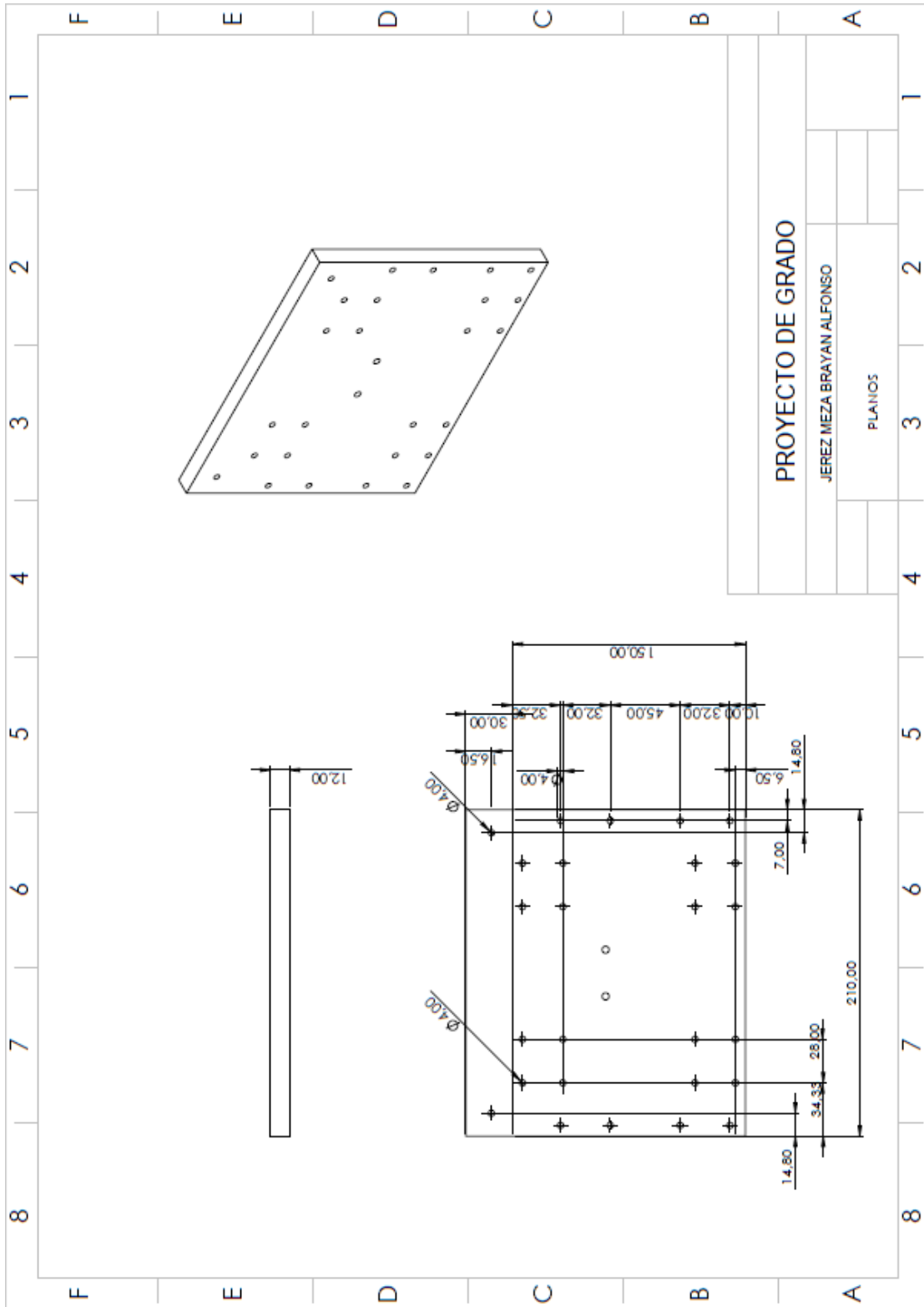


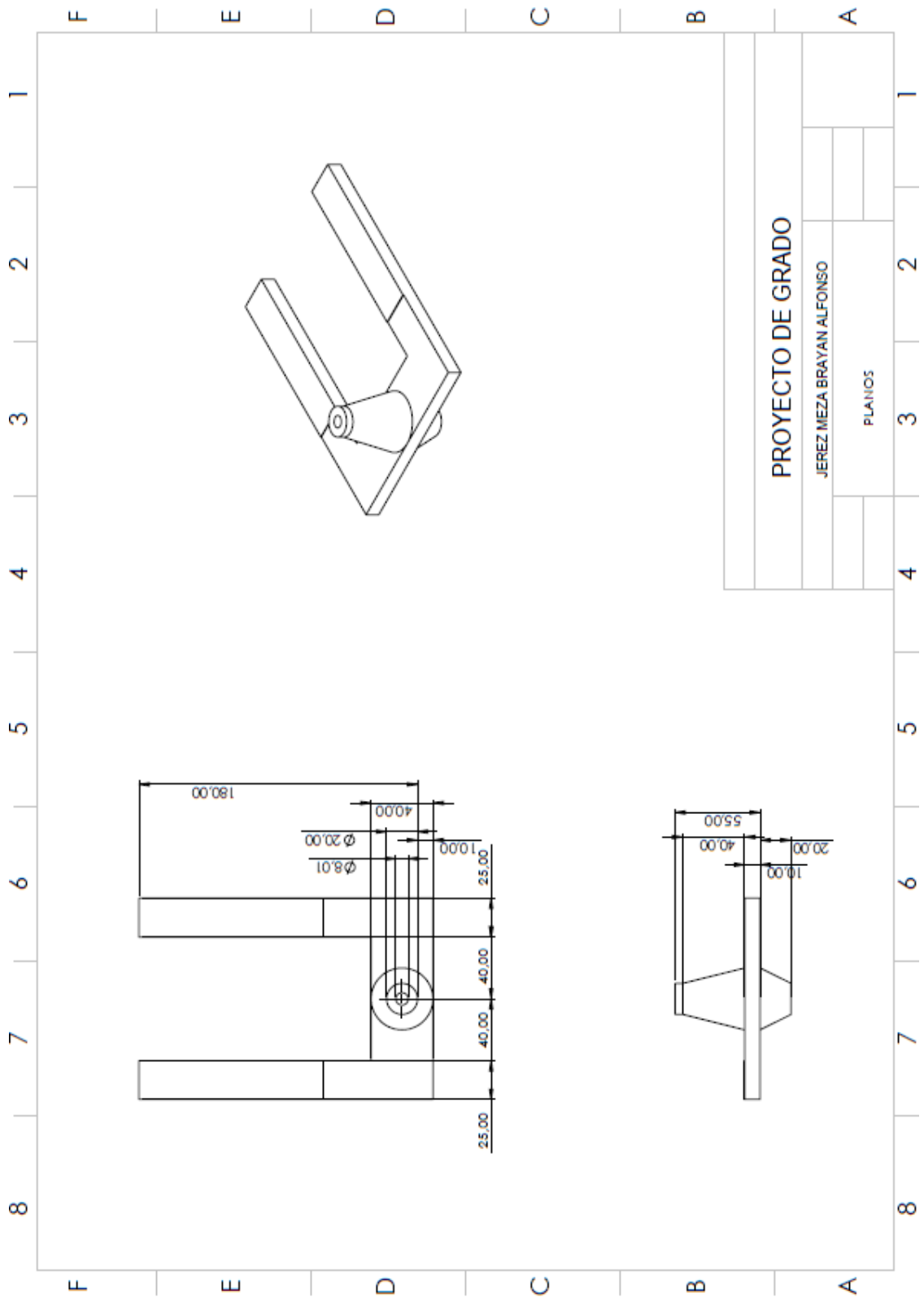


