



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA DE MECATRÓNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ARCHIVADOR  
SEMIAUTOMÁTICO PARA EL ALMACENAMIENTO DE DOCUMENTOS**

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingeniero en Mecatrónica

**AUTOR: DAYAN RODRIGO SIGUENCIA MALAN**

**TUTOR: FABIO EDUARDO OBANDO HERRERA**

Quito – Ecuador

2024

## **CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo Dayan Rodrigo Siguencia Malan con documento de identificación N°1722141700 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana puede usar, difundir, modificar o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 25 de julio del año 2024.

Atentamente,



Dayan Rodrigo Siguencia Malan

1722141700

## **CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Yo Dayan Rodrigo Siguencia Malan con documento de identificación N°1722141700, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Dispositivo Tecnológico: “Diserto y construcción de un prototipo de archivador semiautomático para el almacenamiento de documentos”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título: de Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

Es concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 25 de julio del año 2024.

Atentamente,



Dayan Rodrigo Siguencia Malan

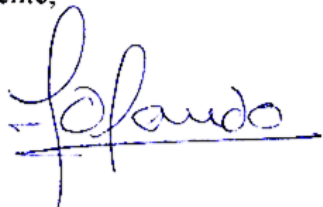
1722141700

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Fabio Eduardo Obando Herrera con documento de identificación N°1707982169, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación; DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ARCHIVADOR SEMIAUTOMÁTICO PARA EL ALMACENAMIENTO DE DOCUMENTOS, realizado por Dayan Rodrigo Sigüencia Malan con documento de identificación N°1722141700, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción dispositivo tecnológico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 25 de julio del año 2024.

Atentamente,

A handwritten signature in blue ink that reads "Fabio" followed by a stylized surname, likely "Obando". The signature is written over a horizontal line.

Ing. Fabio Eduardo Obando Herrera, MSc

1707982169

## **DEDICATORIA**

Este trabajo va dedicado primero a Dios el que me ayudo en mi camino, y por supuesto a toda mi familia.

En especial a mis padres quienes lucharon todos los días sin descanso alguno para poder ver mis sueños puedan cumplirse.

A mis hermanos que me supieron aconsejar y ayudar lo mejor posible para poder cumplir esta meta.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a mis padres Ángel y Fanni, por haber entendido y esperado todo este tiempo para poder culminar esta última etapa educativa debido a que dedicaron todo su esfuerzo y tiempo en mi sin descansar, el haber hecho todo lo posible para que nada me falte y por supuesto darme lo necesario para poder estar bien, por haber formado mi carácter y como hijo y persona ante la sociedad.

Agradezco a mis hermanos Fabricio y Brigith que estuvieron en los malos y buenos momentos que viví, por haberme apoyado incondicionalmente aun cuando cometí muchos errores donde supieron estar a mi lado.

Agradezco a toda mi familia que con sus consejos fueron de gran ayuda que aportaron e impregnaron en mi ese deseo y motivación de terminar esta etapa.

## Índice de contenido

<b>CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN</b>	<b>ii</b>
<b>CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA</b>	<b>iii</b>
<b>CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN</b>	<b>iv</b>
<b>DEDICATORIA</b>	<b>v</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b>	<b>vi</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de figuras</b>	<b>xiv</b>
<b>Resumen</b>	<b>xviii</b>
<b>Abstract</b>	<b>xix</b>
<b>Problema</b>	<b>xx</b>
<b>Justificación</b>	<b>xxi</b>
<b>Objetivos</b>	<b>xxii</b>
<b>Metodología</b>	<b>xxiii</b>
<b>Introducción</b>	<b>1</b>
<b>1. Capítulo I. Marco teórico</b>	<b>2</b>
1.1 Tipos de archivadores	2
1.1.1. Archiveros Verticales	2
1.1.2. Archiveros Horizontales	3
1.1.3. Archiveros Deslizantes o Estanterías móviles	3
1.2 Almacenamiento semiautomático	3
1.3 Sistemas de AS/RS	4
1.4 Formas más comunes de almacenaje automatizado	5

1.4.1. Transelevadores	5
1.4.2. VLS	6
1.5 Sistemas de movimiento	6
1.5.1. Guías lineales	6
1.5.2. Guía lineal tipo de bola de carga pesada	7
1.5.3. Guías lineales con rodillos-guía	8
1.6 Mecanismo de transmisión de potencia y movimiento	8
1.6.1. Husillos de bolas y tuercas	8
1.6.2. Piñón- cremallera	9
1.6.3. Tornillo sin fin y tuerca	9
1.7 Mecanismo motriz	9
1.7.1. Motor a pasos	9
1.7.2. Servomotor	10
1.8 Mecanismos de control	10
1.8.1. Micro controlador	10
1.8.2. Sensores de contacto	11
1.8.3. Pulsadores	11
1.8.4. Display Lcd	12
1.9 Sistemas de control	12
1.9.1. Sistemas de control en lazo cerrado	12
1.9.2. Sistema de control en lazo abierto	12
<b>2. Capítulo II. Análisis de alterntivas</b>	<b>13</b>
2.1 Alternativas de compra o diseño y construcción	13
2.1.1. Alternativa A1: Almacén automático rotacional	13
2.1.2. Alternativa A2: Armario móvil compactible con movimiento mecánico-automático	14
2.1.3. Alternativa A3: Diseño y construcción del prototipo de archivador semiautomático	15
2.1.4 Análisis cuantitativo	16



2.2 Alternativas de selección de sistemas de movimiento	17
2.2.1. Alternativa 1: Guías lineales	17
2.2.2. Alternativa 2: Guía lineal tipo de bola de carga pesada	18
2.2.3. Alternativa 3: Guía lineal con rodillo-guía	18
2.2.4. Análisis cuantitativo	19
2.3 Alternativas de selección de mecanismos de transmisión de potencia y movimiento	19
2.3.1. Alternativa 1: Husillo de bolas y tuerca	19
2.3.2. Alternativa 2: Piñón cremallera	20
2.3.3. Alternativa 3: Tornillo de potencia y tuerca	20
2.3.4. Análisis cuantitativo	21
<b>3. Capítulo III. Diseño mecánico</b>	<b>22</b>
3.1 Dimensiones de carpetas	22
3.2 Número de carpetas en cada columna del cajón	23
3.3 Largo de la carpeta con una capacidad máxima de 250 hojas	24
3.4 Peso total de las carpetas	24
3.5 Formulación	25
3.5.1. Esfuerzo admisible de flexión teórico	25
3.5.2. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36	25
3.5.3. Esfuerzo admisible de flexión real	26
3.5.4. Factor de seguridad real	26
3.5.5. Área de la sección de la garganta sometida a cortante	26
3.5.6. Resistencia de la soldadura	27
3.5.7. Ancho y largo de placa base	28
3.5.8. Excentricidad de la carga	29
3.5.9. Momento flector	29
3.5.10. Espesor mínimo de la placa base	29
3.5.11. Tornillo de potencia	30
3.5.11.1. Rosca ACME	30

3.5.11.2. Torque de elevación y descenso	31
3.5.11.3. Autobloqueo	32
3.5.11.4. Eficiencia del tornillo	32
3.5.11.5. Esfuerzo de tensión axial	32
3.5.11.6. Esfuerzo cortante en el tornillo de potencia	32
3.5.11.7. Esfuerzo de flexión en la raíz de la rosca	33
3.5.11.8. Esfuerzo cortante en el centro de la raíz de la tuerca	33
3.5.11.9. Esfuerzo equivalente o de von Mises	33
3.5.11.10. Factor de seguridad	33
3.5.11.11. Medidas de la tuerca	34
3.5.12. Selección de rodamientos de apoyo	34
3.5.12.1. Relación de los factores de cálculo	34
3.5.12.2. Carga dinámica equivalente.	35
3.5.12.3. Vida nomina	35
3.5.13. Selección de rodamientos lineales	35
3.5.13.1. Duración de vida L.	35
3.5.13.2. Capacidad de carga.	36
3.5.13.3. Cálculo de duración de vida real ( $L_{hr}$ )	37
3.5.13.4. Cálculo del factor de seguridad estática	37
3.5.13.5. Análisis de flexión de ejes lineales horizontales	38
3.5.14. Razón de esbeltez	39
3.5.15. Resistencia por fluencia a compresión del material	40
3.5.16. Razón de esbeltez en el punto D	41
3.5.17. Carga unitaria crítica	41
3.5.18. Carga permisible	41
3.6 Diseño y cálculo del cajón	42
3.6.1. Diseño y selección del divisor	42
3.6.2. Selección de los soportes laterales	44
3.6.3. Cálculo de soldadura entre el divisor y las platinas frontales	44
3.6.4. Simulación estática de la estructura del cajón	45
3.7 Diseño y cálculo de la estructura tipo pórtico	47

3.7.1. Diseño del soporte para la estructura del cajón	47
3.7.2. Selección de las columnas para estructura tipo pórtico que contiene al cajón	50
3.7.3. Diseño de placa base	50
3.7.4. Selección de pernos de anclaje para la placa base	53
3.7.5. Cálculo de soldadura entre el soporte para el cajón y la columna de la estructura tipo pórtico	54
3.7.6. Simulación estática de la estructura que contiene al cajón	55
3.8 Diseño y cálculo del elevador vertical	56
3.8.1. Diseño y cálculo de la canasta del elevador	57
3.8.1.1. Diseño y selección de las platinas base frontales	57
3.8.1.2. Selección de platinas horizontales	59
3.8.2. Soldadura de la canasta del elevador	59
3.8.3. Simulación estática de la canasta del elevador	60
3.8.4. Cálculo de diseño del tornillo de potencia movimiento vertical	61
3.8.5. Dimensiones de la tuerca	65
3.8.6. Selección de los motores a pasos	66
3.8.7. Selección de rodamientos y su unidad para los tornillos de potencia vertical	66
3.8.8. Diseño, cálculo y selección de rodamientos y ejes lineales para el elevador	67
3.8.8.1 Selección de ejes lineales	69
3.8.9. Selección de la plancha en forma de C	70
3.8.10. Análisis de pandeo de los ejes lineales verticales	70
3.8.11. Cálculo de selección de platinas base para la estructura del elevador	72
3.9 Diseño y cálculo del transportador horizontal	75
3.9.1. Selección de rodamientos lineales y ejes horizontales	75
3.9.1.1. Selección de ejes lineales horizontales	79
3.9.2. Análisis de flexión de ejes lineales horizontales	79
3.9.3. Cálculo del tornillo de potencia para el transportador horizontal	80
3.9.4. Dimensiones de la tuerca	83
3.9.5. Selección de los motores a pasos	83
3.9.6. Selección de rodamientos y su unidad para el tornillo de potencia horizontal	83
3.9.7. Cálculo de la estructura de empuje para el elevador	84

3.9.7.1. Platina de empuje	85
3.9.7.2. Platina de conexión	87
3.9.8. Simulación estática de la estructura de empuje	87
<b>4. Capítulo IV. Diseño electrónico</b>	<b>89</b>
4.1 Diagrama de bloques del sistema	89
4.2 Funcionamiento electrónico	90
4.2.1. Alimentación mediante un Adaptador AC/DC	90
4.2.2. Control principal con Arduino nano	91
4.2.3. Accionamiento de los pulsadores	91
4.2.4. Detección de los Sensores de carrera	92
4.2.5. Motores Nema 17 con drivers DRV8825	93
4.2.6. Lcd	93
4.3 Señales del arduino nano	93
4.4 Diagrama de flujo del programa	94
4.5 Diagrama lógico del circuito	95
<b>5. Capítulo V. Resultados y análisis de resultados</b>	<b>97</b>
5.1 Prueba de precisión y repetibilidad	97
<b>Conclusiones</b>	<b>100</b>
<b>Recomendaciones</b>	<b>101</b>
<b>Referencias</b>	<b>102</b>
<b>Anexos</b>	<b>108</b>

## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b> <i>Ventajas y desventajas de la alternativa A1</i>	14
<b>Tabla 2.</b> <i>Ventajas y desventajas de la alternativa A2</i>	15
<b>Tabla 3.</b> <i>Ventajas y desventajas de la alternativa A3</i>	16
<b>Tabla 4.</b> <i>Puntuación de parámetros de alternativas de compra o diseño y construcción</i>	17
<b>Tabla 5.</b> <i>Ventajas y desventajas de guías lineales</i>	17
<b>Tabla 6.</b> <i>Ventajas y desventajas de guía lineal tipo de bola de carga pesada</i>	18
<b>Tabla 7.</b> <i>Ventajas y desventajas de guía lineal con rodillo-guía</i>	18
<b>Tabla 8.</b> <i>Puntuación de parámetros de alternativas del sistema de movimiento</i>	19
<b>Tabla 9.</b> <i>Ventajas y desventajas de transmisión por husillo de bolas y tuerca</i>	19
<b>Tabla 10.</b> <i>Ventajas y desventajas de transmisión por piñón cremallera</i>	20
<b>Tabla 11.</b> <i>Ventajas y desventajas de transmisión por tornillo sin fin y tuerca</i>	20
<b>Tabla 12.</b> <i>Puntuación de parámetros de alternativas de selección de mecanismos de transmisión de potencia</i>	21
<b>Tabla 13.</b> <i>Parámetros de los motores</i>	90
<b>Tabla 14.</b> <i>Descripción de las señales del arduino nano</i>	94
<b>Tabla 15.</b> <i>Posiciones y desviaciones de ejes</i>	98

## Índice de figuras

<b>Figura 1.</b> <i>Archivador vertical</i>	2
<b>Figura 2.</b> <i>Archivador horizontal</i>	3
<b>Figura 3.</b> <i>Estantería móvil</i>	3
<b>Figura 4.</b> <i>Almacenamiento Semiautomático</i>	4
<b>Figura 5.</b> <i>Sistema AS/RS</i>	5
<b>Figura 6.</b> <i>Trans elevador</i>	6
<b>Figura 7.</b> <i>VLS</i>	6
<b>Figura 8.</b> <i>Guías lineales</i>	7
<b>Figura 9.</b> <i>Guía lineal tipo bola de carga pesada</i>	7
<b>Figura 10.</b> <i>Guía lineal con rodillos-guía</i>	8
<b>Figura 11.</b> <i>Husillo de bolas y tuerca</i>	8
<b>Figura 12.</b> <i>Sistema piñón-cremallera</i>	9
<b>Figura 13.</b> <i>Tornillo sin fin y corona</i>	9
<b>Figura 14.</b> <i>Motor a pasos</i>	10
<b>Figura 15.</b> <i>Servomotor</i>	10
<b>Figura 16.</b> <i>Micro controlador Arduino mega</i>	11
<b>Figura 17.</b> <i>Sensor de contacto</i>	11
<b>Figura 18.</b> <i>Pulsadores</i>	12
<b>Figura 19.</b> <i>Módulo LCD</i>	12
<b>Figura 20.</b> <i>Almacén automático rotacional</i>	13
<b>Figura 21.</b> <i>Armario móvil compacto</i>	14
<b>Figura 22.</b> <i>Diseño y construcción del prototipo</i>	15
<b>Figura 23.</b> <i>Dimensión de carpeta colgante</i>	22

<b>Figura 24.</b> <i>Peso de carpeta colgante con 250 hojas</i>	23
<b>Figura 25.</b> <i>Largo de carpeta colgante con 250 hojas</i>	24
<b>Figura 26.</b> <i>Propiedades mecánicas acero A36</i>	26
<b>Figura 27.</b> <i>Unión a traslape</i>	26
<b>Figura 28.</b> <i>Sistema de numeración del código (AWS) para electrodos</i>	28
<b>Figura 29.</b> <i>Placa base para perfil cuadrado</i>	28
<b>Figura 30.</b> <i>Propiedades mecánicas del acero AISI 304</i>	30
<b>Figura 31.</b> <i>Rosca Acme</i>	30
<b>Figura 32.</b> <i>Análisis de fuerzas en el punto de fricción tornillo-tuerca</i>	31
<b>Figura 33.</b> <i>Abreviación del set lineal eLINE</i>	36
<b>Figura 34.</b> <i>Tipos de flexión</i>	38
<b>Figura 35.</b> <i>Valores de E.I</i>	39
<b>Figura 36.</b> <i>Factor de longitud efectiva</i>	40
<b>Figura 37.</b> <i>Líneas de fallas en una columna de Euler, Johnson</i>	40
<b>Figura 38.</b> <i>Distribución de carga y reacciones</i>	42
<b>Figura 39.</b> <i>Diagrama de momentos</i>	43
<b>Figura 40.</b> <i>Diagrama de fuerzas cortantes</i>	43
<b>Figura 41.</b> <i>Dimensiones del perfil tipo C 50X25x2 mm</i>	44
<b>Figura 42.</b> <i>Esfuerzo máximo del cajón</i>	45
<b>Figura 43.</b> <i>Factor de seguridad del cajón</i>	46
<b>Figura 44.</b> <i>Desplazamiento de la estructura del cajón</i>	46
<b>Figura 45.</b> <i>Masa de la estructura del cajón</i>	47
<b>Figura 46.</b> <i>Viga empotrada con carga uniformemente distribuida</i>	48
<b>Figura 47.</b> <i>Diagrama de momento</i>	48

<b>Figura 48.</b> <i>Diagrama de fuerzas cortantes</i>	49
<b>Figura 49.</b> <i>Propiedades geométricas del perfil cuadrado 25x25x1.2 mm</i>	49
<b>Figura 50.</b> <i>Peso de la estructura que contiene al cajón</i>	51
<b>Figura 51.</b> <i>Propiedades geométricas de la placa cuadrada 100x100mm</i>	52
<b>Figura 52.</b> <i>Dimensiones de la placa base 100x100x4 mm</i>	53
<b>Figura 53.</b> <i>Medidas de anclaje</i>	54
<b>Figura 54.</b> <i>Esfuerzo máximo de la estructura que contiene al cajón</i>	55
<b>Figura 55.</b> <i>Factor de seguridad de la estructura que contiene al cajón</i>	56
<b>Figura 56.</b> <i>Desplazamiento de la estructura que contiene al cajón</i>	56
<b>Figura 57.</b> <i>Viga simple con dos cargas puntuales</i>	57
<b>Figura 58.</b> <i>Diagrama de momentos</i>	57
<b>Figura 59.</b> <i>Diagrama de fuerzas cortantes</i>	58
<b>Figura 60.</b> <i>Propiedades geométricas de la platina PLT 19x3 mm</i>	58
<b>Figura 61.</b> <i>Esfuerzo máximo de la canasta del elevador</i>	60
<b>Figura 62.</b> <i>Factor de seguridad de la estructura que contiene al cajón</i>	61
<b>Figura 63.</b> <i>Desplazamiento de la estructura que contiene al cajón</i>	61
<b>Figura 64.</b> <i>Masa de la canasta del elevador</i>	62
<b>Figura 65.</b> <i>Semejanza con el AISI 1050</i>	70
<b>Figura 66.</b> <i>Radio de giro del eje lineal <math>\varnothing</math> 12 mm</i>	70
<b>Figura 67.</b> <i>Masa de la estructura elevador</i>	73
<b>Figura 68.</b> <i>Carga distribuida de platina base para elevador del cajón</i>	73
<b>Figura 69.</b> <i>Diagrama de momento de platinas base para elevador del cajón</i>	74
<b>Figura 70.</b> <i>Diagrama de fuerzas cortantes de platinas base para elevador del cajón</i>	74
<b>Figura 71.</b> <i>Cálculo de la platina base para elevador 30x6 mm, valores</i>	75



<b>Figura 72.</b> <i>Masa de platina base para estructura</i>	76
<b>Figura 73.</b> <i>Distribución de carga y nreacciones</i>	85
<b>Figura 74.</b> <i>Diagrama de momentos</i>	85
<b>Figura 75.</b> <i>Diagrama de fuerzas cortantes</i>	85
<b>Figura 76.</b> <i>Propiedades geométricas de la platina PLT 50x9 mm</i>	86
<b>Figura 77.</b> <i>Esfuerzo máximo de la canasta del elevador</i>	87
<b>Figura 78.</b> <i>Factor de seguridad de la estructura que contiene al cajón</i>	88
<b>Figura 79.</b> <i>Desplazamiento de la estructura que contiene al cajón</i>	88
<b>Figura 80.</b> <i>Diagrama de bloques del sistema</i>	89
<b>Figura 81.</b> <i>Adaptador AC/DC 12 V, 5 A</i>	91
<b>Figura 82.</b> <i>Números de los pines del Arduino nano</i>	91
<b>Figura 83.</b> <i>Estados de un pulsador</i>	92
<b>Figura 84.</b> <i>Estados del sensor de final de carrera</i>	92
<b>Figura 85.</b> <i>Diagrama de pines del driver DRV8825</i>	93
<b>Figura 86.</b> <i>Diagrama de flujo del programa</i>	95
<b>Figura 87.</b> <i>Diagrama lógico del circuito</i>	96
<b>Figura 88.</b> <i>Puntos deseados en los ejes X e Y</i>	97

## Resumen

El presente diseño aborda el diseño y construcción de un prototipo de archivador semiautomático para el almacenamiento de documentos, donde se analiza situacionalmente los problemas que presenta al usar el archivador convencional, calcular y/o simular los elementos mecánicos y electrónicos del prototipo archivador inteligente para el almacenamiento de documentos y analizar la factibilidad de almacenamiento y selección correcta para los archivos del prototipo archivador inteligente.

Se analiza e investiga los tipos de archivadores corredizos, convencionales, tipos de almacenadores industriales existentes en el mercado, prototipos y problemas planteados, a través de estas se plantea diferentes alternativas como la compra de almacenador de documentos y el diseño de un prototipo, las cuales deben cumplir con los requerimientos establecidos como el costo, existencia en el mercado, seguridad del operario, mantenimiento y dimensionamiento.

Al final se diseña y construye un prototipo de archivador semiautomático para el almacenamiento de documentos con un elevador vertical y un transportador horizontal, donde cada uno de los sistemas antes mencionados conlleva su respectivo análisis estructural en el cual se enfoca en las partes elementales donde la carga influye de manera crítica.

Una vez diseñado y construido se destaca que es apto para espacios como en áreas de secretaria de instituciones o empresas ya que se mueve con total libertad en dos planos en y e x, además se utiliza sistemas embebidos y motores a pasos para su movilidad, dando al usuario mayor facilidad para el acceso físico a los archivos.

*Palabras clave:* Archivador Semiautomático, Sistema embebido, Motor a pasos

## **Abstract**

The present design addresses the design and construction of a prototype of a semi-automatic file cabinet for the storage of documents, where the problems presented when using the conventional file cabinet are analyzed situationally, calculating and/or simulating the mechanical and electronic elements of the intelligent filing cabinet prototype for the storage of documents and analyze the feasibility of storage and correct selection for the files of the smart filing cabinet prototype.

The types of sliding and conventional filing cabinets, types of industrial storage units existing on the market, prototypes and problems posed are analyzed and investigated. Through these, different alternatives are proposed, such as the purchase of a document storage unit and the design of a prototype, which They must meet established requirements such as cost, existence in the market, operator safety, maintenance and sizing.

In the end, a prototype of a semi-automatic filing cabinet for the storage of documents is designed and built with a vertical elevator and a horizontal conveyor, where each of the aforementioned systems entails its respective structural analysis in which it focuses on the elementary parts where the load influences critically.

Once designed and built, it stands out that it is suitable for spaces such as secretarial areas of institutions or companies since it moves with total freedom in two planes in y and e x, in addition, embedded systems and stepper motors are used for its mobility, giving the user greater ease of physical access to files.

*Key words:* Filing cabinet with automatic features, Embedded system, Stepper motor

## **Problema**

En la Universidad Politécnica Salesiana, campus Sur, sede Quito, existen archivadores de documentos que contienen la información de todos los estudiantes en el área de secretaría específicamente. Las señoritas secretarias cumplen con la función de revisar dichas carpetas cuando la ocasión lo amerita. Es aquí donde los empleados presentan varias dificultades al momento de buscar las carpetas, por ejemplo, al momento de abrir la compuerta del archivador deben generar una fuerza fuera de lo habitual debido al peso que contiene el archivador ya que esta se abre girando una manivela y a su vez se va deslizando, el otro factor es la altura, donde algunos archivos se encuentran en lo más alto del archivador y cuando se desea encontrar algún archivo, el personal debe subirse a un escalera convencional. Esto podría presentar peligros como caídas, incluso posibles fracturas.

## **Justificación**

Por problemas como el peso, el peligro que puede ocurrir al momento de subir por una escalera al coger un carpeta, y que esto pueda afectar al personal de secretaría, se ha adoptado la opción de diseñar y construir un prototipo archivador inteligente para el almacenamiento de carpetas con el fin de eliminar todas estas molestias, mejorar la rápida selección de carpetas y mejorar la calidad laboral del personal. Además, este prototipo será de uso más amigable, entendible y seguro, ya que el acceso es específicamente para los trabajadores del área de secretaría.

## **Objetivos**

### **Objetivo general**

Diseñar y construir un prototipo archivador semiautomático para el almacenamiento de documentos.

### **Objetivos específicos**

- Detectar in situ los problemas que presenta al usar el archivador convencional en áreas de secretaria.
- Diseñar los elementos mecánicos y electrónicos del prototipo archivador semiautomático
- Evaluar la factibilidad de almacenamiento y selección correcta para los archivos del prototipo archivador inteligente.

## **Metodología**

La metodología para diseñar y construir un prototipo de archivador semiautomático para el almacenamiento de documentos se fundamenta en una investigación aplicada que conforma tanto planteamientos cualitativos como cuantitativos. Se ejecuta un análisis integro de tesis relacionadas con el diseño de almacenamiento automático, lo cual ayuda identificar los problemas y soluciones anteriores en contextos similares. Dicho enfoque asegura que el proyecto sea práctico, teóricamente sólido y aplicable a las necesidades que presenta el área de secretaría.

En el desarrollo del prototipo el método utilizado incluye el análisis de datos y el diseño experimental. Se realizan diseños y simulaciones relacionados en ecuaciones y conceptos hallados en libros de ingeniería, garantizando que los cálculos necesarios para la construcción y funcionamiento sean precisos. Se realiza un proceso de diseño, prueba y ajuste para asegurar una alta precisión y repetibilidad en los desplazamientos del archivador.

Para la técnica de recolección de datos consta de la revisión de literatura, encuestas a las trabajadoras del área de secretaria y pruebas empíricas del prototipo. Para obtener conceptos prácticos y concretos se recolecta información de páginas web, tesis y libros. Las encuestas proporcionan identificar los problemas que presentan al extraer los archivos. Finalmente con las pruebas empíricas del prototipo donde se mide la precisión y eficiencia del sistema, ratifican las hipótesis y ajustes desarrollados durante el proceso de diseño y construcción. Asegurando que con este conjunto de técnicas el prototipo cumple con los objetivos y la funcionalidad

## **Introducción**

La construcción de este prototipo es debido a un plan de estudio y de investigación donde se ve la necesidad de diseñar y crear un prototipo que pueda cumplir con los requerimientos de seguridad y eficiencia al momento de extraer y devolver los archivos.

En el diseño del prototipo sigue una serie de condiciones y especificaciones para que esta pueda adaptarse en áreas físicas donde se almacenen archivos y se requiera de los mismos.

Una de las condiciones dictadas es que el archivador sea semiautomático ya que el usuario debe tener control de como extraer y devolver cualquier archivo conforme a su modo de trabajo, de manera que no tenga complicaciones.

Otro de las condiciones es que los desplazamientos verticales y horizontales cambien su accionamiento de rotacional a trasnacional, usando sistemas de desplazamiento de husillos de bolas con rodamientos lineales y motores a pasos para mantener el torque y el paso necesario.

Este tipo de prototipo de maquina conserva el principio de funcionamiento básico de los archivadores convencionales pero con la diferencia de que la manipulación de la misma es más segura y eficaz, por la interfaz de usuario que existe.



# Capítulo I

## Marco teórico

Por lo general, los archivadores tienen una estructura que puede ser metálica, de melamina, donde se guardan archivos, papeles, que son muy importantes para una oficina. Es una herramienta muy útil, ya que los individuos logran organizarse y pueden obtener la información de manera posible. Las personas que están a cargo deben saber cómo organizar los archivos para su fácil uso.

### 1.1 Tipos de archivadores

Existen variedades de archivadores para el almacenamiento de documentos. He aquí algunos tipos más comunes que utilizan en empresas:

#### 1.1.1. Archiveros Verticales

Tienen gavetas colocadas unas encima de otras, las cuales ayudan a mantener las carpetas en forma vertical [1], como se observa en la figura 1. Se coloca en algún lugar cercano a la persona que éste a cargo, y para que cumpla con su función de brindar información actualizada, debe revisarse de manera constante para descartar información desactualizada [2].



**Figura 1.** Archivador vertical, [3].

### ***1.1.2. Archiveros Horizontales***

Con divisiones colocadas horizontalmente, donde se muestra en la figura 2, las cuales pueden ser abiertas, plegables o corredizas. Los documentos se colocan unos encima de otros [1].



**Figura 2.** Archivador horizontal, [4].

### ***1.1.3. Archiveros Deslizantes o Estanterías móviles***

Cumple la misma función que las estanterías fijas, pero con la diferencia que ahorra espacio con la organización, ya que se puede mover de un lado a otro, como lo determina la figura 3 [5].



**Figura 3.** Estantería móvil, [6].

## **1.2 Almacenamiento semiautomático**

Es un tipo de almacenamiento que mezcla soluciones automáticas de almacenaje, gestión o transporte con operaciones manuales. Puede que sean almacenes tecnológicamente

avanzados, pero el factor humano continúa siendo muy importante, como se muestra en la figura 4. Para que se considere semiautomático, es necesario que las operaciones logísticas, como la recepción, transporte, almacenaje, preparación de pedidos, expedición, se realicen con un cierto nivel de automatización, mientras que otros procesos se continúan realizando manualmente [7].

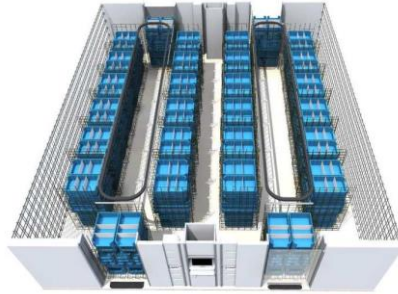


**Figura 4.** Almacenamiento Semiautomático, [7].

### 1.3 Sistemas de AS/RS

Es un sistema que se controla y maneja desde una computadora que especifica las operaciones de almacenaje y recuperación que va a cierta velocidad y precisión, lo que permite el éxito en el cumplimiento y funcionamiento.

Pueden existir uno o varios pasillos de almacenaje, como se muestra la figura 5, donde máquinas S/R (Storage/Retrieval) realizan las actividades de almacenamiento y recuperación de mercancías de estantes que tienen estaciones de P&D (Pickup-and-Deposit). Cumplen con la función de depositar y extraer ítems, deberes que suelen ser manejadas por personas o AGVs (Automatic Guided Vehicle) [8].



**Figura 5.** Sistema AS/RS, [8].

## **1.4 Formas más comunes de almacenaje automatizado**

Existen varios tipos de almacenaje automatizado, donde se determinan los más comunes y relacionados al proyecto. A continuación, se presentan algunas formas:

### ***1.4.1. Transelevadores***

Diseñado para implementarse en estanterías dinámicas cuyo fin es la circulación de las cargas por medio de cadenas de elevación, cables de arrastre, raíles y un motor eléctrico [9], como se observa en la figura 6. El movimiento puede ser de forma automática, manual o semiautomática. En las dos últimas formas, se debe de contar con la ayuda de un operador, quien se traslada por los pasillos del almacén para localizar la carga y luego ascender hasta alcanzarla. [9].

- Colocar y/o extraer cargas o pallets.
- Ubicar mercancías en óptimos sistemas de almacenamiento.
- Identificar de manera fácil las mercancías, que están respectivos códigos.
- Preparar de pedidos o picking.
- Manejar contenedores y cargas de volúmenes grandes [9].



**Figura 6.** Trans elevador, [9].

#### ***1.4.2. VLS***

Estos sistemas VLS de elevación vertical se utilizan en almacenes y centros de distribución, donde actúan como amortiguadores entre la toma de producción y el cumplimiento de pedidos. Estas unidades VLS, como se observa en la figura 7, se usan más frecuentemente en aplicaciones de selección remota. Se utiliza más para almacenar los artículos necesarios para los pedidos con mayor frecuencia y puede ofrecer mejores dimensiones de recolección [10].



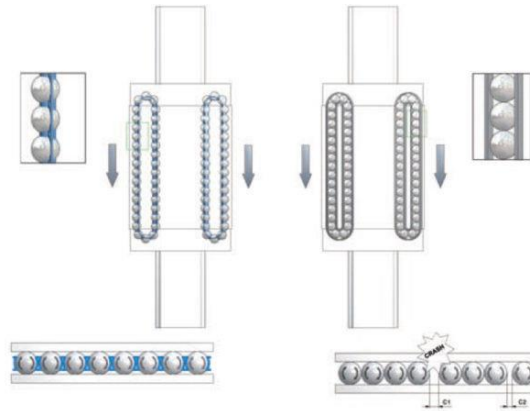
**Figura 7.** VLS, [10].

### **1.5 Sistemas de movimiento**

#### ***1.5.1. Guías lineales***

Dicho sistema permite la traslación entre las piezas con una mínima pérdida por fricción, y a la vez debe resistir las fuerzas actuando en dirección perpendicular a la trayectoria y los momentos respectivos. El sistema ejecuta concretamente un par cinemático prismático. El

par cinemático se refiere a la unión entre dos cuerpos sólidos rígidos que permite algunos movimientos relativos y restringe otros [11], los cuales se describen en la figura 8.



**Figura 8.** Guías lineales, [11].

### ***1.5.2. Guía lineal tipo de bola de carga pesada***

Este tipo de guías lineales están diseñadas para soportar una determinada capacidad de carga y rigidez. Según el diseño ilustrado en la figura 9, la carga se sitúa de manera uniforme en las direcciones radial, radial inverso y lateral, y cuentan con autoalineamiento para absorber errores al momento de instalarse. Tienen una larga vida útil, mayor velocidad, mejor precisión y movimiento lineal suave [12].



**Figura 9.** Guía lineal tipo bola de carga pesada, [12].

### **1.5.3. Guías lineales con rodillos-guía**

Estos tipos de guías son longitudinales y combinables de forma modular para diversas aplicaciones. Por su construcción liviana, son muy funcionales en sistemas de manipulación. Se caracterizan, en particular, por un funcionamiento silencioso, grandes velocidades de movimiento, largas distancias de desplazamiento y de un sistema modular [13]. La forma en la que se compactan se muestra en la figura 10.



**Figura 10.** Guía lineal con rodillos-guía, [13].

## **1.6 Mecanismo de transmisión de potencia y movimiento**

### **1.6.1. Husillos de bolas y tuercas**

El husillo de bolas es un mecanismo de avance sumamente eficaz donde la bola realiza un movimiento oscilante entre el eje del husillo y la tuerca. Cuenta con un par de torsión menor en una tercera parte a comparación al de un husillo deslizante existente, lo que lo hace muy apropiado para reservar energía de accionamiento [14]. El boceto se observa en la figura 11.



**Figura 11.** Husillo de bolas y tuerca, [14].

### **1.6.2. Piñón- cremallera**

Denominado como un mecanismo de cremallera compuesto por dos engranajes, el piñón y la cremallera, es aquel que convierte el movimiento rotacional en movimiento rectilíneo o viceversa. El engranaje circular se engrana con una barra dentada de forma que permite dar un desplazamiento lineal, como se ilustra en la figura 12 [15].



**Figura 12.** Sistema piñón-cremallera, [15].

### **1.6.3. Tornillo sin fin y tuerca**

Es un elemento usualmente metálico, cuya función es transmitir movimiento entre ejes. En conjunto con una tuerca, ayuda a convertir movimiento de rotación en un movimiento lineal [16]. Esta conexión se observa en la figura 13.



**Figura 13.** Tornillo sin fin y corona, [16].

## **1.7 Mecanismo motriz**

### **1.7.1. Motor a pasos**

Es un motor de corriente continua sin escobillas en el que su rotación se divide en determinados números de pasos. Usualmente, una revolución completa del eje de  $360^\circ$  se divide en 200 pasos, lo que da como resultado a una sola carrera del eje cada  $1,8^\circ$  [17]. Su forma física se encuentra en la figura 14.





**Figura 14.** Motor a pasos, [17].

### ***1.7.2. Servomotor***

Un servomotor es un motor eléctrico que permite manipular la velocidad y la dirección del eje. Normalmente, no gira  $360^\circ$ . Algunas de sus aplicaciones pueden ser en robótica, brazos, zoom de una cámara de fotos, puertas automáticas de ascensores, en impresoras para el control de avance y retroceso del papel, máquinas herramientas, robots industriales, sistemas de producción, entre otros [18]. Uno de los tipos de servomotores más comunes se muestra en la figura 15.



**Figura 15.** Servomotor, [18].

## **1.8 Mecanismos de control**

### ***1.8.1. Microcontrolador***

Abarca todos los circuitos integrados dentro del chip y funciona mediante instrucciones donde las busca, codifica y ejecuta [19]. Los elementos que contiene el microcontrolador son la memoria, el procesador, módulos de entradas y salidas, y control de sistema. El procesador se comunica con los demás elementos mediante un bus [20]. Un ejemplo es el arduino mega, que se observa en la figura 16.



**Figura 16.** Micro controlador Arduino mega, [21].

### ***1.8.2. Sensores de contacto***

Indican si existe contacto con un objeto o no, sin considerar la magnitud de la fuerza de contacto, son dispositivos muy sencillos cuyo uso es muy variado, como se representa en la figura 17. Pueden ser interruptores de límite o micro interruptores, que al momento del contacto cambian de estado [22].



**Figura 17.** Sensor de contacto, [23].

### ***1.8.3. Pulsadores***

Permite o impide el paso de la corriente eléctrica al ser apretado o pulsado. Puede abrirse o cerrarse cuando el usuario lo presiona y no deja de hacerlo. Si lo suelta regresa a su posición inicial. Para su funcionamiento, debe existir un resorte o muelle que hace que regrese a la posición original [24]. Un ejemplo de pulsador se muestra en la figura 18.



**Figura 18.** Pulsadores, [24].

#### ***1.8.4. Display Lcd***

Su uso es muy solicitado en la industria, empresas medianas y en prototipos escolares, debido a que es muy sostenible a la vista. Los displays lcd tienen numerosas aplicaciones, como relojes, calculadoras, electrodomésticos, impresoras, entre otros [25], donde se visualiza la emisión de un mensaje, como se encuentra en la figura 19.



**Figura 19.** Módulo LCD, [25].

### **1.9 Sistemas de control**

#### ***1.9.1. Sistemas de control en lazo cerrado***

Es cuando el controlador recepta una retroalimentación a través de la señal de error, que resulta de la diferencia entre la señal de entrada y la señal de retroalimentación, con el fin de reducir el error y que la salida llegue a un valor deseado [26].

#### ***1.9.2. Sistema de control en lazo abierto***

En estos sistemas, las salidas no tienen algún efecto en las acciones de control. No se realiza una medición de la salida ni se compara con la entrada para la retroalimentación. [26].

## Capítulo II

### Análisis de alternativas

En este capítulo se tiene en cuenta el planteamiento y análisis de diversas sugerencias de máquinas existentes en el mercado, así como elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos que sean adecuados para el diseño y construcción del prototipo ya se tendrá una idea muy formal de cómo se diseñe y construya el prototipo.

#### 2.1 Alternativas de compra o diseño y construcción

##### 2.1.1. Alternativa A1: Almacén automático rotacional

Este tipo de almacenador es muy utilizado para guardar archivos específicamente, gracias a su sistema de movimiento rotacional y a la infraestructura diseñada para espacios de tipo oficina, como se observa en la figura 20.



**Figura 20.** Almacén automático rotacional, [27].

Sus principales ventajas y desventajas se muestran en la tabla 1.

**Tabla 1.** Ventajas y desventajas de la alternativa A1

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Cumple con la función de un archivador automático	Sus dimensiones son estandarizadas
Es rápido, eficaz y no ruidoso	Es solo para un bloque
Apto para oficinas	Precio elevado
	No existe en el mercado nacional

### ***2.1.2. Alternativa A2: Armario móvil compactible con movimiento mecánico-automático***

Se asemeja a los armarios móviles convencionales, dado que su único desplazamiento es horizontal, con la diferencia que permite extraer o devolver los archivos de manera automática, como se encuentra en la figura 21.



**Figura 21.** Armario móvil compacto, [28].

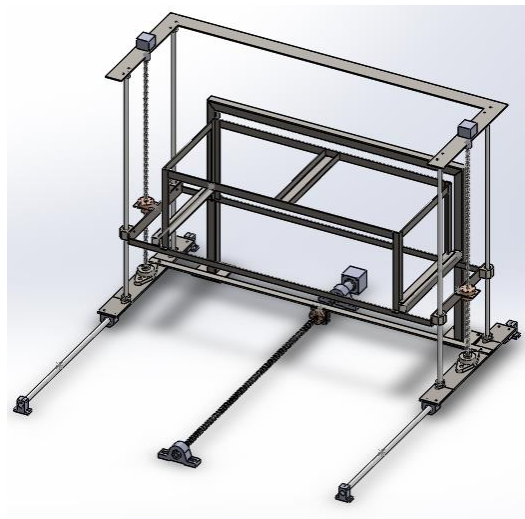
Las ventajas y desventajas se exponen en la tabla 2.

**Tabla 2.** Ventajas y desventajas de la alternativa A2

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Modelo tipo bloque similar al de secretaria	Solo se mueve automáticamente cada bloque
Cada bloque puede moverse automáticamente	No existe en el mercado nacional
Aptos para oficina	Solo es coincidente en una función del prototipo propuesto

### **2.1.3. Alternativa A3: Diseño y construcción del prototipo de archivador semiautomático**

Este tipo de alternativa es más factible debido a que su diseño es eficiente y seguro, además tiene dos sistemas de movimientos (horizontal y vertical), lo que facilita al usuario la manipulación fácil de archivos, como se muestra en el diseño final de la figura 22,



**Figura 22.** Diseño y construcción del prototipo.

Se detalla en la tabla 3 con sus ventajas y desventajas.