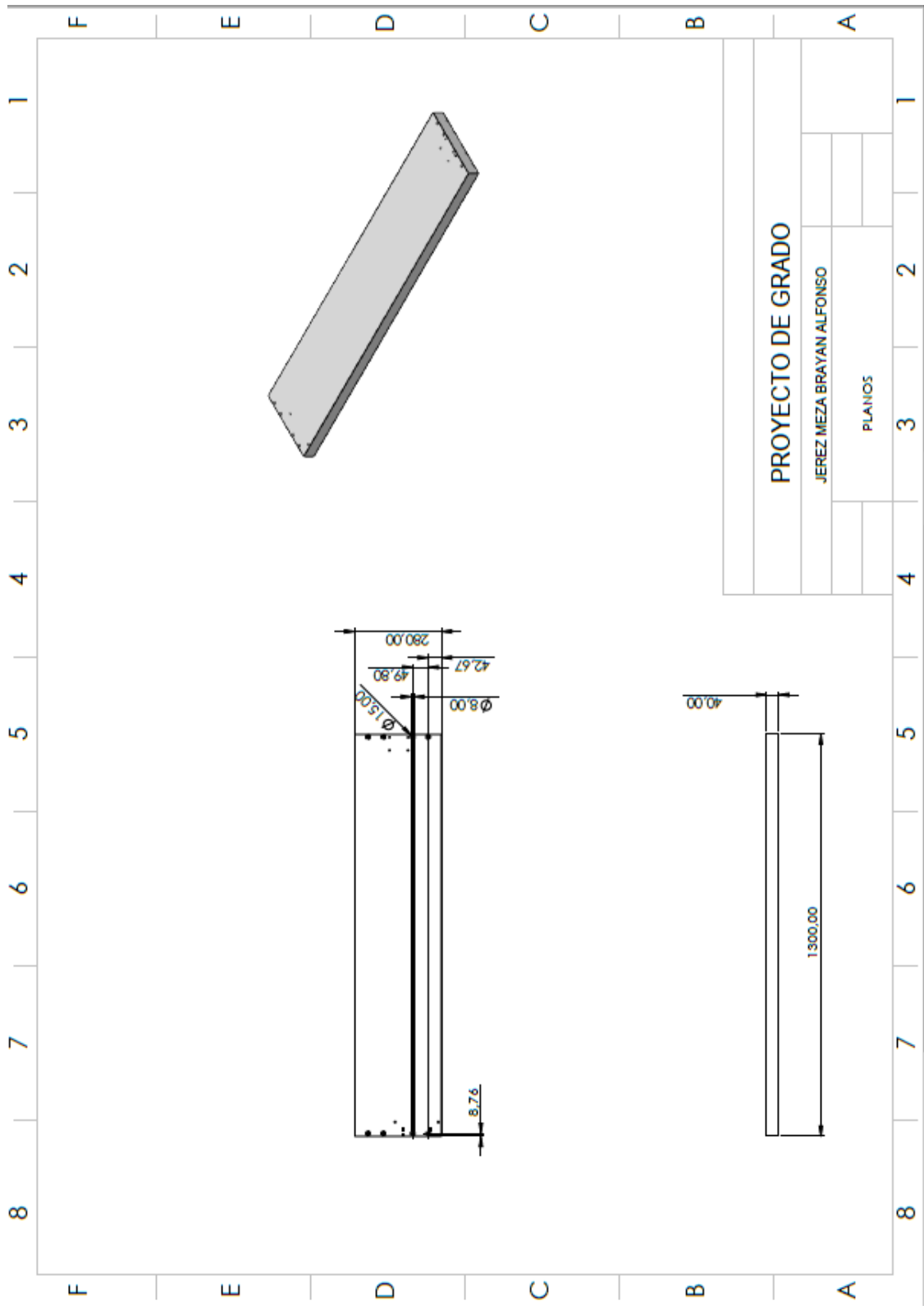


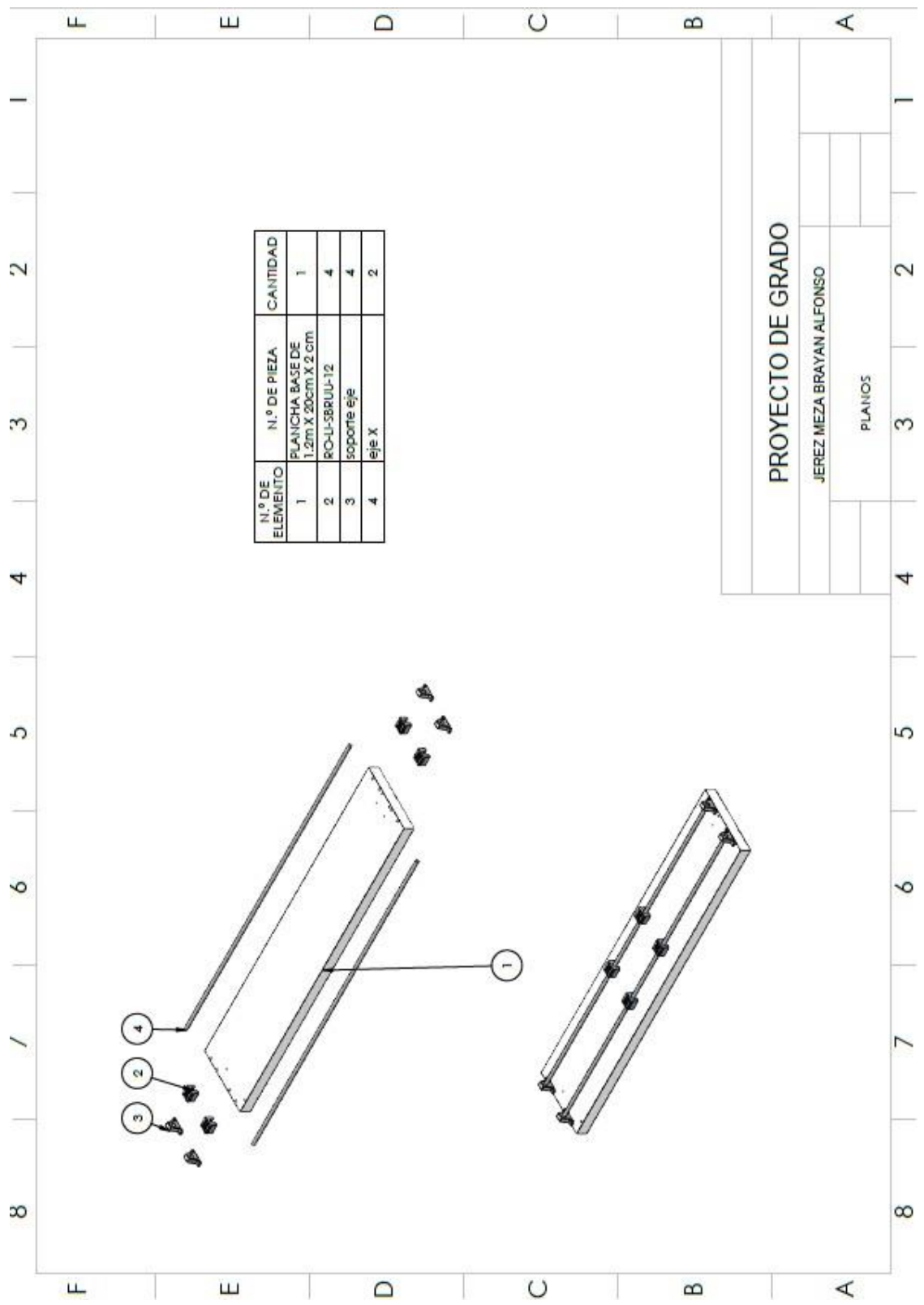


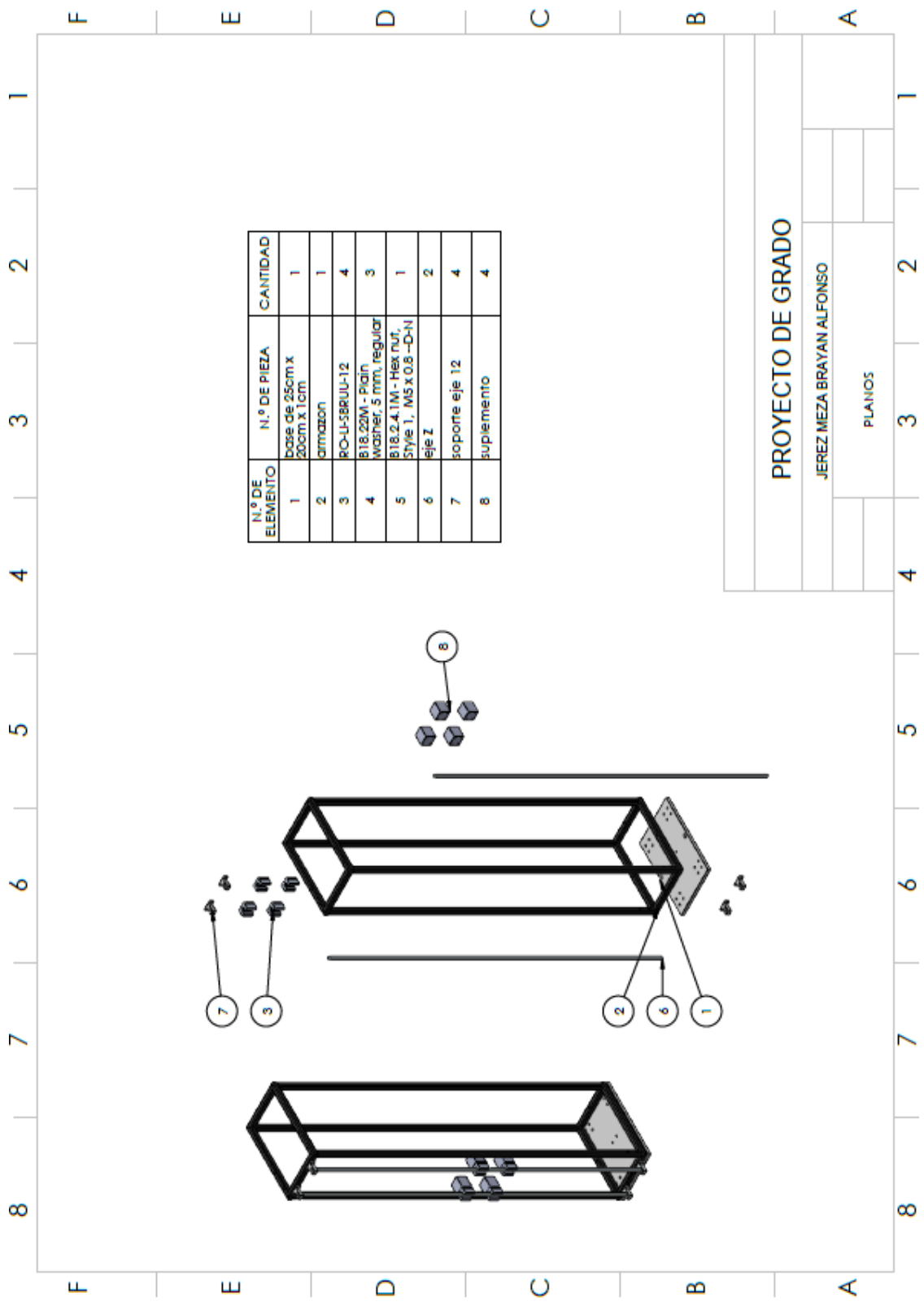
PROYECTO DE GRADO			
JEREZ MEZA BRAYAN ALFONSO			
PLANOS			