**Tabla 3.** Ventajas y desventajas de la alternativa A3

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Diseño específico para el área de trabajo	Mayor tiempo de diseño y construcción
Funcionamiento fácil	
Costo de materiales accesible	

#### **2.1.4 Análisis cuantitativo**

Se hace una calificación simple de 0 a 10 puntos a cada ítem, donde se utilizara rangos diferentes:

0-3: Caro, no existe, no seguro, mantenimiento excesivo, mal dimensionamiento, muy difícil montaje.

4-6: No es costoso, existe muy poco, medio seguro, poco mantenimiento, dimensionamiento estándar, dificultad de montaje medio.

7-10: Barato, existe, seguro, mantenimiento preventivo, dimensionamiento adaptable, fácil montaje.

Se elige la alternativa que cumpla con los parámetros, por ende mayor calificación, de acuerdo al análisis previo de sus ventajas y desventajas.

La alternativa con mayor calificación se elige a partir de la tabla 4.

**Tabla 4.** Puntuación de parámetros de alternativas de compra o diseño y construcción

<b>Parámetros</b>	<b>A1</b>	<b>A2</b>	<b>A3</b>
Costo	3	3	8
Existe en el mercado	2	2	1
Seguridad del operario	9	9	9
Mantenimiento	4	4	9
Dimensionamiento	4	7	10
<b>Total</b>	<b>22</b>	<b>25</b>	<b>37</b>

Con los parámetros y las puntuaciones correspondientes se escoge la opción de diseño y construcción de prototipo, que se encuentran en la tabla 4, debido que cumple con los parámetros establecidos y su realización conlleva todas las ideas y objetivos propuestos.

## 2.2 Alternativas de selección de sistemas de movimiento

### 2.2.1. Alternativa 1: Guías lineales

Este tipo de guías se mueve gracias a sus rodamientos, ya que este es específicamente diseñado para hacer desplazamientos lineales, como se detalla mejor en la tabla 5.

**Tabla 5.** Ventajas y desventajas de guías lineales [29]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Reduce la fricción en el movimiento	Se debe cuidar deslizante
Diseño ajustable para el buje	Mantenimiento periódico
Soporta cargas altas	



### 2.2.2. Alternativa 2: Guía lineal tipo de bola de carga pesada

Su diseño diferente ya que su rodamiento es abierto y hace que la carga se ajuste en todas las direcciones del mismo, también cuenta con otras ventajas y desventajas como se observa en la tabla 6.

**Tabla 6.** Ventajas y desventajas de guía lineal tipo de bola de carga pesada [29], [12]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Gran movimiento al momento de desplazarse	Se debe cuidar deslizante
El movimiento suave lineal	Mantenimiento periódico
Fricción baja	Baja comercialización local

### 2.2.3. Alternativa 3: Guía lineal con rodillo-guía

No constan de ningún rodamiento pero si de ruedas que se ajustan a la guía donde les permite desplazarse de forma más libre, dando paso al análisis de sus ventajas y desventajas en la tabla 7.

**Tabla 7.** Ventajas y desventajas de guía lineal con rodillo-guía [29]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Cuenta con calta capacidad de carga	Calibraciones más precisas
Velocidad alta de desplazamiento	Alta fricción
Alta rigidez	Ocupación de área grande para su montaje

#### 2.2.4. Análisis cuantitativo

La alternativa con mayor calificación será la elegida a partir de la tabla 8.

**Tabla 8.** Puntuación de parámetros de alternativas del sistema de movimiento

<b>Parámetros</b>	<b>A1</b>	<b>A2</b>	<b>A3</b>
Costo	8	5	5
Existe en el mercado	7	6	4
Facilidad de montaje	9	6	8
Mantenimiento	5	3	6
Total	29	20	23

Se selecciona las guías lineales ya que cumple con los parámetros establecidos, además es seguro, montaje fácil y se puede desplazar a varias velocidades.

### 2.3 Alternativas de selección de mecanismos de transmisión de potencia y movimiento

#### 2.3.1. Alternativa 1: Husillo de bolas y tuerca

Mecanismo mayormente utilizado por su precisión y fiabilidad ya que está conformado con una tuerca que contiene un rodamiento lineal, debido a esto surge sus ventajas y desventajas en la tabla 9.

**Tabla 9.** Ventajas y desventajas de transmisión por husillo de bolas y tuerca [29]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Precisión alta	Costo elevado
Fricción baja a las rodaduras	Mediana disponibilidad en el mercado
Vida útil larga del husillo	

### 2.3.2. Alternativa 2: Piñón cremallera

Conformado por un piñón y una cremallera, con desplazamiento lineal y mayormente se utiliza para cargas altas, con el cual se detalla algunas de sus ventajas y desventajas en la tabla 10.

**Tabla 10.** Ventajas y desventajas de transmisión por piñón cremallera [29]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Desplazamiento en distancias largas	Mantenimiento constante
Fácil diseño y construcción	La alineación debe ser precisa
Transmisión de potencia alta	

### 2.3.3. Alternativa 3: Tornillo de potencia y tuerca

Similar al husillo de bolas pero con la diferencia que la tuerca no contiene un rodamiento y por ende la fricción es más alta, dando a lugar sus ventajas y desventajas en la tabla 11.

**Tabla 11.** Ventajas y desventajas de transmisión por tornillo sin fin y tuerca [29]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Fácil ensamble	Alta fricción entre tornillo y tuerca
Altas cargas de transmisión	Vida útil mediana debido al desgaste
Auto bloqueo	Baja precisión en distancias largas

#### 2.3.4. Análisis cuantitativo

La alternativa con mayor calificación será la elegida a partir de la tabla 12.

**Tabla 12.** Puntuación de parámetros de alternativas de selección de mecanismos de transmisión de potencia

<b>Parámetros</b>	<b>A1</b>	<b>A2</b>	<b>A3</b>
Costo	4	6	9
Existe en el mercado	4	7	8
Facilidad de montaje	9	3	8
Eficiencia	9	7	6
Mantenimiento	7	3	6
Total	33	26	37

Se elige el tornillo de potencia y tuerca ya que cumple con los parámetros propuestos y la facilidad de manufactura debido a que los aceros que se utilizan para su construcción existen en el mercado.

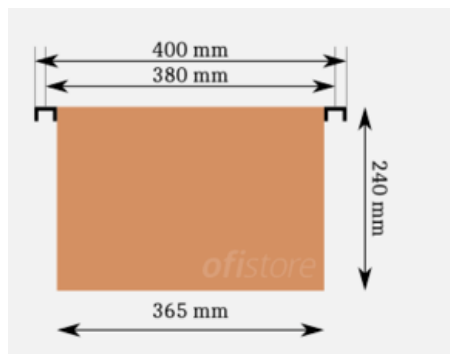
## Capítulo III

### Diseño mecánico

En este capítulo se diseñan y seleccionan los elementos mecánicos que forman las estructuras del cajón, la estructura tipo pórtico, el elevador y el transportador horizontal.

#### 3.1 Dimensiones de carpetas

Las dimensiones que tienen estos tipos de cajones son de acuerdo a las carpetas colgantes donde se presenta en la figura 23.



**Figura 23.** Dimensión de carpeta colgante, [30].

De acuerdo a la figura 23, se obtiene el ancho de los extremos de las varillas, el ancho de los puntos medios de los extremos de las varillas la altura de la carpeta. Sus valores son:

*Ancho de los extremos de las varillas = 400 mm*

*Altura = 240 mm*

*Ancho de los puntos medios = 380 mm.*

Se dispone que la capacidad máxima que lleve las carpetas de hojas, es de 250, como se observa en la figura 24, debido a que en el área de secretaria tienen archivos extensos de muchos estudiantes.



**Figura 24.** Peso de carpeta colgante con 250 hojas.

Entonces el peso de la carpeta es:  $P_{ch} = 1.17 \text{ Kg}$

### 3.2 Número de carpetas en cada columna del cajón

Para poder estimar la capacidad que puede llevar una columna del cajón se calcula con la ecuación 1 y los siguientes datos.

$$N_{ca} = \frac{L_{ca}}{L_c} \quad (1)$$

Donde

$N_{ca}$  = Número de carpetas en cada columna del cajón

$L_c$  = Largo de carpta con 250 hojas

$L_{ca}$  = Largo del cajón de la parte interna (supocición)

Entonces

$$N_{ca} = \frac{330 \text{ mm}}{30 \text{ mm}}$$

$$N_{ca} = 11 \text{ carpetas}$$

### 3.3 Largo de la carpeta con una capacidad máxima de 250 hojas

Se realiza la medición del espesor con los archivos en la carpeta para determinar la capacidad máxima que puede llevar cada columna, como se demuestra en la figura 25.



Figura 25. Largo de carpeta colgante con 250 hojas.

Donde una columna puede llevar un máximo de 11 carpetas, y por ende en la otra columna lleva lo mismo. Y con esto se entiende que el cajón puede llevar 22 carpetas en total:

$$N_{tc} = 22 \text{ carpetas}$$

### 3.4 Peso total de las carpetas

Para poder encontrar este cálculo se resuelve mediante la Ecuación 2.

$$P_{Tc} = P_{ch} * N_{tc} \quad (2)$$

Donde

$P_{ch}$  = *Peso de carpeta con 250 hojas*

$N_{tc}$  = *Número total de carpetas*

Entonces

$$P_{Tca} = 1.17 * 22$$

$$P_{Tca} = 25.74 \text{ Kg}$$

El valor en Peso es: 252.51 N. Se distribuye en los tres soportes principales del cajón.

### 3.5 Formulación

#### 3.5.1. Esfuerzo admisible de flexión teórico

Fórmula que representa una viga recta sometida al momento flexionante M y relacionada con el módulo de sección [31].

$$\sigma = \frac{M_{max}}{Z} \quad (3)$$

$$Z = \frac{M_{max}}{\sigma} \quad (4)$$

Donde

$M_{max}$  = Momento máximo

Z = Módulo de sección teórico

$\sigma$  = Esfuerzo admisible de flexión

$F_y$  = Esfuerzo admisible del material (límite elástico)

$$\sigma = 0.6 * F_y \quad (5)$$

#### 3.5.2. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

El valor límite elástico y esfuerzo de tracción del material ASTM A36 se encuentra en la figura 26.



Applicable ASTM Specifications for Various Structural Shapes															
Steel Type	ASTM Designation	$F_y$ Yield Stress <sup>a</sup> (ksi)	$F_u$ Tensile Stress <sup>a</sup> (ksi)	Applicable Shape Series											
				W	M	S	HP	C	MC	L	HSS				
											Rect.	Round	Pipe		
	A36	36	58-80 <sup>b</sup>												

Figura 26. Propiedades mecánicas acero A36, [32].

### 3.5.3. Esfuerzo admisible de flexión real

Contiene el módulo de sección real de la viga seleccionada [31].

$$\sigma_{real} = \frac{M_{max}}{Z_{real}} \quad (6)$$

### 3.5.4. Factor de seguridad real

Relaciona el encontrado con el esfuerzo admisible del material con el esfuerzo admisible de flexión real, donde el resultado por lo general es mayor a 2 [31].

$$nr = \frac{F_y}{\sigma_{real}} \quad (7)$$

### 3.5.5. Área de la sección de la garganta sometida a cortante

La resistencia de las uniones a traslape, tanto con filetes laterales como frontales, se determina por la resistencia al cortante de la garganta de la soldadura. En los filetes a 45° [33], como se muestra en la figura 27.

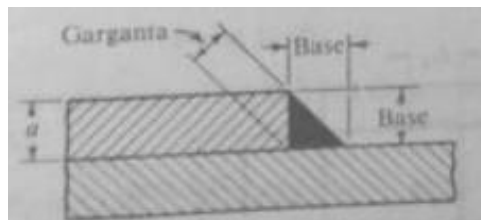


Figura 27. Unión a traslape, [34].

$$A = L * a * \text{sen } 45^\circ \quad (8)$$

Donde

$L =$  Longitud del cordón

$a =$  Ancho de la base de cordón o diámetro del electrodo

$\text{sen } 45^\circ =$  Espesor de la garganta

### 3.5.6. Resistencia de la soldadura

Los esfuerzos admisibles para soldaduras a traslape recomendadas por el AISC, se dan por el electrodo empleado en el proceso de soldeo y del grado del acero a soldar [33].

$$P = \tau * A \quad (9)$$

Donde

$P =$  Resistencia de la soldadura

$\tau =$  Esfuerzo cortante admisible del electrodo

$A =$  Área de la sección de la garganta

Para unir los elementos se utiliza electrodos E6011 que son los más comunes para este tipo de aceros. Donde sus especificaciones técnicas son:

$\text{Diámetro del electrón} = \varnothing 3.175 \text{ mm}$

$\tau =$  Esfuerzo cortante admisible del electrodo

$$\tau = 0.6 * 4.27 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

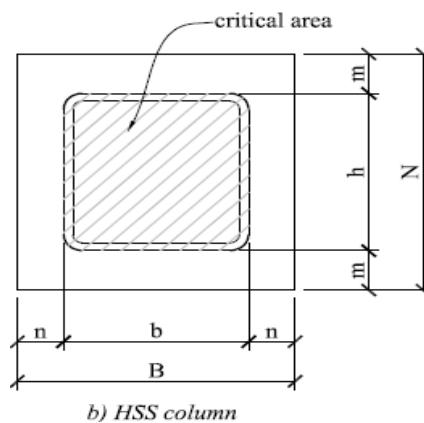
Donde el valor del esfuerzo cortante admisible del electrodo se encuentra en la figura 28.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

**Figura 28.** Sistema de numeración del código (AWS) para electrodos, [35].

### 3.5.7. Ancho y largo de placa base

Se toma como prueba el ancho de la placa base,  $B$  y largo de la placa base para poder comenzar con los cálculos de la placa [36]. Los valores de cada cara del perfil se observa en la figura 29.



**Figura 29.** Placa base para perfil cuadrado, [36].

Donde

$B =$  Ancho de placa base

$N =$  Largo de placa base

$b =$  Ancho de la columna cuadrada

$h =$  Largo de columna cuadrada

### 3.5.8. Excentricidad de la carga

Es la relación entre el momento último y la carga última en la que la placa está sometida [36].

$$e = \frac{M}{P_u} \quad (10)$$

Donde

$M$  = Momento último

$P_u$  = Carga última

### 3.5.9. Momento flector

Para la placa base se toma en cuenta en qué punto de la misma es la que actúa la carga y el momento [36].

$$M_u = P_u * e + M \quad (11)$$

### 3.5.10. Espesor mínimo de la placa base

Con este valor de  $M_u$ , el ancho de la placa base y el esfuerzo admisible se encuentra el espesor requerido de la placa [37].

$$t_p = \sqrt{\frac{6M_u}{BS_y}} \quad (12)$$

Donde

$S_y$  = Esfuerzo admisible del material

### 3.5.11. Tornillo de potencia

Se utiliza el acero de transmisión AISI 1018 para los tornillos de potencia ya que es comercial, fácil mecanizado y económico, en la figura 30 se muestra sus propiedades mecánicas.

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm <sup>2</sup> )	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

Figura 30. Propiedades mecánicas del acero AISI 304, [38].

**3.5.11.1. Rosca ACME.** La rosca ACME de la figura 31 es la más común para el desplazamiento de carga axiales altas en ambas direcciones, también por su facilidad de diseño por el ángulo que tiene de 29° [39]. Además se toma en cuenta la norma DIN 103 para su diseño de la rosca del tornillo y la tuerca según el Anexo 1.

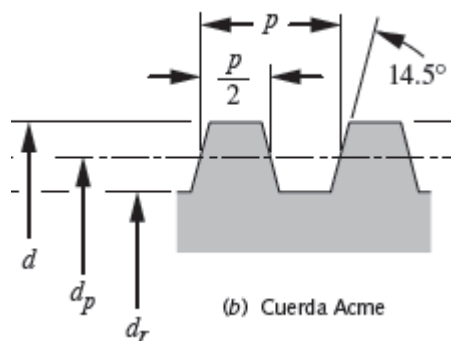


Figura 31. Rosca Acme, [39].

Diámetros del tornillo y de la rosca

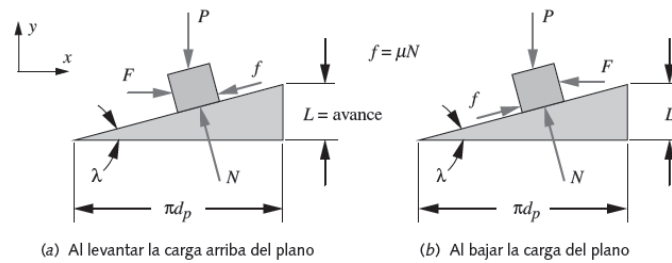
$$d = D = \text{Diámetro nominal o mayor}$$

$$d_p = D_p = \text{Diámetro medio o de paso}$$

$d_r = D_r = \text{Diámetro de núcleo o menor}$

$p = \text{paso}$

**3.5.11.2. Torque de elevación y descenso.** Considera la fuerza aplicada, el coeficiente de fricción, el diámetro de paso y el ángulo radial de la cuerda del tornillo para poder elevar y descender la carga [39], como se puede observar en la figura 32.



**Figura 32.** Análisis de fuerzas en el punto de fricción tornillo-tuerca, [39].

Torque de elevación

$$T_u = \frac{Fd_p (\mu\pi d_p + L\cos\alpha)}{2 (\pi d_p \cos\alpha - \mu L)} \quad (13)$$

Torque de descenso

$$T_d = \frac{Fd_p (\mu\pi d_p - L\cos\alpha)}{2 (\pi d_p \cos\alpha + \mu L)} \quad (14)$$

Donde

$F = \text{Carga aplicada}$

$\mu = \text{Coeficiente de fricción}$

$L = \text{Avance}$

$\alpha = \text{Ángulo radial de la cuerda}, 14.5^\circ$

Según el libro “Diseño de máquinas IV edición de Robert Norton” el valor del coeficiente de fricción es de  $\mu = 0.15 \pm 0.5$  [39].

**3.5.11.3. Autobloqueo.** Se considera como auto bloqueo si el coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca es mayor o igual al ángulo de avance y radial [39].

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_p} \cos \alpha \quad (15)$$

**3.5.11.4. Eficiencia del tornillo.** Se considera como trabajo saliente (carga aplicada por el avance) sobre trabajo entrante (desplazamiento angular por el torque aplicado más grande) [39].

$$e = \frac{FL}{2\pi T_u} \quad (16)$$

**3.5.11.5. Esfuerzo de tensión axial.** Es debido a una fuerza de tensión axial pura sobre el área de esfuerzo por tensión [40].

$$\sigma_z = -\frac{F}{A} = -\frac{4F}{\pi d_r^2} \quad (17)$$

Donde

$A_t = \text{Área de esfuerzo de tracción}$

**3.5.11.6. Esfuerzo cortante en el tornillo de potencia.** Es la relación de los parámetros de la rosca y el torque de subida [40].

$$\tau_{yz} = \frac{16T_u}{\pi d_r^3} \quad (18)$$

**3.5.11.7. Esfuerzo de flexión en la raíz de la rosca.** Puede existir una falla por flexión en la rosca, debido a esto se determina la relación entre la fuerza aplicada y los parámetros del tornillo [40].

$$\sigma_x = \frac{6F}{\pi d_r n_t p} \quad (19)$$

Donde

$n_t =$  Número de helices o entradas

**3.5.11.8. Esfuerzo cortante en el centro de la raíz de la tuerca.** La tuerca también puede presentar tensión cortante cuando experimenta una carga axial [40].

$$\sigma_b = \frac{3F}{\pi d_r n_t p} \quad (20)$$

**3.5.11.9. Esfuerzo equivalente o de von Mises.** Es la suma total de los demás esfuerzos para determinar un esfuerzo total el que el material puede soportar [40].

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (21)$$

Donde el resultado del esfuerzo de Von Mises debe cumplir la siguiente condición

$$\sigma_{eq} \leq S_y \quad (22)$$

Donde

$S_y =$  esfuerzo de fluencia del material

**3.5.11.10. Factor de seguridad.** Es el resultado de la relación del esfuerzo de fluencia del material sobre el esfuerzo de Von Mises donde debe ser mayor que uno y de acuerdo al criterio de diseño [40].



$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{N} \quad (23)$$

Donde

$N =$  Factor de seguridad

**3.5.11.11. Medidas de la tuerca.** Las medidas de la tuerca para los tornillos de potencia se eligen de acuerdo a las dimensiones del tornillo, se encuentra en el anexo 2.

### 3.5.12. Selección de rodamientos de apoyo

Se utiliza los rodamientos Y con sus unidades de apoyo del catálogo SKF donde se emplea las siguientes ecuaciones para seleccionar los rodamientos correspondientes para los tornillos de potencia vertical y horizontal.

Según el catálogo SKF la carga axial no debe sobrepasar  $0.25C_0$  donde se resuelve la capacidad mínima de carga estática [41] .

$$F_a < 0.25 C_0 \quad (24)$$

Donde

$F_a =$  Carga axial

$C_0 =$  Capacidad de carga estatica basica

**3.5.12.1. Relación de los factores de cálculo.** Es la relación entre la carga axial y la capacidad de carga estática básica.