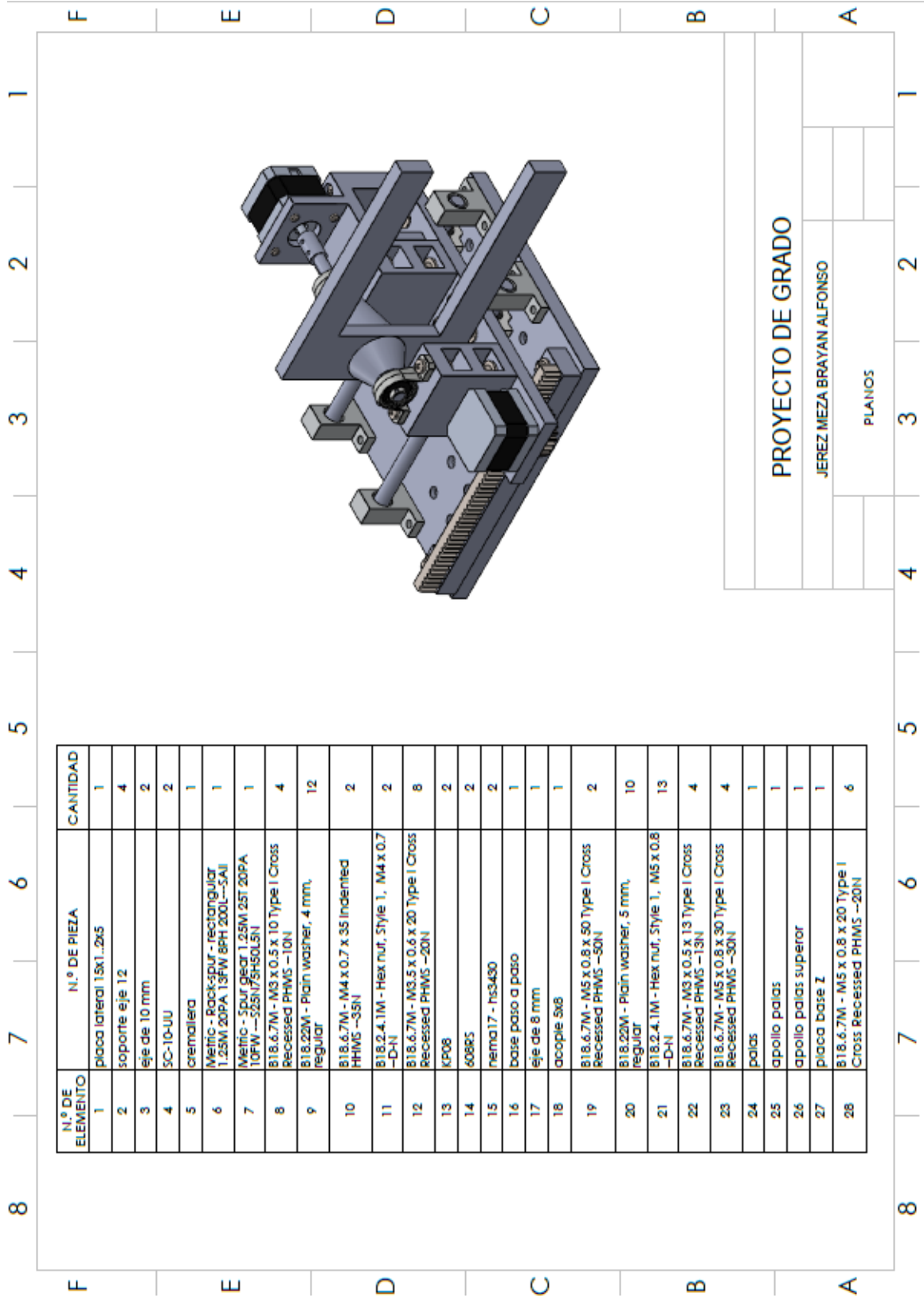


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	base de 25cm x 20cm x 1cm	1
2	armazon	1
3	RO-U-388UJ-12	4
4	B18.22M1 - Plain washer, 5 mm, regular	3
5	B18.24.1M - Hex nut, 5Ny/e 1, M5 x 0.8 -D-N	1
6	eje Z	2
7	soporte eje 12	4
8	suplemento	4

PROYECTO DE GRADO

JEREZ MEZA BRAYAN ALFONSO

PLANOS

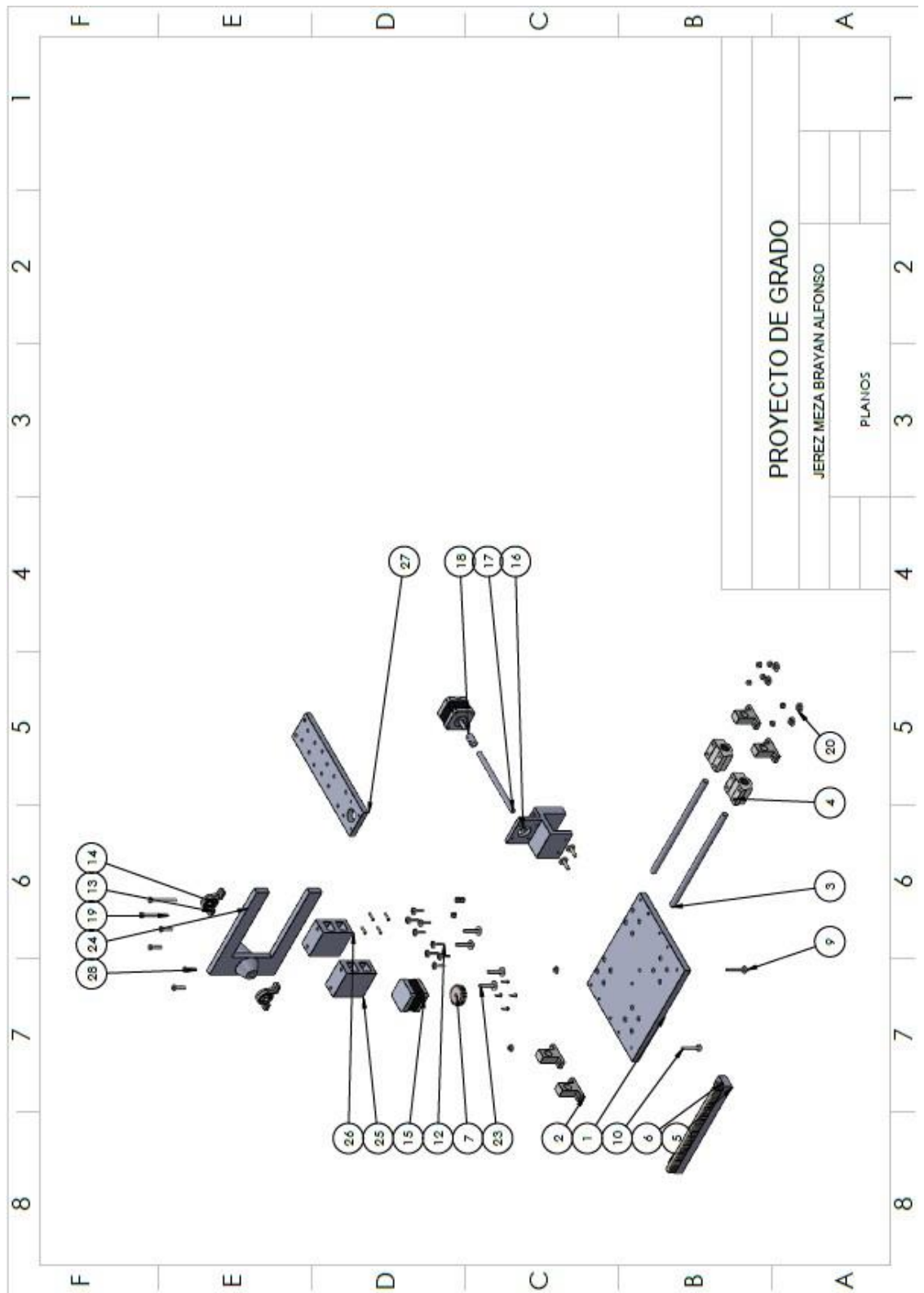


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	placa lateral 15x1...2x5	1
2	soporte eje 12	4
3	eje de 10 mm	2
4	SC-10-UU	2
5	cremallera	1
6	Metric - Rack-SPUR - rectangular 1.25M 20PA 13FW 8PH 200L-SAJ	1
7	Metric - Spur gear 1.25M 25T 20PA 10FW --S25N75H50LSN	1
8	B18.6.7M - M3 x 0.5 x 10 Type I Cross Recessed PHMS -10N	4
9	B18.22M - Plain washer, 4 mm, regular	12
10	B18.6.7M - M4 x 0.7 x 35 Indented PHMS -35N	2
11	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M4 x 0.7 -D-N	2
12	B18.6.7M - M3.5 x 0.6 x 20 Type I Cross Recessed PHMS -20N	8
13	KP08	2
14	608R5	2
15	nema17 - hs3480	2
16	base paso a paso	1
17	eje de 8 mm	1
18	acople 5x8	1
19	B18.6.7M - M5 x 0.8 x 50 Type I Cross Recessed PHMS -50N	2
20	B18.22M - Plain washer, 5 mm, regular	10
21	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M5 x 0.8 -D-N	13
22	B18.6.7M - M3 x 0.5 x 13 Type I Cross Recessed PHMS -13N	4
23	B18.6.7M - M5 x 0.8 x 30 Type I Cross Recessed PHMS -30N	4
24	palas	1
25	apoyo palas	1
26	apoyo palas superior	1
27	placa base z	1
28	B18.6.7M - M5 x 0.8 x 20 Type I Cross Recessed PHMS -20N	6