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} \quad (25)$$

**3.5.12.2. Carga dinámica equivalente.** Dicho valor se obtiene dependiendo las fuerzas existentes:

$$P = YF_a \quad (26)$$

Donde

$Y =$  Factor de carga axial

$e =$  Valor límite que depende de la relación  $\frac{f_0 F_a}{C_0}$

Dichos factores se localizan en los anexos 3 y 4 correspondientes.

**3.5.12.3. Vida nominal.** Se determina la vida útil que tendrán los rodamientos.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (27)$$

Donde

$n =$  Velocidad de giro

$C =$  Capacidad de carga dinámica básica

$p =$  Factor de vida útil para rodamientos de bolas (3)

### 3.5.13. Selección de rodamientos lineales

**3.5.13.1. Duración de vida L.** Se estima una duración de vida de los rodamientos lineales tomando en cuenta constantes y una vida estimada de uso por el usuario [42].

$$L = 2 * s * n_s * 60 * L_h \quad (28)$$

Donde:

$L =$  Duración de vida nominal

$L_h =$  Duración de vida nominal

$s =$  Longitud de carrera

$n_s =$  Frecuencia de carrera

**3.5.13.2. Capacidad de carga.** Resultado de la división entre la carga dinámica equivalente y los factores propios de los rodamientos [42].

$$C_{req} = \frac{Fm}{f_L * f_H * f_t * f_s} \quad (29)$$

Donde

$Fm =$  Carga dinámica equivalente

$f_L =$  Factor de duración de vida

$f_H =$  Factor de dureza

$f_t =$  Factor de temperatura

$f_s =$  Factor de carrera corta

Los nombres de la abreviatura del set lineal eLINE compacto con rodamiento LSAC-12-DD-RT-G normal, se encuentra en la figura 33.

Definición de la abreviación		LS	A	C	E	T	12	DD	RT	NR	G
Tipo	Set lineal	=	LS								
Material (carcasa)	Aluminio	=	A								
Serie	Compacto	=		C							
Carcasa	Ajustable	=			E						
	Normal	=									
	Tandem	=				T					
Diámetro de eje		=				12					
Juntas	con 2 juntas	=						DD			
	sin junta	=									
Juego radial	juego radial reducido (rodamiento lineal eLINE)	=							RT		
	juego radial normal (rodamiento lineal Compacto)	=									
Versión del rodamiento lineal	Anticorrosivo	=								NR	
	Normal	=									
Lubricación del rodamiento lineal	Engrasado	=									G
	No engrasado	=									

**Figura 33.** Abreviación del set lineal eLINE, [42].

**3.5.13.3. Cálculo de duración de vida real ( $L_{hr}$ ).** Primero se calcula la vida nominal tomando en cuenta los factores del rodamiento, la capacidad de carga dinámica y la carga dinámica equivalente [42].

Cálculo de duración de vida nominal (L (m))

$$L = \left( \frac{C}{F_m} * f_H * f_t * f_s \right)^3 * 10^5 \quad (30)$$

Donde

$C =$  Capacidad de carga dinámica

Cálculo  $L_{hr}$ :

$$L_{hr} = \frac{L}{2 * s * n_s * 60} \quad (31)$$

**3.5.13.4. Cálculo del factor de seguridad estática.** Previene deformaciones permanentes en los componentes del rodamiento. Donde se relaciona la capacidad de carga estática y la carga máxima presente [42].

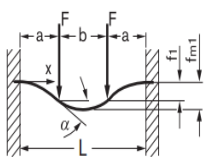
$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0max}} \quad (32)$$

Donde

$C_0 =$  capacidad de carga estática

$F_{0max} =$  carga estática máxima

**3.5.13.5. Análisis de flexión de ejes lineales horizontales.** Para el análisis de flexión se toma en cuenta que los ejes están sujetos a soportes lineales en cada extremo, con sus respectivas fórmulas de flexión como se ve en la figura 34.

Caso N.º	Caso de aplicación de la carga	Fórmula de flexión
1		$f_1 = \frac{F \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(2 - \frac{3 \cdot a}{L}\right)$ <hr/> $f_{m1} = \frac{F \cdot a^2}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot L - 4a)$

**Figura 34.** Tipos de flexión, [42].

$$f_1 = \frac{F \cdot L \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(2 - \frac{3 \cdot a}{L}\right) \quad (33)$$

$$f_2 = \frac{F \cdot a^2}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (3 - L \cdot 4a) \quad (34)$$

Donde:

$F$  = Carga axial

$a$  = Distancia de  $b$  hacia  $a$

$b$  = Distancia entre los puntos  $a$

$L$  = Longitud del eje

$E$  = Módulo de elasticidad

$I$  = Momento de inercia de la superficie

$f_1 =$  Flexión en el punto donde incide la fuerza

$f_{m1} =$  Flexión máxima

EL valor de E.I se obtiene de la figura 35.

Ejes macizos		
$\varnothing d$ (mm)	E · I (N · mm <sup>2</sup> )	Peso (kg/m)
3	$8,35 \cdot 10^5$	0,06
4	$2,64 \cdot 10^6$	0,10
5	$6,44 \cdot 10^6$	0,15
8	$4,22 \cdot 10^7$	0,39
10	$1,03 \cdot 10^8$	0,61
12	$2,14 \cdot 10^8$	0,88
14	$3,96 \cdot 10^8$	1,20
16	$6,76 \cdot 10^8$	1,57

Figura 35. Valores de E.I, [42].

#### 3.5.14. Razón de esbeltez

Para los miembros de acero la relación de esbeltez debajo de 50 puede ser considerado pequeño pero una relación de esbeltez mayor que 200 se dice que el miembro es largo. [43] Entonces se analiza de la siguiente manera:

$$S_r = \frac{l_{ef}}{K} \quad (35)$$

Donde:

$S_r =$  Razón de esbeltez

$l_{ef} =$  Columna empotrada – empotrada

$L =$  Longitud de la columna

$K =$  Radio de giro

En la figura 36 se muestra como están apoyadas los extremos de las columnas.

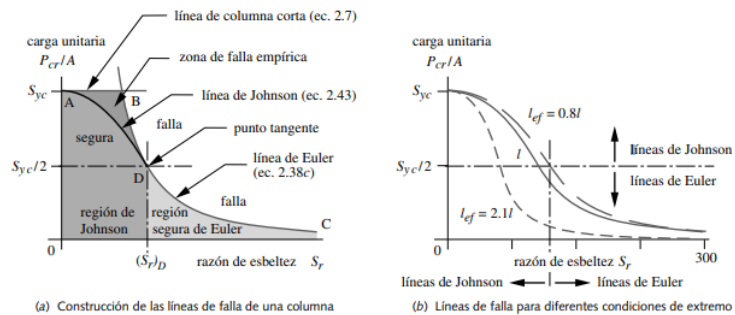
**Tabla 2-4** Condiciones de extremo y factores de longitud efectiva de la columna

Condiciones de extremo	Valores teóricos	Recomendados por la AISC*	Valores conservadores
Redondeada-redondeada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Articulada-articulada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-libre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2.1l$	$l_{ef} = 2.4l$
Empotrada-articulada	$l_{ef} = 0.707l$	$l_{ef} = 0.80l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-empotrada	$l_{ef} = 0.5l$	$l_{ef} = 0.65l$	$l_{ef} = l$

**Figura 36.** Factor de longitud efectiva, [39].

### 3.5.15. Resistencia por fluencia a compresión del material

Para columnas intermedias las ecuaciones de esfuerzo de tensión y carga unitaria crítica están graficadas sobre el mismo eje como la resistencia del material donde se observa en la figura 37. La resistencia a la fluencia por compresión del material,  $S_{yc}$ , se usa como el valor de  $\sigma_x$  en la ecuación de esfuerzo de tensión [39].



**Figura 37.** Líneas de fallas en una columna de Euler, Johnson, [39].

$$\frac{S_{yc}}{2} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2} \quad (36)$$

Donde

$E =$  Módulo de elasticidad

### 3.5.16. Razón de esbeltez en el punto D

Es la intersección de la curva de Euler y la línea horizontal de la resistencia a la fluencia  $\frac{S_{yc}}{2}$  [39].

$$(S_r)_D = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_{yc}}} \quad (37)$$

### 3.5.17. Carga unitaria crítica

Esta carga hace referencia a la carga máxima que puede soportar el perfil, es decir que no debe sobrepasar dicha carga [39].

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{yc} - \frac{1}{E} \left( \frac{S_{yc} S_r}{2\pi} \right)^2 \quad (38)$$

Donde

$A = \text{área transversal}$

### 3.5.18. Carga permisible

Se toma en cuenta siempre un factor de seguridad para que el material no tenga fallos, entonces a la carga unitaria crítica se divide con un factor de seguridad designado [39].

$$P_{perm} = \frac{P_{cr}}{S_f} \quad (39)$$

Donde

$S_f = \text{Factor de seguridad}$



### 3.6 Diseño y cálculo del cajón

Como el peso total de las carpetas está distribuidas en 3 perfiles, se determina que carga le corresponde al divisor y a los soportes laterales, donde el divisor es el que sufre la mayor carga.

Carga del divisor

$$C_d = 126.26 \text{ N}$$

Cargas de soportes laterales

$$C_{s1} = 63.13 \text{ N}$$

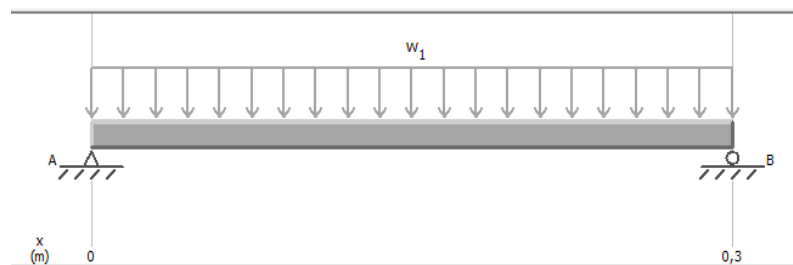
$$C_{s2} = 63.13 \text{ N}$$

Con carga distribuida del divisor

$$C_d = 126.26 \text{ N} / 0.33 \text{ m} = 382.61 \text{ N/m}$$

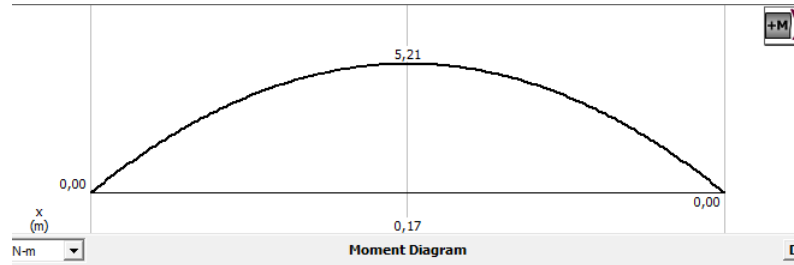
#### 3.6.1. Diseño y selección del divisor

Este elemento se asimila como viga simple con carga uniformemente distribuida, con una carga  $C_d = 382.61 \text{ N/m}$ , como se observa en la figura 38.



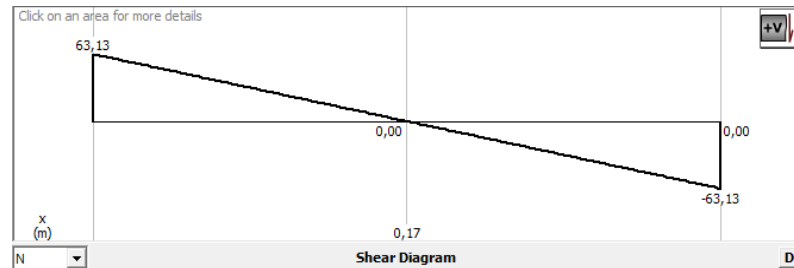
**Figura 38.** Distribución de carga y reacciones.

Momento máximo,  $M_{max} = 5.21 Nm$ , se encuentra en la figura 39.



**Figura 39.** Diagrama de momentos.

Las fuerzas cortante 63.13 N, se obtiene de la figura 40.



**Figura 40.** Diagrama de fuerzas cortantes.

El módulo de sección teórico se da mediante la ecuación 4.

$$M_{max} = 5.21 Nm$$

$$\sigma = 148.96 \times 10^6 N/m^2$$

$$Z = \frac{5.21 Nm}{148.96 \times 10^6 N/m^2} = 3.49 \times 10^{-8} m^3 = 0.03 cm^3$$

El Z teórico se aproxima al Z real del perfil tipo c, C 50x25x2 mm, donde:  $Z_{yreal} = 0.63 cm^3 = 6.3 \times 10^{-7} m^3$ , como se ve en la figura 41.

Designación	Dimensiones (mm)			Masa	A	d1	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				kg/m	cm <sup>2</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>
C 50 x 25 x 2	50	25	2	1,45	1,87	0,72	7,06	1,13	2,83	0,63	1,94	0,72

**Figura 41.** Dimensiones del perfil tipo C 50X25x2 mm, [38].

A través de la ecuación 6 se encuentra el esfuerzo admisible de flexión real

$$Z_{yreal} = 6.3 \times 10^{-7} \text{ m}^3.$$

$$\sigma_{real} = \frac{5.21 \text{ N} * \text{m}}{6.3 \times 10^{-7} \text{ m}^3} = 8.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Dando como resultado factor de seguridad real por medio de la ecuación 7.

$$F_y = 248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2.$$

$$nr = \frac{248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{8.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 30.02$$

### 3.6.2. Selección de los soportes laterales

Debido que los soportes laterales no soportan cargas críticas se eligen por criterio de diseño y estética dos platinas PLT 25X3 mm, como se ve en el anexo 5, con un largo cada uno de 296 mm..

### 3.6.3. Cálculo de soldadura entre el divisor y las platinas frontales

El área de sección de garganta sometida a cortante se consigue de la ecuación 8.

$$L = 12 + 12 \text{ mm} + 2 \text{ mm} = 26 \text{ mm} \text{ (Perfil U 50x25x2 mm)}$$

$$a = 3.175 \text{ mm}$$

$$A = 0.707 * 3.175 * 26 = 58.36 \text{ mm}^2 = 5.84 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

En el cual se reemplaza en la ecuación 9 para calcular la resistencia de la soldadura.

$$\tau = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

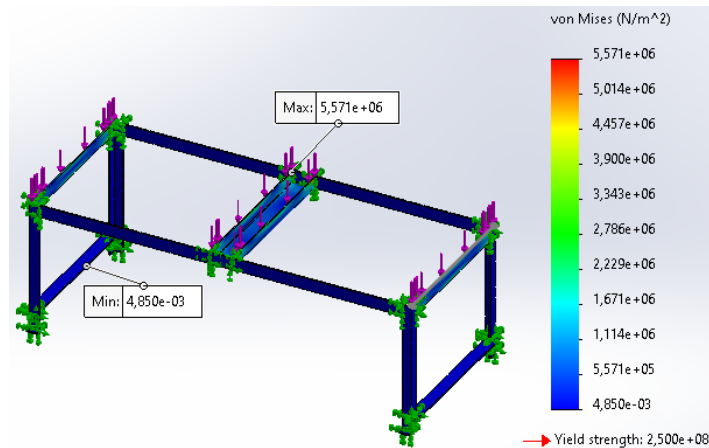
$$A = 5.84 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$P = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2 * 5.84 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 14.95 \text{ kN}$$

El valor obtenido que soporta la soldadura es 236.81 veces más que la fuerza aplicada que es 63.13 N, recordando que este valor es la reacción de la figura 40. Por lo tanto se concluye que el sistema está sobredimensionado.

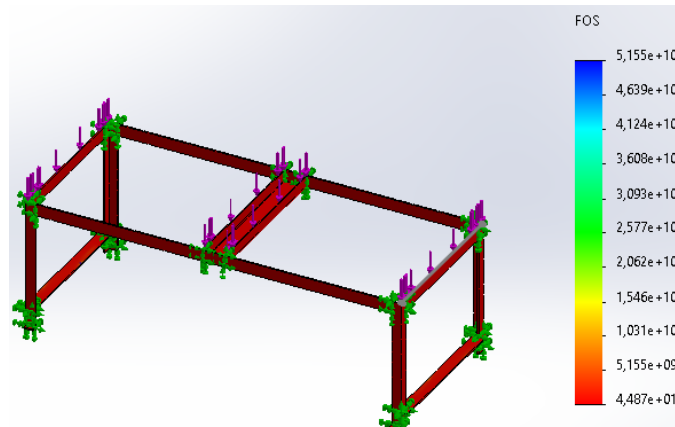
### 3.6.4. Simulación estática de la estructura del cajón

Se hace la simulación estática del cajón con la ayuda del software Solidworks. Se introduce una por una las dos cargas  $C_{s1} = C_{s2} = 63.13 \text{ N}$  en los soportes laterales y luego las mismas cargas en los filos del divisor. Obteniendo un esfuerzo máximo de  $5.57 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ , cuyo valor es menor al límite elástico del acero ASTM A36 ( $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ ) como se muestra en la figura 42. Los planos del cajón se encuentran en el anexo 6.



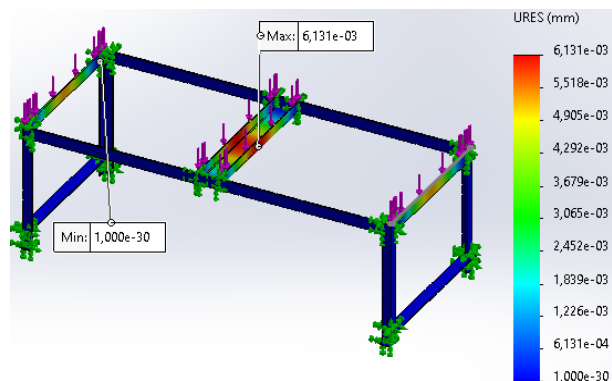
**Figura 42.** Esfuerzo máximo del cajón.

En la figura 45 se observa un factor de seguridad mínimo de 44 cumpliendo con la condición que debe ser igual o mayor a 2, dando a entender que soporta las cargas aplicadas.



**Figura 43.** Factor de seguridad del cajón.

Como se observa el análisis de desplazamiento en la figura 44, equivale a una deformación máxima de  $6.13 \times 10^{-3} mm$  dentro de toda la estructura del cajón.



**Figura 44.** Desplazamiento de la estructura del cajón.

### 3.7 Diseño y cálculo de la estructura tipo pórtico

Se diseña la estructura para que el cajón con las carpetas, tenga don reposar.

#### 3.7.1. Diseño del soporte para la estructura del cajón

Resultado de la suma del peso del cajón y el peso total de las carpetas y el peso de la estructura del cajón sin la base, como se observa en la ecuación 40.

$$W_{c1} = Wc + P_{tca} \quad (40)$$

Donde

$W_{c1}$  = Peso del cajon con rapetas

$Wc$  = Peso del cajón

$P_{tca}$  = Peso total de las carpetas

Sus valores son

$$P_{tca} = 252.51 N$$

El valor de  $Wc$  se encuentra por la obtención de su masa  $m = 3.12 Kg$  como se observa en la figura 45 y su transformación a newtons que es  $Wc = 30.61 N$ .

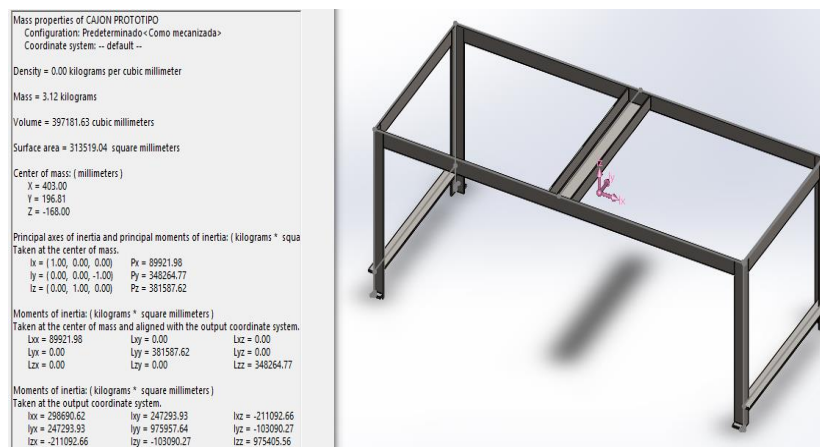


Figura 45. Masa de la estructura del cajón.

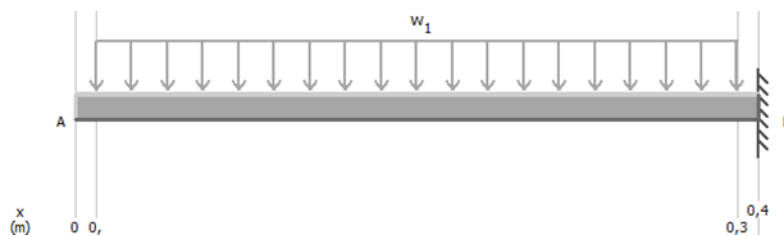
Entonces el resultado de la Ecuación 40 es:

$$W_{c1} = 30.61 N + 252.51N = 283.12 N$$

Pero como los perfiles de soporte son dos por ende se procede a dividir para 2:

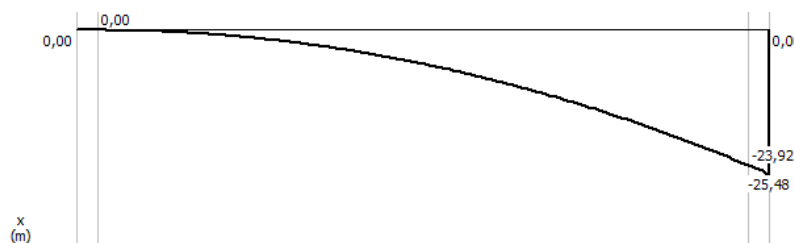
$$W_{c2} = \frac{283.12 N}{2} = 141.56 N$$

Se considera al perfil de soporte de la estructura del cajón como empotrado con carga uniformemente distribuida, se divide para el largo del perfil en este caso 0.338 m, dando como resultado  $W_{c3} = \frac{141.56 N}{0.338 m} = 418.82 N/m$ , donde el valor de la distancia dividida es el área cortada que se asienta el cajón, como se observa en la figura 46.



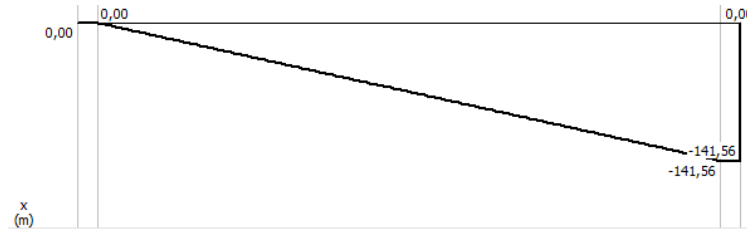
**Figura 46.** Viga empotrada con carga uniformemente distribuida.

Momento máximo,  $M_{max} = 25.48 Nm$  se obtiene de la figura 47.



**Figura 47.** Diagrama de momento.

Las fuerza de cortante 141.56 N, se consigue de la figura 48.



**Figura 48.** Diagrama de fuerzas cortantes.

El módulo de sección teórico se da mediante la ecuación 4.

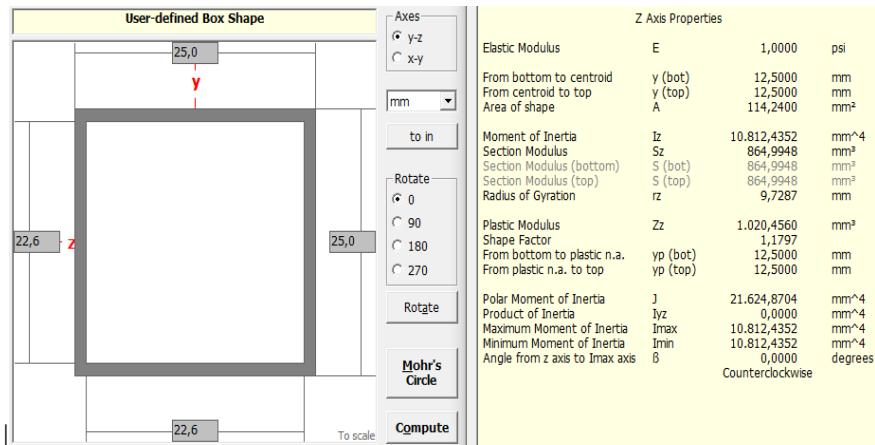
$$M_{max} = 25.48 \text{ Nm}$$

$$\sigma = 148.96 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$Z = \frac{25.48 \text{ Nm}}{148.96 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 1.71 \times 10^{-7} \text{ m}^3 = 171 \text{ mm}^3$$

El Z teórico se aproxima al Z real del perfil cuadrado 25x25x1.2 mm del anexo 7, donde:

$$Z_{real} = 864.99 \text{ mm}^3 = 8.65 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \text{ como se ve en la figura 49.}$$



**Figura 49.** Propiedades geométricas del perfil cuadrado 25x25x1.2 mm.

A través de la ecuación 6 se encuentra el esfuerzo admisible de flexión real

$$Z_{real} = 8.65 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$



$$\sigma_{real} = \frac{25.48 Nm}{8.65 \times 10^{-7} m^3} = 2.95 \times 10^7 N/m^2$$

Dando como resultado factor de seguridad real por medio de la ecuación 7.

$$F_y = 248.27 \times 10^6 N/m^2$$

$$nr = \frac{248.27 \times 10^6 N/m^2}{2.95 \times 10^7 N/m^2} = 8.41$$

### 3.7.2. Selección de las columnas para estructura tipo pórtico que contiene al cajón

Para formar la estructura tipo pórtico se eligen 3 perfiles cuadrado 30x30x1.2 mm, como se ve en el anexo 7, los 2 perfiles verticales tienen de largo 600 mm y el perfil horizontal tiene 870 mm. Al no soportar cargas críticas el sistema está sobredimensionado.

### 3.7.3. Diseño de placa base

Carga axial  $P_u$

Es la suma de todas las cargas axiales que afectan a la placa base como se muestra en la ecuación 41.

$$P_u = R + P_1 \quad (41)$$

Donde

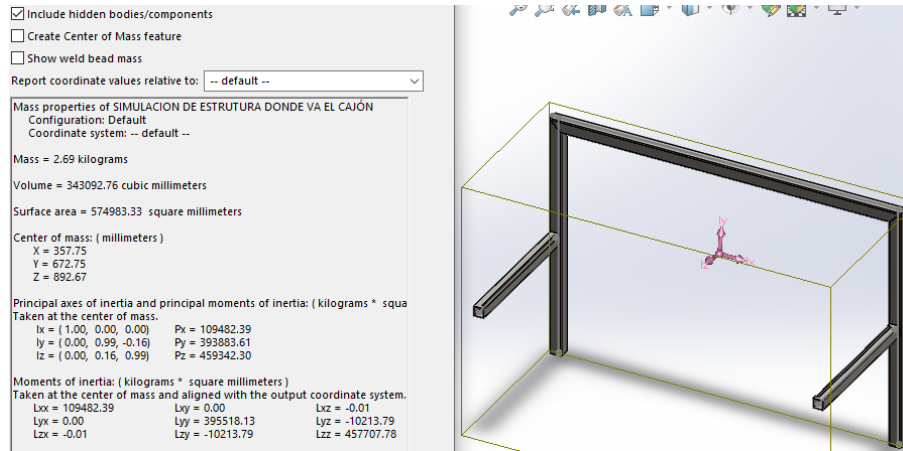
$R =$  Reacción (figura 48)

$P_1 =$  Peso de la estructura tipo portico con los soportes

Sus valores son

$$R = 141.56 N \times 2 = 283.12 N$$

El valor de  $P_1$  se encuentra por la obtención de su masa  $m = 2.69 Kg$  como se observa en la figura 50 y su transformación a newtons que es  $P_1 = 26.39 N$ .



**Figura 50.** Peso de la estructura que contiene al cajón.

Entonces el resultado es

$$P_u = \frac{283.12 \text{ N} + 26.39 \text{ N}}{2} = 154.76 \text{ N}$$

Ancho de la placa base,  $B$  y longitud de la placa base  $N$

Por cuestiones de criterio de ensamble se elige una placa A36 con dimensiones:

$$B = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

$$N = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

Medidas del perfil cuadrado seleccionado

$$b = 30 \text{ mm} = 0.03 \text{ m}$$

$$h = 30 \text{ mm} = 0.03 \text{ m}$$

La excentricidad de la carga se obtiene de la ecuación 10

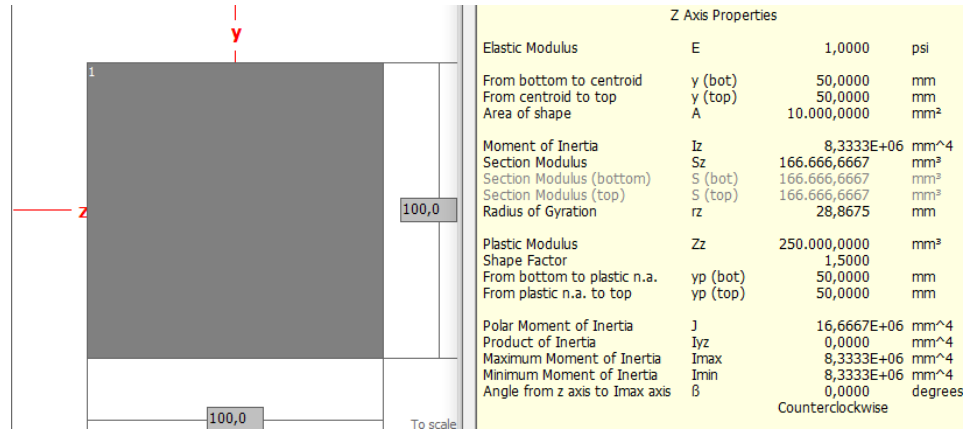
$$M = 25.48 \text{ Nm, valor de la figura 47}$$

$$e = \frac{25.48 \text{ Nm}}{154.76 \text{ N}} = 0.16 \text{ m}$$

Con la ecuación 11 se encuentra el momento flector

$$M_u = 154.76 N * 0.16 m + 25.48 Nm = 50.24 Nm$$

Se obtiene el valor del módulo de sección de la placa base 100x100mm,  $Z_{real} = 166.67 mm^3 = 1.7 \times 10^{-4} m^3$  de la figura 51.



**Figura 51.** Propiedades geométricas de la placa cuadrada 100x100mm.

Se utiliza la ecuación 6 para determinar el esfuerzo flector máximo.

$$\sigma_{real} = \frac{50.24 Nm}{1.7 \times 10^{-4} m^3} = 295.53 \times 10^3 N/m^2$$

Esfuerzo admisible teniendo un factor de seguridad N=2

$$\sigma_a = \frac{S_y}{2} = \frac{248.27 \times 10^6 N/m^2}{2} = 124.14 \times 10^6 N/m^2$$

Condición

$$\sigma_{real} = 295.53 \times 10^3 \frac{N}{m^2} \leq \sigma_a = 124.14 \times 10^6 N/m^2$$

Finalmente se encuentra el espesor mínimo de la placa gracias a la ecuación 12.

$$M_u = 50.24 \text{ Nm}$$

$$B = 0.1 \text{ m}$$

$$S_y = 248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$t_p = \sqrt{\frac{6 * 50.24 \text{ Nm}}{0.1 \text{ m} * 248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2}} = 3.48 \times 10^{-3} \text{ m} = 3.48 \text{ mm}$$

Como no existe una placa de ese espesor y por estética se selecciona un espesor de  $t_p = 4 \text{ mm}$  como se muestra en la figura 52. Placa base de 100x100 mm, de espesor 4 mm.

ESPESOR	DIMENSIONES		PESO
mm	ancho	largo	kg.
	mm	mm	
2	1220	2440	46.74
3	1220	2440	70.11
4	1220	2440	93.48

**Figura 52.** Dimensiones de la placa base 100x100x4 mm, [44].

### 3.7.4. Selección de pernos de anclaje para la placa base

Según las normas de AISC, se debe utilizar mínimo 4 pernos de anclaje donde se analiza los tipos de anclajes, sus ventajas y desventajas del documento “Manual para el diseño de anclajes al concreto” [45]. Por lo tanto se elige el anclaje pos instalados tipo mecánico de cuña. Donde su medida es de 3/8 in de diámetro por 64 mm de largo de acero ASTM A 36 como muestra en la figura 53.

Su elección es debido a que la carga axial es pequeña y el momento no es crítico y puede ser despreciado para que los pernos fallen por tensión o compresión según la dirección de dicho momento.



**Figura 53.** Medidas de anclaje, [46].

### 3.7.5. Cálculo de soldadura entre el soporte para el cajón y la columna de la estructura tipo pórtico

El área de sección de garganta sometida a cortante se obtiene de la ecuación 8.

$$L = 25 \text{ mm} * 4 = 100 \text{ mm}$$

$$a = 3.17 \text{ mm}$$

$$A = 0.707 * 3.17 \text{ mm} * 100 \text{ mm} = 224.12 \text{ mm}^2 = 2.24 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Donde se reemplaza en la ecuación 9 para calcular la resistencia de la soldadura.

$$\tau = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$A = 2.24 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

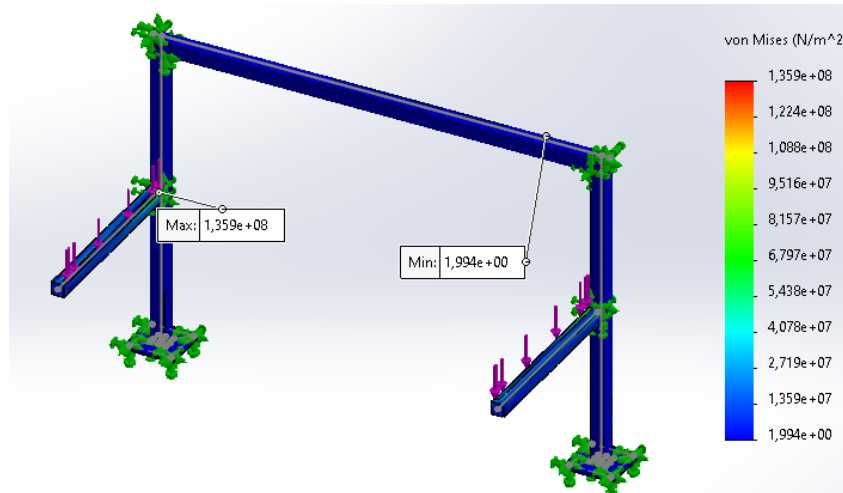
$$P = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2 * 2.24 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 57.34 \text{ kN}$$

El valor que soporta la soldadura es 405.06 veces más que la fuerza aplicada que es 141.56 N, recordando que este valor es de la figura 48. Por lo tanto se concluye que el sistema está sobredimensionado.

### 3.7.6. Simulación estática de la estructura que contiene al cajón

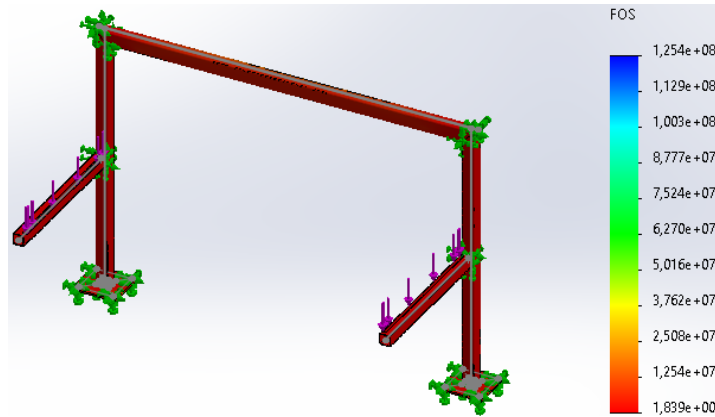
Por medio del uso del software Solidworks, se comienza hacer el análisis estático, obteniendo los siguientes resultados:

Se aplican una por una las cargas en los soportes del cajón cuyo valor es  $W_{c2} = 141.56 \text{ N}$ , donde dichas cargas influyen en toda la estructura dando como resultado un esfuerzo máximo de  $1.36 \times 10^8 \text{ N/m}$  menor al límite elástico del acero ASTM 36, como se puede observar en la figura 54. La estructura completa con que mantiene en reposo al cajón se observa en los planos del anexo 8.



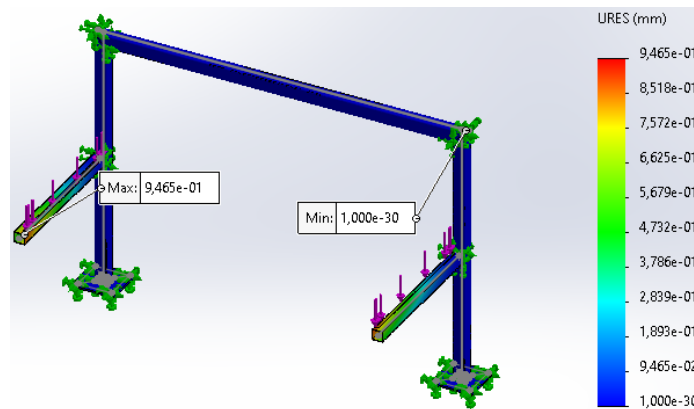
**Figura 54.** Esfuerzo máximo de la estructura que contiene al cajón.

En la figura 55 se observa un factor de seguridad de 2 cumpliendo con la condición que debe ser igual o mayor a 2, dando a entender que soporta las cargas aplicadas.



**Figura 55.** Factor de seguridad de la estructura que contiene al cajón.

Como se observa el análisis de desplazamiento en la figura 56, es equivalente a una deformación máxima de  $9.46 \times 10^{-1}$  mm dentro de toda la estructura que contiene al cajón por lo tanto la estructura está garantizada porque la deflexión es casi nula.



**Figura 56.** Desplazamiento de la estructura que contiene al cajón.

### 3.8 Diseño y cálculo del elevador vertical

Esta estructura desliza de forma ascendente y descendente al cajón con los archivos, mediante el uso de tornillos de potencia impulsado por motores a pasos, los cuales mueven a la canasta con la ayuda de rodamientos y guías lineales.

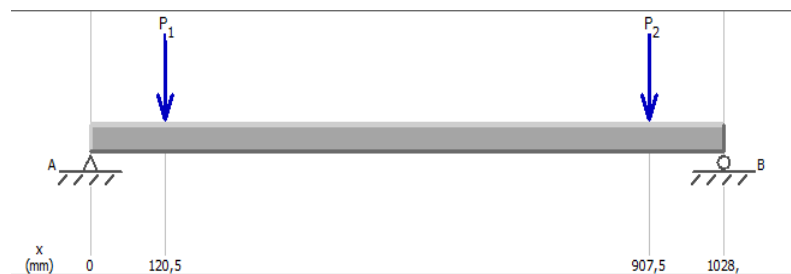
### 3.8.1. Diseño y cálculo de la canasta del elevador

Es una estructura que está conformada por dos platinas base frontales y dos platinas horizontales y su unión es mediante soldadura.

Las platinas base frontales son las que aguantan la carga más crítica en este caso aguantan el peso del cajón, por ende se realiza su respectiva selección.

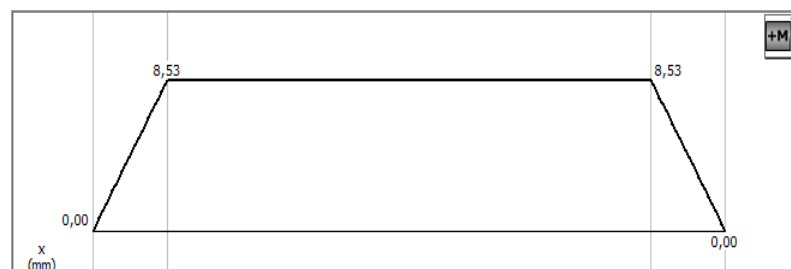
**3.8.1.1. Diseño y selección de las platinas base frontales.** Se toma el peso de  $W_{c1} = 283.12 \text{ N}$ . Y se divide para cuatro ya que son dos bases y en cada una de ellas tiene dos puntos de contacto con la carga  $C_{p3} = 70.78 \text{ N}$ .

Se considera a la platina como viga simple con dos cargas puntuales simétricamente  $C_{p3} = 70.78 \text{ N}$ , a través de la figura 57.



**Figura 57.** Viga simple con dos cargas puntuales.

Momento máximo,  $M_{max} = 8.53 \text{ Nm}$ , se consigue de la figura 58.



**Figura 58.** Diagrama de momentos.



Las fuerzas de cortante 70.78 N, se obtiene de la figura 59.

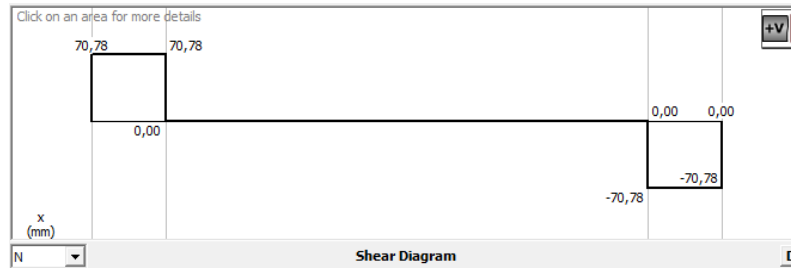


Figura 59. Diagrama de fuerzas cortantes.

El módulo de sección teórico se da mediante la ecuación 4.

$$M_{max} = 8.53 Nm$$

$$\sigma = 148.96 \times 10^6 N/m^2$$

$$Z = \frac{8.53 Nm}{148.96 \times 10^6 N/m^2} = 5.73 \times 10^{-8} m^3 = 57.3 mm^3$$

Este Z teórico se aproxima al Z real de la platina PLT 19x3 mm que se encuentra en el anexo 5, donde:  $Z_{yreal} = 180.50 mm^3 = 1.81 \times 10^{-7} m^3$ , como se lo determina la figura 60.