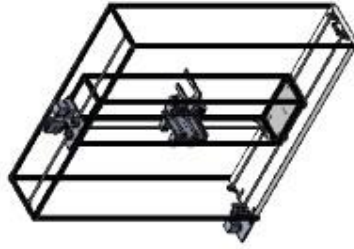
PROYECTO DE GRADO

JEREZ MEZA BRAYAN ALFONSO

PLANOS



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLANCHA BASE DE 1.2m X 20cm X 2 cm	1	31	B18.6.7M - M5 X 0.8 X 30 Type I Cross Recessed PHMS -30N	4	59	eje mecanismo pequeño	1	61	T8 pillow block	2
2	RO-UI-580UU-12	10	32	palas	1	60	suplemento motor Y	1	62	contrapunta eje Y	1
3	soporte eje	4	33	B18.6.7M - M4 X 0.7 X 25 Indented HHMS -25N	16	63	acople 6x8	2	64	25B13	1
4	eje X	2	34	B18.6.7M - M4 X 0.7 X 16 Type I Cross Recessed PHMS -16N	16	65	estructura superior	1	66	eje X-superior	1
5	base de 25cm x 20cm x 1cm	1	35	soporte eje 12	8						
6	armazon	1	36	suplemento	4						
7	12mm rod end holder	2	37	apollio palas	1						
8	B18.22M - Plain washer, 5 mm, regular	25	38	apollio palas superior	1						
9	B18.2.4.1M - Hex Nut, Style 1, M5 x 0.8 -D-N	22	39	placa base Z	1						
10	eje Z	2	40	B18.6.7M - M5 X 0.8 X 20 Type I Cross Recessed PHMS -20N	6						
11	B18.3.1M - 4 x 0.7 x 16 Hex SHCS - 16NHX	16	41	B18.3.1M - 5 x 0.8 x 35 Hex SHCS - 22NHX	8						
12	placa lateral 15x1...2x5	1	42	B18.6.7M - M5 x 0.8 x 40 Indented HHMS - 40N	3						
13	eje de 10 mm	2	43	carcasa sin fin corona grande	1						
14	SC-10-UU	2	44	corona grande	1						
15	cremallera	1	45	sin fin grande	1						
16	Metric - Rack-spur - rectangular 1.25M 20PA 13FW 9PH 200L -SAII	1	46	placa superior	1						
17	Metric - Spur gear 1.25M 25T 20PA OPEN - 32SN7-SH60LSN	1	47	piñon 25b10	1						
18	B18.6.7M - M3 x 0.5 x 10 Type I Cross Recessed PHMS -10N	4	48	motor x y y	2						
19	B18.22M - Plain washer, 4 mm, regular	36	49	placa base motor x	1						
20	B18.6.7M - M4 X 0.7 X 35 Indented HHMS -35N	2	50	base motor x y y	2						
21	B18.2.4.1M - Hex Nut, Style 1, M4 x 0.7 -D-N	18	51	nervio soporte	2						
22	B18.6.7M - M3.5 x 0.6 x 20 Type I Cross Recessed PHMS -20N	8	52	eje contrapunta X	1						
23	KP08	4	53	25b10_maquinado a	2						
24	608PS	4	54	acople cadena	2						
25	normal17 - 163400	2	55	carcasa sin fin corona pequeña	1						
26	base paso a paso	1	56	corona pequeña	1						
27	eje de 8 mm	1	57	rodamiento 626zz	2						
28	acople 8x8	1	58	sin fin pequeño	1						
29	B18.6.7M - M5 x 0.8 x 50 Type I Cross Recessed PHMS -50N	2									
30	B18.6.7M - M3 x 0.5 x 13 Type I Cross Recessed PHMS -13N	4									



PROYECTO DE GRADO

JEREZ MEZA BRAYAN ALFONSO

PLANOS