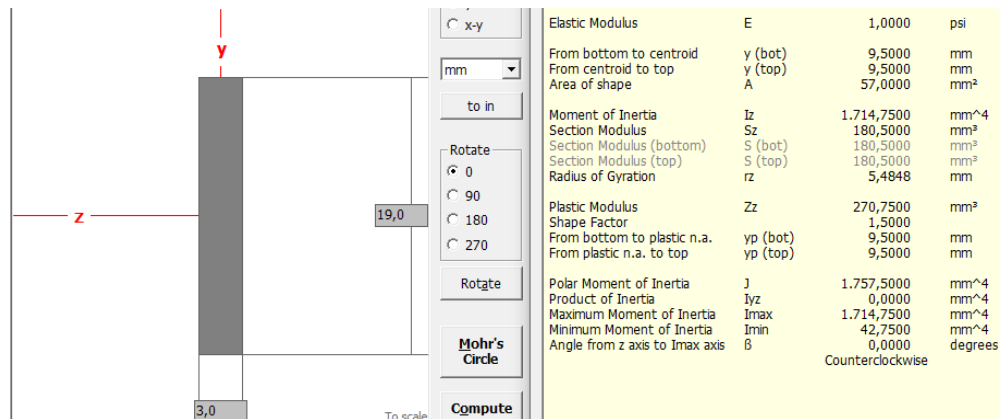


Figura 60. Propiedades geométricas de la platina PLT 19x3 mm.

A través de la ecuación 6 se encuentra el esfuerzo admisible de flexión real.

$$Z_{yreal} = 1.81 \times 10^{-7} m^3$$

$$\sigma_{real} = \frac{8.53 \text{ N} * \text{m}}{1.81 \times 10^{-7} \text{ m}^3} = 47.13 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Dando como resultado factor de seguridad real por medio de la ecuación 7.

$$F_y = 248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$nr = \frac{248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{47.13 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 5.27$$

**3.8.1.2. Selección de platinas horizontales.** Además de conformar la canasta del elevador, también cumple con la función de mesa tanto para los rodamientos lineales los cuales van empernados en sus set lineales (chumaceras) como para los tornillos de potencia. Se eligen por criterio de diseño y estética dos platinas PLT 38X3 mm como se ve en el anexo 5.

### 3.8.2. Soldadura de la canasta del elevador

El área de sección de garganta sometida a cortante se obtiene de la ecuación 8.

$$L = 2 * 3\text{mm} + 2 * 19 \text{ mm} = 44 \text{ mm (platinas base)}$$

$$a = 3.175 \text{ mm}$$

$$A = 0.707 * 3.175 * 44 = 98.77 \text{ mm}^2 = 9.87 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Donde se reemplaza en la ecuación 9 para calcular la resistencia de la soldadura.

$$\tau = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$A = 9.87 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

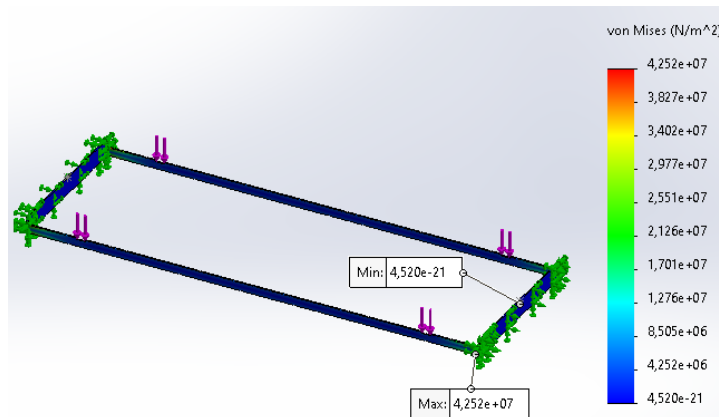
$$P = 2.56 \times 10^8 \text{ N/m}^2 * 9.87 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 25.27 \text{ kN}$$

El valor que soporta la soldadura es 357.02 veces más que la fuerza aplicada que es 70.78 N, recordando que este valor es tomado como reacción sacada de la figura 59. Por lo tanto se concluye que el sistema está sobredimensionado.

### 3.8.3. Simulación estática de la canasta del elevador

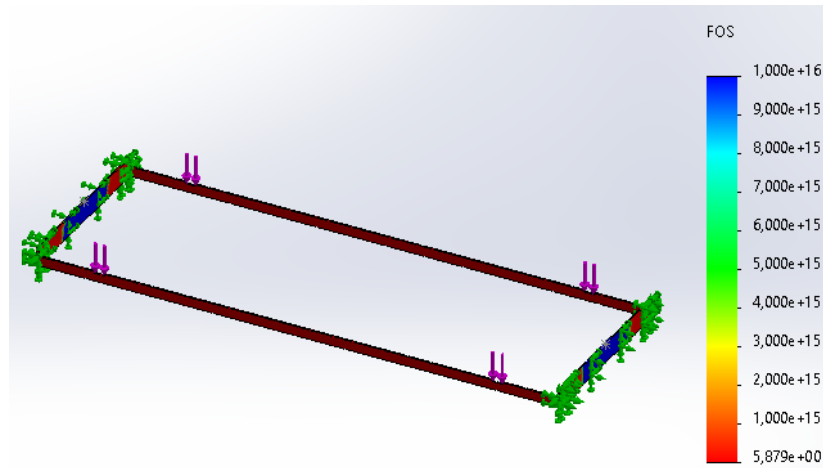
Por medio del uso del software Solidworks se comienza hacer el análisis estático, obteniendo los siguientes resultados:

Se aplican la carga total del cajón con las carpetas que es  $Wc1 = 283.12 \text{ N}$  a la canasta del elevador dando como resultado un esfuerzo máximo de  $4.25 \times 10^7 \text{ N/m}$  que es menor al límite elástico del acero ASTM 36, como se puede observar en la figura 61. La canasta del elevador se observa en los planos del anexo 9.



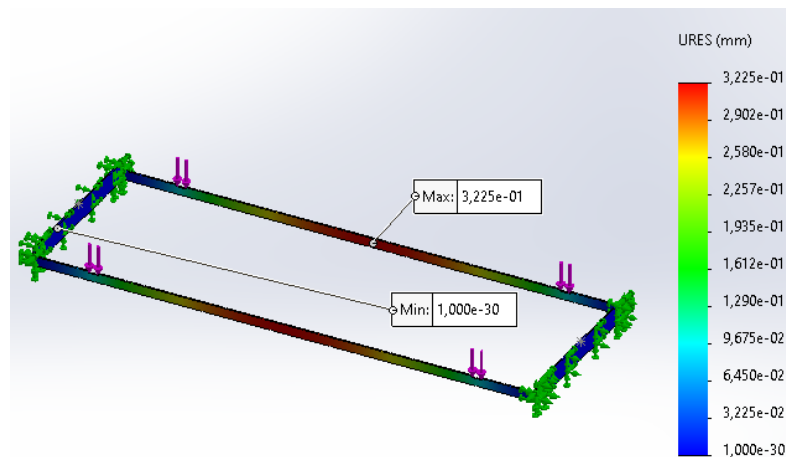
**Figura 61.** Esfuerzo máximo de la canasta del elevador.

En la figura 62 se observa un factor de seguridad de 5.88 cumpliendo con la condición que debe ser igual o mayor a 2, dando a entender que soporta la carga aplicada.



**Figura 62.** Factor de seguridad de la estructura que contiene al cajón.

Como se observa el análisis de desplazamiento en la figura 63, es equivalente a una deformación máxima de  $3.23 \times 10^{-1}$  mm dentro de toda la estructura que contiene al cajón por lo tanto la estructura está garantizada porque la deflexión es casi nula.



**Figura 63.** Desplazamiento de la estructura que contiene al cajón.

### ***3.8.4. Cálculo de diseño del tornillo de potencia movimiento vertical***

Basándose en el diámetro del rodamiento y apoyo seleccionados en la sección 3.8.7, se dimensiona el tornillo de potencia de la siguiente manera:

Par tener en cuenta la carga total se suma los siguientes pesos, como se muestra en la ecuación 42.

$$W_{c5} = W_{c1} + W_{c4} \quad (42)$$

Donde

$$W_{c1} = 283.12 \text{ N}$$

$$W_{c4} = \text{Peso de la canasta del elevador}$$

El valor de  $W_{c4} = 1.53 \text{ kg} * 9.81 = 15.01 \text{ N}$  se obtiene de la figura 64.

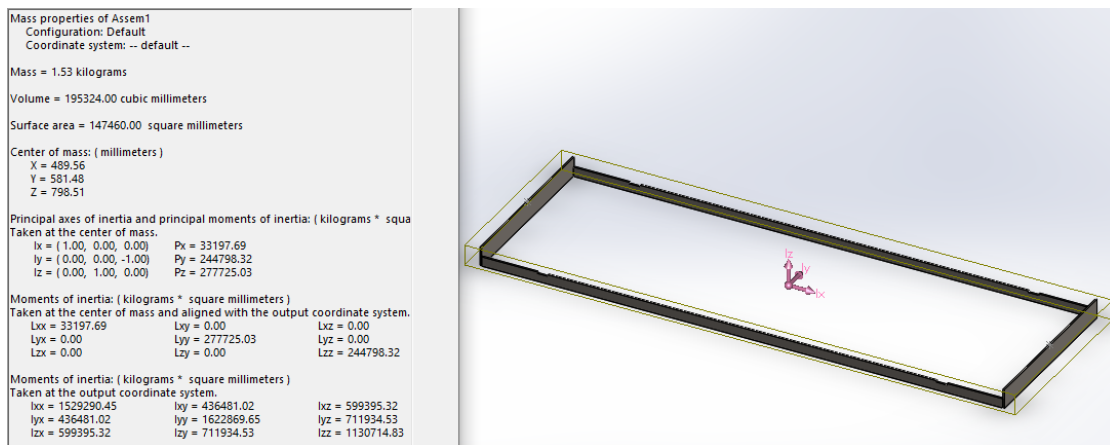


Figura 64. Masa de la canasta del elevador.

Entonces

$$W_{c5} = 283.12 \text{ N} + 15.01 \text{ N} = 298.13 \text{ N}$$

Se divide para 2

$$W_{c6} = \frac{298.13 \text{ N}}{2} = 149.06 \text{ N}$$

Los rodamientos y chumaceras seleccionados, admiten un diámetro de 12 mm, por ende se elige un tornillo de potencia de diámetro externo  $d = 12 \text{ mm}$  y paso  $p = 3 \text{ mm}$ . Y los demás parámetros se obtienen del anexo 1.

$$d_p = D_p = 10.50 \text{ mm}$$

$$d_r = D_r = 8.50 \text{ mm}$$

$$L = p = 3 \text{ mm}$$

Cálculo de torque de elevación mediante la ecuación 13.

$$F = 149.06 \text{ N}$$

$$L = p = 0.003 \text{ m}$$

$$n_t = 1$$

$$\mu = 0.15$$

$$\alpha = 14.5^\circ$$

Entonces

$$T_u = \frac{149.06 \text{ N} * 0.0105 \text{ m}}{2} * \frac{(0.15 * \pi * 0.0105 \text{ m} + 0.003 \text{ m} * \cos 14.5)}{(\pi * 0.0105 \text{ m} * \cos 14.5 - 0.15 * 0.003 \text{ m})}$$

$$T_u = 0.19 \text{ Nm}$$

Cálculo de torque de descenso mediante la ecuación 14.

$$T_d = \frac{149.06 \text{ N} * 0.0105 \text{ m}}{2} * \frac{(0.15 * \pi * 0.0105 \text{ m} - 0.003 \text{ m} * \cos 14.5)}{(\pi * 0.0105 \text{ m} * \cos 14.5 + 0.15 * 0.003 \text{ m})}$$

$$T_d = 0.05 \text{ Nm}$$

Se considera el auto bloqueo con la ecuación 15.

$$0.15 \geq \frac{0.003 \text{ m}}{\pi * 0.0105 \text{ m}} \cos 14.5$$

$$0.15 \geq 0.09$$

El valor del coeficiente de fricción es mayor por ende existe auto bloqueo.

Por medio de la ecuación 16 se encuentra la eficiencia del tornillo.

$$e = \frac{149.06 \text{ N} * 0.003 \text{ m}}{2\pi * 0.19 \text{ Nm}} = 37\%$$

Para el esfuerzo de tensión axial se utiliza la ecuación 17.

$$\sigma_z = -\frac{4 * 149.06 \text{ N}}{\pi (0.0085 \text{ m})^2} = -2.63 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Con la ecuación 18 se determina el esfuerzo cortante en el tornillo de potencia.

$$\tau_{yz} = \frac{16 * 0.19 \text{ Nm}}{\pi * (0.0085 \text{ m})^3} = 1.57 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Donde el esfuerzo de flexión en la raíz de la rosca se da por la ecuación 19.

$$\sigma_x = \frac{6 * 149.06 \text{ N}}{\pi * 0.0085 \text{ m} * 1 * 0.003 \text{ m}} = 11.16 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Mediante la ecuación 20 el esfuerzo cortante en el centro de la raíz de la tuerca.

$$\sigma_b = \frac{3 * 149.06 \text{ N}}{\pi * 0.0085 \text{ m} * 1 * 0.003 \text{ m}} = 5.58 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Finalmente se obtiene el esfuerzo equivalente o de von Mises, mediante el uso de la ecuación 21.

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(11.16 \times 10^6 \frac{N}{m^2} - 0\right)^2 + \left(0 - \left(-2.63 \times 10^6 \frac{N}{m^2}\right)\right)^2 + \left(-2.63 \times 10^6 \frac{N}{m^2} - 11.16 \times 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2 + 6 \left(1.57 \times 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 12.97 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Se aplica la ecuación 22 para que se cumpla la condición

El valor del esfuerzo de fluencia  $S_y = 235 \text{ N/mm}^2$  del acero AISI 1018 se encuentra en la figura 30.

$$12.97 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \leq 2.35 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Con la ecuación 23 se determina el factor de seguridad

$$N = \frac{2.35 \times 10^8 \text{ N/m}^2}{12.97 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} = 18.12$$

Al tener un valor alto del factor de seguridad que es mayor que 2, significa que está sobredimensionado ya que soporta sin ningún problema la carga axial aplicada.

### 3.8.5. Dimensiones de la tuerca

De acuerdo al anexo 2 se selecciona la tuerca embreado de bronce TR 14X3 para una entrada. Para permitir la elevación de la canasta se une mediante soldadura dos planchas de 60X50x3 mm en cada extremo, las cuales van sujetas a las tuercas de los tornillos. Se selecciona el espesor de las planchas en la figura 52.



### 3.8.6. Selección de los motores a pasos

Los tornillos de potencia mueven la canasta con el cajón del elevador verticalmente en un recorrido de 800 mm en 25s, por ende para obtener una velocidad angular primero se obtiene una velocidad constante:

$$\frac{50 \text{ mm}}{s} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{1 \text{ rev}}{3 \text{ mm}} = 1000 \text{ rpm}$$

Una vez obtenidos el valor del torque de elevación  $T_u = 0.19 \text{ Nm}$  y no velocidad de 1000 rpm, se opta por elegir un motor a pasos bipolar NEMA 23 de 0.23 Nm de la marca Scheider electric y una velocidad máxima de 1800 rpm, donde es óptimo para la elevación y descenso de la canasta del elevador. Sus dimensiones se encuentran en el anexo 10 y las características técnicas en el anexo 11.

### 3.8.7. Selección de rodamientos y su unidad para los tornillos de potencia vertical

Capacidad de carga estática básica

El fabricante recomienda que la carga axial no debe superar el  $0.25C_o$  donde debe cumplir con la condición de la ecuación 24, utilizando la carga axial  $W_{c6} = 149.06 \text{ N}$ .

$$C_o > \frac{149.06 \text{ N}}{0.25}$$

$$C_o > 596.24 \text{ N}$$

Mediante el catálogo SKF se selecciona el rodamiento con carga estática de 4.75 kN. Con la unidad de rodamiento FYTB 12 TF con rodamiento de bolas YAR 203/12-2F como se ve en los anexos 13 y 12 respectivamente.

La relación de factores de cálculo se da mediante la ecuación 25, donde el valor de  $f_o = 13$ , viene del anexo 3

$$\frac{13 * 149.06 \text{ N}}{4.75 \text{ KN}} = 0.41$$

### Carga dinámica equivalente

Como no existe carga radial y debido que el resultado de la relación de factores da como resultado el valor de  $e = 0.36$  y por ende el valor de  $Y = 1.52$  como se encuentran en los anexo 3 y 4, mediante la ecuación 26 se obtiene.

$$P = 1.52 * 149.06 N = 226.57 N$$

Finalmente la vida nominal es el resultado de la ecuación 27.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 9500} \left( \frac{9.56 KN}{226.57 N} \right)^3 = 131.79 \times 10^3 \text{ horas}$$

### 3.8.8. Diseño, cálculo y selección de rodamientos y ejes lineales para el elevador

Para determinar la duración de vida del rodamiento lineal se toma en cuenta que 4 rodamientos lineales ayudan como guía a la carga  $W_{c5} = 298.13 N$ .

$$W_{c5} = F_m = \frac{298.13 N}{4} = 74.53 N$$

Duración de vida L, con la ecuación 28.

Sus valores son

Constante= 60

$L_h$  = al menos debe ser 12000 h

s = 800mm = 0.8 m

$n_s$  = al menos debe ser 30 carreras dobles/min

$$L = 2 * 0.80m * 30min * 60 * 12000h = 345.6 \times 10^5 m$$

Capacidad de carga dinámica

Sus valores son

$$F_m = 74.53 \text{ N}$$

$$f_L = 0.12$$

$$f_H = 1$$

$$f_t = 1$$

$$f_s = 1$$

Donde los valores de los factores se obtienen de los anexos 14 y 15 correspondientemente, para tener el resultado la ecuación 29.

$$C_{req} = \frac{74.53 \text{ N}}{1 * 1 * 1 * 0.12} = 621.08 \text{ N}$$

Se elige el SET LINEAL eLINE COMPACTO LASC-12-DD-RT-G normal con rodamiento R1027 251 44. Donde las dimensiones y capacidades se encuentran en el anexo 16. Como la dirección de la carga principal no es como lo indica el anexo se multiplica en este caso con las cargas dadas con los factores  $f = 0.90$  y  $f_o = 0,86$ .

Capacidad de carga dinámica máxima:  $810 \text{ N} * 0.90 = 729 \text{ N}$

Capacidad de carga estática máxima:  $490 \text{ N} * 0.86 = 421.4 \text{ N}$

Calculo de duración de vida real ( $L_{hr}$ ):

Donde primero se calcula la duración de vida nominal ( $L$  (m)) con la ecuación 30.

Sus valores son

$$C = 729 \text{ N}$$

$$F_m = 74.53 \text{ N}$$

$$f_H = 1$$

$$f_t = 1$$

$$f_s = 1$$

$$L = \left( \frac{729 \text{ N}}{74.53 \text{ N}} * 1 * 1 * 1 \right)^3 * 10^5 = 93.58 \times 10^6 \text{ m}$$

Finalmente este valor se introduce en la ecuación 31 para encontrar la duración de vida real.

Donde

$$L = 93.58 \times 10^6 \text{ m}$$

$$s = 0.80 \text{ m}$$

$$n_s = 30 \text{ min}$$

$$L_{hr} = \frac{93.58 \text{ m}}{2 * 0.8 * 30 * 60} = 32.49 \times 10^3 \text{ h}$$

$L_h = 12000 \text{ h} < L_{hr} = 32.49 \times 10^3 \text{ h}$  la duración de vida del rodamiento es mayor.

**3.8.8.1 Selección de ejes lineales.** Se elige el eje lineal Cf53 de diámetro 12 ya que este es el correspondiente al set lineal set lineal eLINE LASC-12-DD-RT-G, R1027 251 44. Al estar compuesto bajo las normas DIN se encuentra su equivalencia en las normas AISI, el cual es el AISI 1050 como se muestra en la figura 65, sus propiedades mecánicas se encuentra en el anexo 17.

Sweden				Germany	France	China	Great Britain	Italy	Japan	Russia	Spain	U.S.A
SS	Material number	Symbols	ISO	DIN	AFNOR	GB	B.S.	UNI	JIS	GOST	UNE	AISI/SAE/ASTM
1674	1.1213 ; ~1.1206	C50E	C50E4	C53 ; Ck 50 T ; C50E	XC 48 H1 TS	50 ; T10500 ; SM 50 ; U20502 ;	060 A 52 ; 070 M 55	C 53	S 50 C	50	-	1050

Figura 65. Semejanza con el AISI 1050, [47].

### 3.8.9. Selección de la plancha en forma de C

Para que el sistema de elevación este firme y seguro en la parte superior se opta por elegir una plancha de 3 mm de espesor en forma de C, ya que su selección se da por estética y criterio de diseño, cabe recalcar que el único peso que soporta son los de los motores de pasos y que es mínimo, además se toma en cuenta las medidas de los soportes de los ejes verticales y del motor a pasos. Sus dimensiones se muestran en los planos del elevador del anexo 18.

### 3.8.10. Análisis de pandeo de los ejes lineales verticales

Razón de esbeltez

El radio de giro K del eje de Ø 12 mm se encuentra en la figura 66.

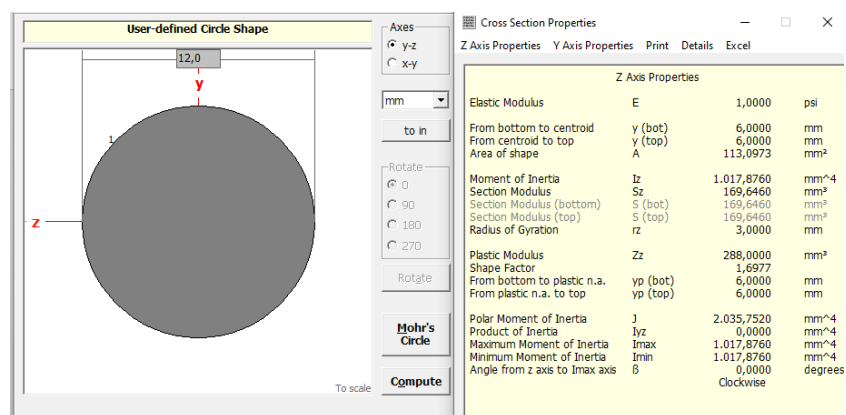


Figura 66. Radio de giro del eje lineal Ø 12 mm.

Donde

$$K = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$$

$l = 0.65 * L$ , valor recomendado por la AISC

$L = 0.8 \text{ m}$

Estos valores se introducen en la ecuación 35 para hallar la razón de esbeltez.

$$S_r = \frac{0.65 * 0.8 \text{ m}}{0.003 \text{ m}} = 173.33$$

Como la relación de esbeltez no está por debajo de 50 y no sobrepasa los 200 se considera intermedia [43], se sigue el siguiente procedimiento:

Primero se encuentra la resistencia por fluencia a compresión del material con la ecuación 36.

$$E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$S_{yc} = 2 * \frac{\pi^2 * 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2}{173.33^2} = 137.97 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Como la carga unitaria se encuentra en la región segura se procede a calcular el valor de  $(S_r)_D$  de la ecuación 37.

Razón de esbeltez en el punto D

$$(S_r)_D = \pi \sqrt{\frac{2 * 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2}{137.97 \times 10^6 \text{ N/m}^2}} = 173.33$$

Como  $S_r = 173.33 \leq (S_r)_D = 173.33$  se utiliza la ecuación 38 de la carga unitaria crítica.

$$E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$A = 1.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P_{cr} = \frac{137.97 \times 10^6 \frac{N}{m^2} - \frac{1}{2.1 \times 10^{11} \frac{N}{m^2}} \left( \frac{137.97 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 173.33}{2\pi} \right)^2}{1.13 \times 10^{-4} m^2}$$

$$P_{cr} = 7.79 kN$$

Tomando en cuenta un  $Sf = 2$  se determina la carga permisible mediante la ecuación 39.

$$P_{perm} = \frac{7.79 kN}{2} = 3.89 kN$$

$$P_{perm} = 3.89 kN > F = 80.34 N$$

Donde el valor de F es el resultado de la suma del peso de la canasta con las carpetas  $W_{c5} = 74.53 N$  y el peso de la plancha en  $C \frac{2.37 Kg * 9.81}{4} = 5.81 N$ . La carga permisible es mayor a la carga aplicada, llegando a la conclusión que no corre el riesgo de pandeo.

### 3.8.11. Cálculo de selección de platinas base para la estructura del elevador

Resultado de la suma del peso del cajón con las carpetas y el peso de la estructura del cajón sin la base, como se observa en la ecuación 43.

$$P6 = W_{c1} + P5 \quad (43)$$

Donde

$W_{c1} =$  *Peso del cajón con las carpetas*

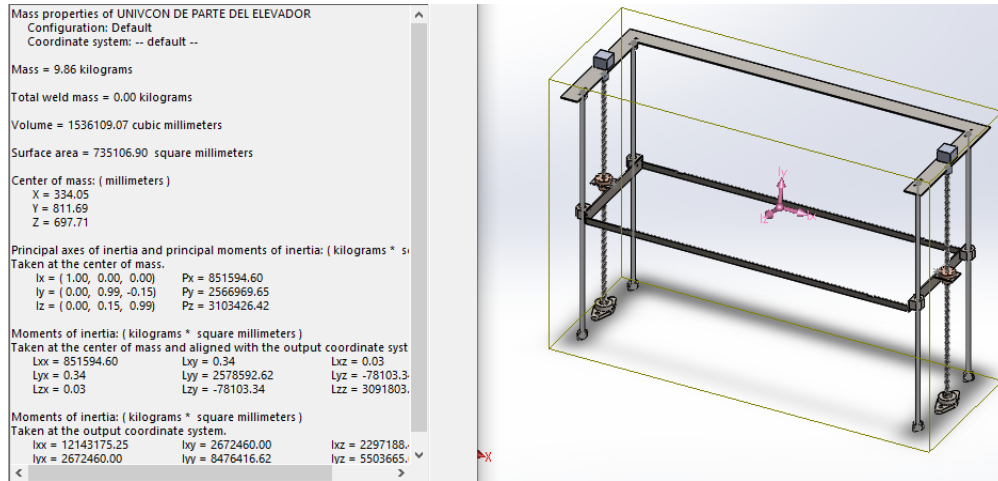
$P5 =$  *Peso de la estructura del elevador sin las bases*

Sus valores son

$$W_{c1} = 283.12 N$$

$$P5 = 9.73 N$$

El valor de P5 se encuentra por la obtención de su masa  $m = 9.86 Kg$  como se observa en la figura 67 y posteriormente se transforma a Newtons.



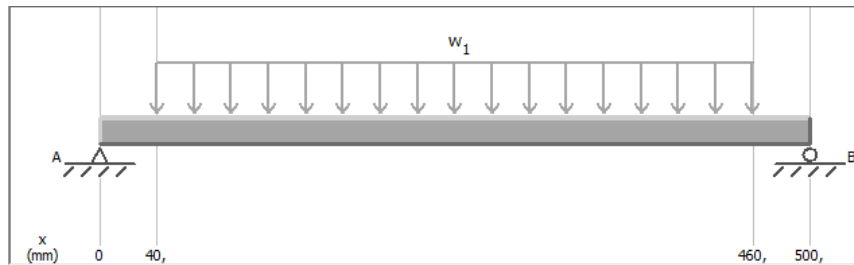
**Figura 67.** Masa de la estructura elevador *sin bases*

$$P6 = 283.12 \text{ N} + 9.73 \text{ N} = 292.85 \text{ N}$$

Pero como las platinas base para la estructura del elevador son dos, se divide para dos.

$$P7 = \frac{292.85 \text{ N}}{2} = 146.43 \text{ N}$$

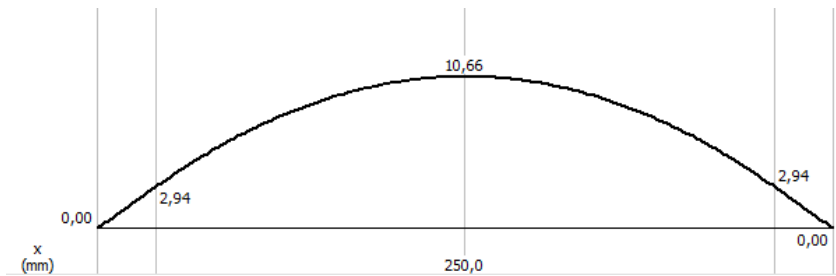
Se considera como viga simple con carga uniformemente distribuida  $P8 = 146.43 \text{ N}/0.42\text{m} = 348.64 \text{ N/m}$ , se encuentra en la figura 68.



**Figura 68.** Carga distribuida de platina base para elevador del cajón.

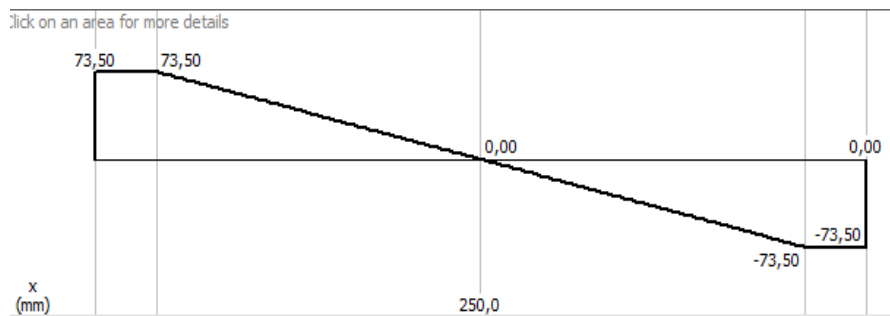


Momento máximo,  $M_{max} = 10.66 \text{ Nm}$ , de la figura 69.



**Figura 69.** Diagrama de momento de platinas base para elevador del cajón.

Las fuerzas de cortante 73.50 N, se obtiene de la figura 70.



**Figura 70.** Diagrama de fuerzas cortantes de platinas base para elevador del cajón.

El módulo de sección teórico se da mediante la ecuación 4

$$M_{max} = 10.66 \text{ Nm}$$

$$\sigma = 148.96 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$Z = \frac{10.66 \text{ N} \cdot \text{m}}{148.96 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 7.16 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 71.6 \text{ mm}^3$$

El Z teórico se aproxima al Z real de la platina PLT 60x6 mm, se elige del anexo 5, donde:

$$Z_{yreal} = 390 \text{ mm}^3 = 3.9 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \text{ como se ve en la siguiente figura 71.}$$

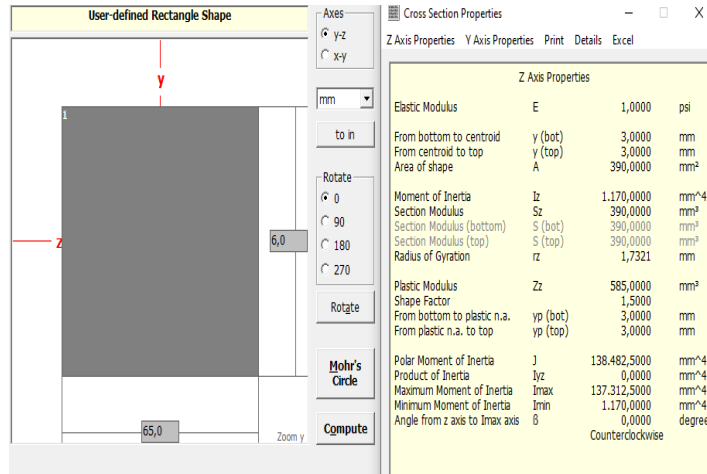


Figura 71. Cálculo de la platina base para elevador 30x6 mm, valores.

A través de la ecuación 6 se encuentra el esfuerzo admisible de flexión real.

$$Z_{yreal} = 3.9 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{real} = \frac{10.66 \text{ Nm}}{3.9 \times 10^{-7} \text{ m}^3} = 27.33 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Factor de seguridad real de la ecuación 7.

$$F_y = 248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$nr = \frac{248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{27.33 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 9.08$$

### 3.9 Diseño y cálculo del transportador horizontal

Desplaza de forma horizontal al elevador, mediante el uso del tornillo de potencia impulsado por un motor a pasos, permitiendo que se mueva toda la estructura mediante cuatro rodamientos y guías lineales.

#### 3.9.1. Selección de rodamientos lineales y ejes horizontales

Es el resultado de la suma del peso total del cajón con las carpetas y el peso total del elevador, como se muestra en la ecuación 44.

$$P9 = W_{c1} + P8 \quad (44)$$

Donde

$W_{c1} = \text{Peso del cajón con las carpetas}$

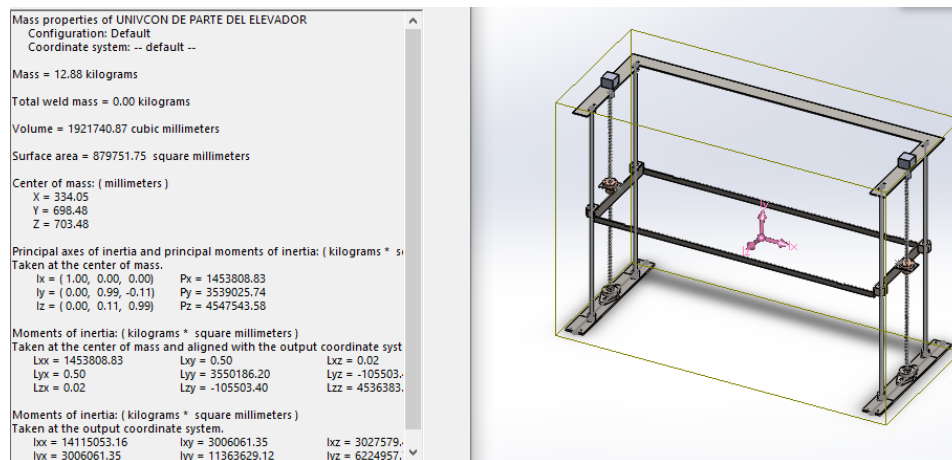
$P8 = \text{Peso del elevador}$

Sus valores son

$$P6 = 283.12 \text{ N}$$

$$P8 = 126.35 \text{ N}$$

El valor de P8 se encuentra por la obtención de su masa  $m = 12.88 \text{ Kg}$  como se muestra en la figura 72 y posteriormente su transformación a newtons.



**Figura 72.** Masa de platina base para estructura.

$$P9 = 283.12 \text{ N} + 126.35 \text{ N} = 409.47 \text{ N}$$

Donde se divide para los 4 set lineales

$$P10 = 409.47 \text{ N} / 4 = 102.37 \text{ N}$$

Duración de vida  $L$ , con la ecuación 28

Sus valores son

Constante= 60

$L_h$  = al menos debe ser 12000 h

$s$  =1100mm= 1.1 m

$n_s$  = al menos debe ser 30 carreras dobles/min

$$L = 2 * 1.1m * 30min * 60 * 12000h = 47.52x10^6 m$$

Capacidad de carga dinámica

Sus valores son

$$F_m = 102.37 N$$

$$f_L = 0.13$$

$$f_H = 1 .$$

$$f_t = 1$$

$$f_s = 1$$

Donde los valores de los factores se obtienen de los anexos 14 y 15 correspondientemente, para tener el resultado la ecuación 29.

$$C_{req} = \frac{102.37 N}{1 * 1 * 1 * 0.13} = 787.46 N$$

Se elige el SET LINEAL eLINE COMPACTO LASC-16-DD-RT-G normal con rodamiento R1027 252 44. Donde las dimensiones y capacidades se encuentran en el anexo 16.

Capacidad de carga dinámica máxima: 1050 N

Capacidad de carga estática máxima: 570 N

Cálculo de duración de vida real ( $L_{hr}$ ):

Donde primero se calcula la duración de vida nominal ( $L$  (m)) con la ecuación 30.

Sus valores son

$$C = 1050$$

$$F_m = 102.37 \text{ N}$$

$$f_H = 1$$

$$f_t = 1$$

$$f_s = 1$$

$$L = \left( \frac{1050 \text{ N}}{102.37 \text{ N}} * 1 * 1 * 1 \right)^3 * 10^5 = 107.91 \times 10^6 \text{ m}$$

Finalmente con este valor se introduce en la ecuación 31 para encontrar la duración de vida real

Donde

$$L = 107.91 \times 10^6 \text{ m}$$

$$s = 1.1 \text{ m}$$

$$n_s = 30 \text{ min}$$

$$L_{hr} = \frac{107.91 \times 10^6 \text{ m}}{2 * 1.1 * 30 * 60} = 27.25 \times 10^3 \text{ h}$$

$L_h = 12000 \text{ h} < L_{hr} = 27.25 \times 10^3 \text{ h}$  la duración de vida del rodamiento es mayor.

Se encuentra el factor de seguridad estática con la ecuación 32

Sus valores son:

$$C_0 = 570 \text{ N}$$

$$F_{0max} = 102.37 \text{ N}$$

$$S_0 = \frac{570 \text{ N}}{102.37 \text{ N}} = 5.57$$

Con un factor de seguridad propuesto de 3, este valor calculado anteriormente está correcto.

**3.9.1.1. Selección de ejes lineales horizontales.** Se elige el eje lineal Cf53 de diámetro 16 ya que este es el correspondiente al set lineal eLINE LASC-12-DD-RT-G, R1027 251 44. Su equivalencia AISI 1050 se encuentra en el anexo 17.

### **3.9.2. Análisis de flexión de ejes lineales horizontales**

Los ejes lineales están empotrados debido a que tiene apoyos fijos sin rodamientos, se analiza como una viga empotrada como se ve en la figura 34. Se calcula con las ecuaciones para 33 determinar que sus resultados sean menor que 1 mm.

El valor de F viene dado de la siguiente manera:

$$F = P_9 = 102.37 \text{ N}$$

El valor de F es el mismo en cada punto del eje.

$$a = 65 \text{ mm} = 0.065 \text{ m}$$

$$b = 470 \text{ mm} = 0.47 \text{ m}$$

$$L = 1100 \text{ mm} = 1.1 \text{ m}$$

EL valor de E.I se obtiene de la figura 35.

$$E.I = 6.76 \times 10^8 N/mm^2 = 676 N/m^2$$

Flexión en los puntos de incidencia de la carga, ecuación 33.

$$f_1 = \frac{102.37 N * 1.1 m * (0.065 m)^3}{6 * 676 N/m^2} * \left( 2 - \frac{3 * 0.065 m}{1.1 m} \right) = 1.39 \times 10^{-5} m$$

Flexión máxima, ecuación 34.

$$f_2 = \frac{102.37 N * (0.065 m)^2}{24 * 676 N/m^2} * (3 - 1.1 m * 4 * 0.065 m) = 7.24 \times 10^{-5} m$$

Se demuestra con los resultados obtenidos que la flexión es menor que 1 mm y por ende el sistema es seguro.

### ***3.9.3. Calculo del tornillo de potencia para el transportador horizontal***

Basándose en el diámetro del rodamiento y apoyo seleccionados en la sección 3.9.6, se dimensiona el tornillo de potencia teniendo en cuenta que mueve a la estructura del elevador cuyo peso es  $P_9 = 409.47 N$ .

Los rodamientos y chumaceras seleccionados, admiten un diámetro de 16 mm, por ende se elige un tornillo de potencia de diámetro externo  $d = 16 mm$  y paso  $p = 4 mm$ . Y los demás parámetros se obtienen del anexo 1.

$$d_p = D_p = 14 mm$$

$$d_r = D_r = 11.5 mm$$

$$L = p = 4 mm$$

Cálculo de torque de elevación mediante la ecuación 13.

Sus valores son

$$F = 409.47 \text{ N}$$

$$L = p = 0.004 \text{ m/rev}$$

$$n_t = 1$$

$$\mu = 0.15$$

$$\alpha = 14.5^\circ$$

Entonces

$$T_u = \frac{409.47 \text{ N} * 0.014 \text{ m}}{2} * \frac{(0.15 * \pi * 0.014 \text{ m} + 0.004 \text{ m} * \cos 14.5)}{(\pi * 0.014 \text{ m} * \cos 14.5 - 0.15 * 0.004 \text{ m})}$$

$$T_u = 0.71 \text{ Nm}$$

Cálculo de torque de descenso mediante la ecuación 14.

$$T_u = \frac{409.47 \text{ N} * 0.014 \text{ m}}{2} * \frac{(0.15 * \pi * 0.014 \text{ m} - 0.004 \text{ m} * \cos 14.5)}{(\pi * 0.014 \text{ m} * \cos 14.5 + 0.15 * 0.004 \text{ m})}$$

$$T_u = 0.18 \text{ Nm}$$

Se considera el auto bloqueo con la ecuación 15.

$$0.15 \geq \frac{0.004 \text{ m}}{\pi * 0.014 \text{ m}} \cos 14.5$$

$$0.15 \geq 0.09$$

El valor del coeficiente de fricción es mayor por ende existe auto bloqueo,

Por medio de la ecuación 16 se encuentra la eficiencia del tornillo

$$e = \frac{409.47 \text{ N} * 0.004 \text{ m}}{2\pi * 0.71 \text{ Nm}} = 37\%$$

Para el esfuerzo de tensión axial se utiliza la ecuación 17

$$\sigma_z = -\frac{409.47}{\pi (0.0115 \text{ m})^2} = -9.86 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$



Con la ecuación 18 se determina el esfuerzo cortante en el tornillo de potencia.

$$\tau_{yz} = \frac{16 * 0.71 Nm}{\pi * (0.0115 m)^3} = 2.38 \times 10^6 N/m^2$$

Donde el esfuerzo de flexión en la raíz de la rosca se da por la ecuación 19.

$$\sigma_x = \frac{6 * 409.47}{\pi * 0.0115 m * 1 * 0.004 m} = 1.7 \times 10^7 N/m^2$$

Mediante la ecuación 20 el esfuerzo cortante en el centro de la raíz de la tuerca.

$$\sigma_b = \frac{3 * 409.47 N}{\pi * 0.0115 m * 1 * 0.004 m} = 8.5 \times 10^6 N/m^2$$

Finalmente se obtiene el esfuerzo equivalente o de von Mises, mediante el uso de la ecuación 21.

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(1.7 \times 10^7 \frac{N}{m^2} - 0\right)^2 + \left(0 - \left(-9.86 \times 10^5 \frac{N}{m^2}\right)\right)^2 + \left(-9.86 \times 10^5 \frac{N}{m^2} - 1.7 \times 10^7 \frac{N}{m^2}\right)^2 + 6 \left(2.38 \times 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 1.8 \times 10^7 N/m^2$$

Se aplica la ecuación 22 para que se cumpla la condición

El valor del esfuerzo de fluencia  $S_y = 235 N/mm^2$  del acero AISI 1018 se encuentra en la figura 30.

$$1.8 \times 10^7 \frac{N}{m^2} \leq 2.35 \times 10^8 N/m^2$$

Con la ecuación 23 se determina el factor de seguridad

$$N = \frac{2.35 \times 10^8 \text{ N/m}^2}{1.8 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 13.06$$

Determinando que el tornillo de potencia está sobredimensionado y es apto para ejercer el trabajo de movimiento mecánico.

#### **3.9.4. Dimensiones de la tuerca**

De acuerdo al anexo 2 se selecciona la tuerca embridado de bronce TR 16X4 para una entrada. Para permitir el desplazamiento del elevador la tuerca se sujeta a la estructura de empuje para el elevador (sección 3.9.7.1).

#### **3.9.5. Selección de los motores a pasos**

El tornillo de potencia mueve la estructura del elevador en un recorrido de 1100 mm en 20s, por ende para obtener una velocidad angular primero se obtiene una velocidad constante:

$$\frac{55 \text{ mm}}{\text{s}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{1 \text{ rev}}{4 \text{ mm}} = 825 \text{ rpm}$$

Una vez obtenidos el valor del torque de elevación  $T_u = 0.71 \text{ Nm}$  y una velocidad de 825 rpm, se opta por elegir un motor a pasos bipolar NEMA 23 de 1.02 Nm de la marca Scheider electric y una velocidad máxima de 1800 rpm, donde es óptimo para la elevación y descenso de la canasta del elevador. Sus dimensiones se encuentran en el anexo 19 y sus características técnicas en el anexo 20.

#### **3.9.6. Selección de rodamientos y su unidad para el tornillo de potencia horizontal**

Capacidad de carga estática básica

El fabricante recomienda que la carga axial no debe superar el  $0.25C_o$  donde debe cumplir con a condición de la ecuación 24, utilizando la carga  $P9 = 409.47 \text{ N}$ .

$$C_o > \frac{409.47 \text{ N}}{0.25}$$

$$C_o > 1.64 \text{ KN}$$

Mediante el catálogo SKF se selecciona el rodamiento con carga estática de 4.75 kN. Con la unidad de rodamiento SY 17 TF con rodamiento de bolas YAT 203 como se ve en el anexo 21 y 12 respectivamente.

La relación de factores de cálculo se da mediante la ecuación 25, donde el valor de  $f_o = 13$ , viene del anexo 3.

$$\frac{13 * 409.47 \text{ N}}{4.75 \text{ kN}} = 1.12$$

Carga dinámica equivalente

Como no existe carga radial y debido a que el resultado de la relación de factores da como resultado el valor de  $e = 0.40$  y por ende el valor de  $Y = 1.34$ , dichos valores se encuentran en los anexos 3 y 4, mediante la ecuación 26 se obtiene.

$$P = 1.34 * 409.47 \text{ N} = 548.69 \text{ N}$$

Finalmente la vida nominal es el resultado de la ecuación 27.

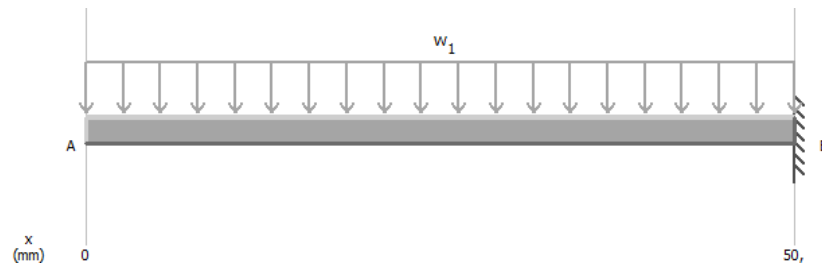
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 9500} \left( \frac{9.56 \text{ KN}}{548.69 \text{ N}} \right)^3 = 9.28 \times 10^3 \text{ horas}$$

### **3.9.7. Cálculo de la estructura de empuje para el elevador**

Para desplazar el elevador con el cajón de carpetas, se diseña una estructura de dos platinas de empuje y una platina de conexión.

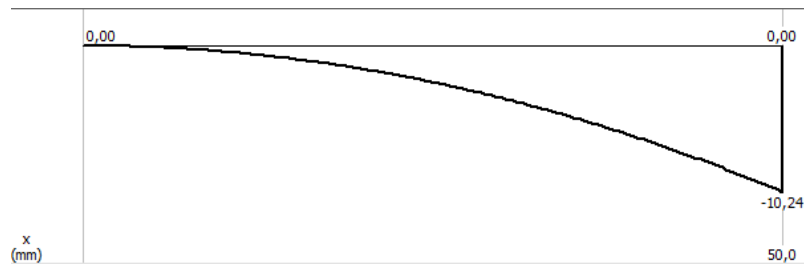
**3.9.7.1. Platina de empuje.** Esta platina se encuentra la tuerca del tornillo de potencia el cual ayuda que el tornillo de potencia mueva la carga por ende es la que soporta la carga total del elevador.

Este elemento se asimila como viga empotrada con carga distribuida uniformemente  $P9 = 409.47 \text{ N}/0.05\text{m} = 8.19 \text{ kN}/\text{m}$ , por medio de la figura 73.



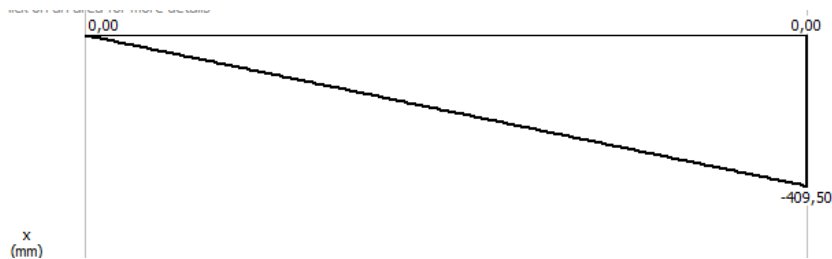
**Figura 73.** Distribución de carga y reacciones.

Momento máximo,  $M_{max} = 10.24 \text{ Nm}$ , se adquiere de la figura 74.



**Figura 74.** Diagrama de momentos.

Las fuerzas de cortante 409.50 N, se obtiene de la figura 75.



**Figura 75.** Diagrama de fuerzas cortantes.

El módulo de sección teórico se da mediante la ecuación 4.

$$M_{max} = 10.24 \text{ Nm}$$

$$\sigma = 148.96 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$Z = \frac{10.24 \text{ Nm}}{148.96 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 6.87 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 68.7 \text{ mm}^3$$

Este Z teórico se aproxima al Z real de la platina PLT 50x9 mm, donde:  $Z_{yreal} = 675 \text{ mm}^3 = 6.75 \times 10^{-7} \text{ m}^3$  como se lo determina la figura 76. Su medida se encuentra en el anexo 5.

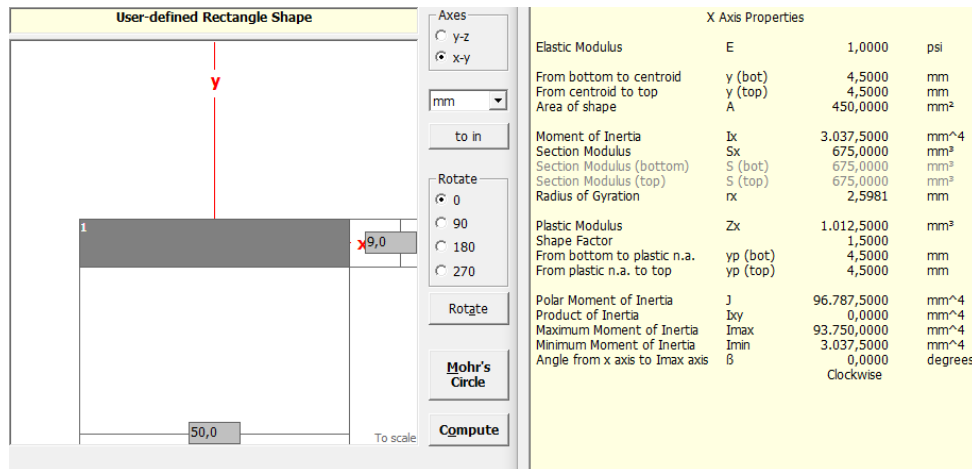


Figura 76. Propiedades geométricas de la platina PLT 50x9 mm.

A través de la ecuación 6 se encuentra el esfuerzo admisible de flexión real

$$Z_{yreal} = 6.75 \times 10^{-7} \text{ m}^3.$$

$$\sigma_{real} = \frac{10.24 \text{ Nm}}{6.75 \times 10^{-7} \text{ m}^3} = 15.17 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Dando como resultado factor de seguridad real por medio de la ecuación 7.

$$F_y = 248.27 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

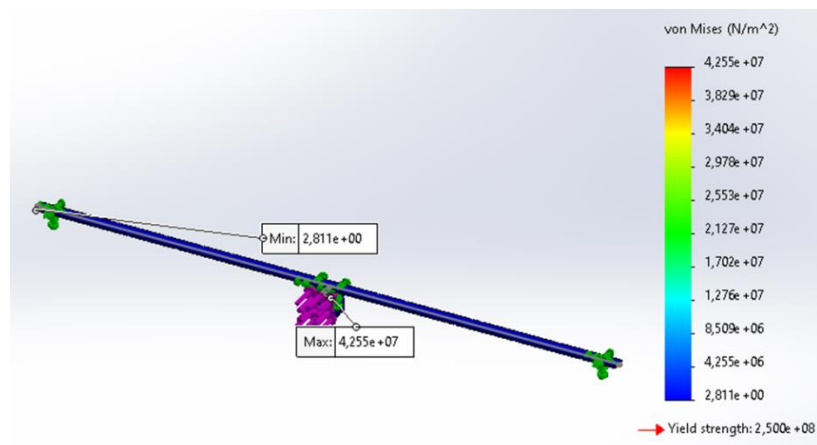
$$nr = \frac{248.27 \times 10^6}{15.17 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 16.36$$

**3.9.7.2. Platina de conexión.** Sujeta a las platinas de empuje y cumple con la función de conexión y estabilizador de la parte inferior del elevador el cual está conectado en los extremos por 2 pernos M8. Sus medida es PLT 25x4 mm.

### 3.9.8. Simulación estática de la estructura de empuje

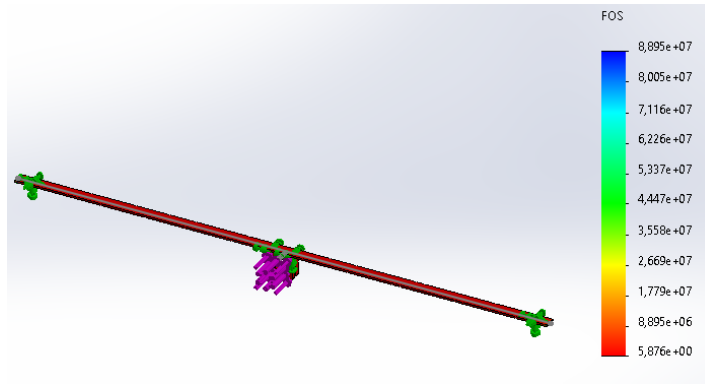
Por medio del uso del software Solidworks se comienza hacer el análisis estático, obteniendo los siguientes resultados:

Se aplican la carga total del elevador con el cajón que es  $P9 = 409.47 \text{ N}$  a la platina de empuje dando como resultado un esfuerzo máximo de  $4.26 \times 10^7 \text{ N/m}^2$  que es menor al límite elástico del acero ASTM 36, como se puede observar en la figura 77. Donde las medidas de este se encuentra en los planos del anexo 22.



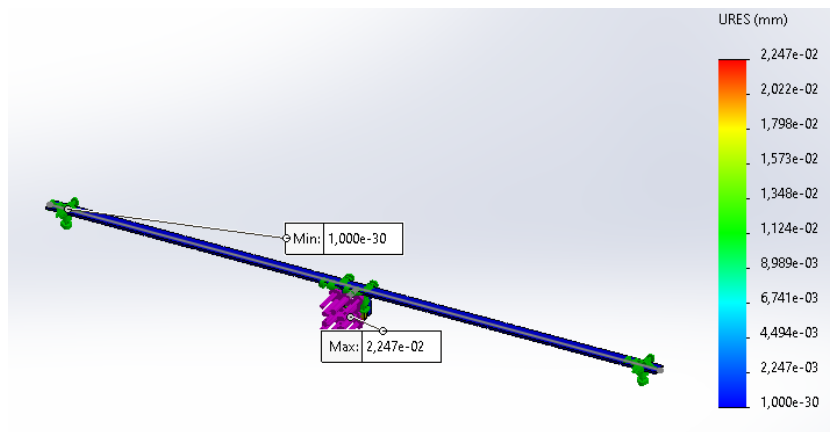
**Figura 77.** Esfuerzo máximo de la canasta del elevador.

En la figura 78 se observa un factor de seguridad de 6 cumpliendo con la condición que debe ser igual o mayor a 2, dando a entender que soporta la carga aplicada.



**Figura 78.** Factor de seguridad de la estructura que contiene al cajón.

Como se observa el análisis de desplazamiento en la figura 79, es equivalente a una deformación máxima de  $2.25 \times 10^{-2}$  mm dentro de toda la estructura que contiene al cajón por lo tanto la estructura está garantizada porque la deflexión es casi nula.



**Figura 79.** Desplazamiento de la estructura que contiene al cajón.

La estructura del transportador horizontal se encuentra en los planos del anexo 22.

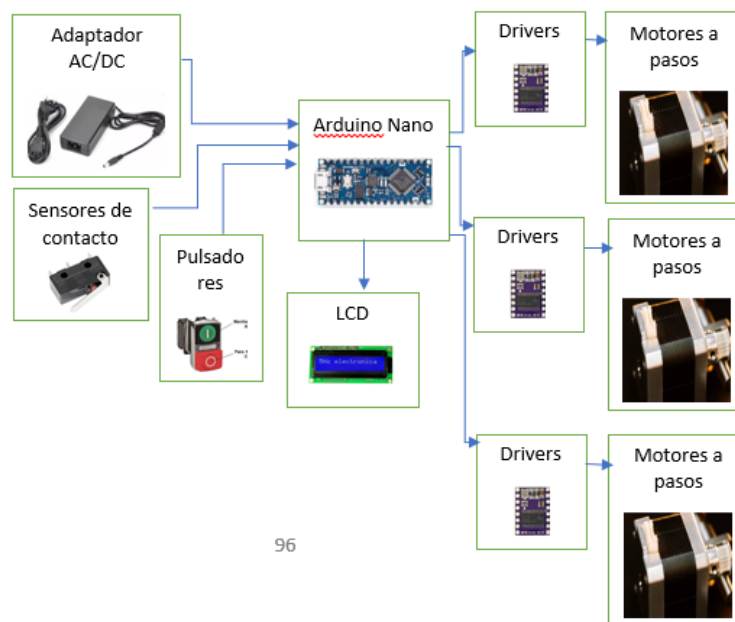
## Capítulo IV

### Diseño Electrónico

El diseño electrónico y de control le permite al usuario operar el prototipo mediante una interfaz de usuario que son pulsadores físicos.

#### 4.1 Diagrama de bloques del sistema

Este controlador contiene los componentes necesarios que se encargan de mandar y aceptar señales mediante diferentes dispositivos acoplados al prototipo. La figura 80 presenta el diagrama de bloques del sistema de elevación y transportador.



96

**Figura 80.** Diagrama de bloques del sistema.

El sistema está conformado por un arduino nano programado el cual es el encargado de realizar todo el proceso, donde tiene como entradas a 3 pulsadores y 4 sensores de contacto, la visualización de la acción se muestra en un lcd y como salida se tiene a los actuadores que son los 3 motores a pasos con sus respectivos drivers. Además está alimentado por un adaptador AC/DC 12v 5A. La conexión se da mediante cables.



## 4.2 Funcionamiento electrónico

Este sistema está diseñado con elementos electrónicos para el desplazamiento del cajón hasta el punto de encuentro con el usuario.

### 4.2.1. Alimentación mediante un Adaptador AC/DC

Para que la operación de los dispositivos sea correcta se selecciona una alimentación de voltaje que proporcione la corriente indispensable. El sistema presenta velocidades y torques bajos por ende el suministro de voltaje y de corriente son bajos, por consiguiente se elige un nivel de voltaje adecuado. Para su selección se determina los siguientes parámetros:

- Voltaje
- Corriente de salida

En la tabla 13 se especifican los parámetros antes mencionados para los motores a pasos.

**Tabla 13.** Parámetros de los motores

<b>Actuadores</b>	<b>Motor Nema 17, eje y</b>	<b>Motor Nema 17, eje</b>
		<b>x</b>
Cantidad	2	1
Voltaje de alimentación	12v a 24v	12v a 24v
Corriente inducida por fase	1.2 A	1.2 A

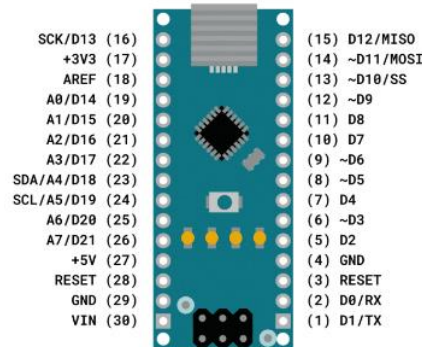
Se selecciona una adaptador AC/DC de 12V, 5 A, el cual es el más adecuado para alimentar el sistema del prototipo, el que se ve en la figura 81.



**Figura 81.** Adaptador AC/DC 12 V, 5 A, [49].

#### 4.2.2. Control principal con Arduino nano

Este es el cerebro que controla todo el sistema, el cual está programado para recoger las señales de los pulsadores y sensores, que son las entradas, y posteriormente enviar los comandos a los drivers de los motores a pasos. La configuración de sus pines se muestra en la figura 82.



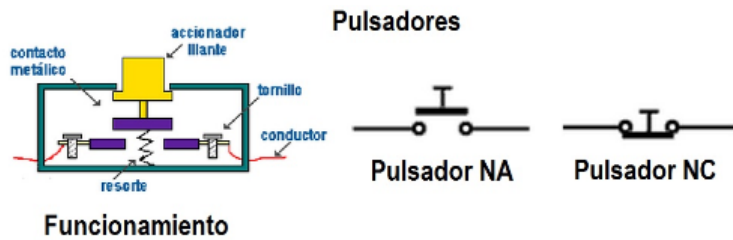
**Figura 82.** Números de los pines del Arduino nano, [50].

#### 4.2.3. Accionamiento de los pulsadores

Pulsador A: Al presionar este pulsador, el elevador se mueve desde el punto de reposo hasta llegar al cajón y posteriormente el transportador horizontal para llegar al punto de encuentro. Una vez realizada la acción se presiona nuevamente y el cajón llega al punto de reposo y luego el elevador también.

Pulsador B: Se presiona y la máquina se desplaza al cero máquina mediante la detección de los finales de carrera.

Pulsador C: Ejecuta una parada de emergencia, donde detiene inmediatamente los movimientos desactivando los motores a pasos del elevador y transportador. El estado del pulsador se encuentra en la figura 83.



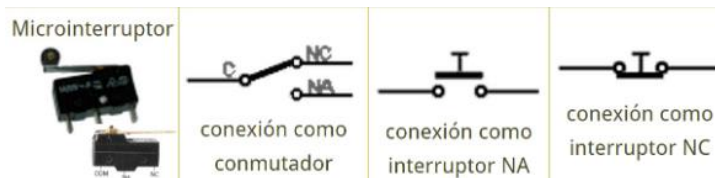
**Figura 83.** Estados de un pulsador, [51]

#### 4.2.4. Detección de los Sensores de carrera

Son utilizados para detectar las posiciones de inicio y fin de los desplazamientos vertical y horizontal.

Sensores 1 y 2: Detectan el punto inicial de donde parte el elevador dando movimiento a los motores, así mismo cuando regresa el elevador, estos se detienen.

Sensores 3 y 4: Se encargan de iniciar y finalizar el desplazamiento del transportador horizontal, posicionados respectivamente, donde de igual manera el motor a pasos se pone en marcha o se detiene. Sus estados se observan en la figura 84.



**Figura 84.** Estados del sensor de final de carrera, [51].

#### 4.2.5. Motores Nema 17 con drivers DRV8825

La selección de los motores para el prototipo se elige de acuerdo a su diseño, como se observa en el Anexo 18, donde la finalidad del prototipo es demostrar su funcionamiento. En este caso se eligen 3 motores a pasos Nema 17 de 0.22 Nm.

Para que el transportador se puede mover el transportador horizontal se utiliza 1 motor a pasos, posteriormente con los 2 motores restantes se encargan de desplazar de forma vertical el elevador. Para el control de los motores se utilizan drivers DRV8825 ya que soportan corrientes de hasta 2.2A por fase, y se encargan de manejar la corriente y voltaje adecuados para los motores. El driver con la descripción de conexión de sus pines se muestra en la figura 85.

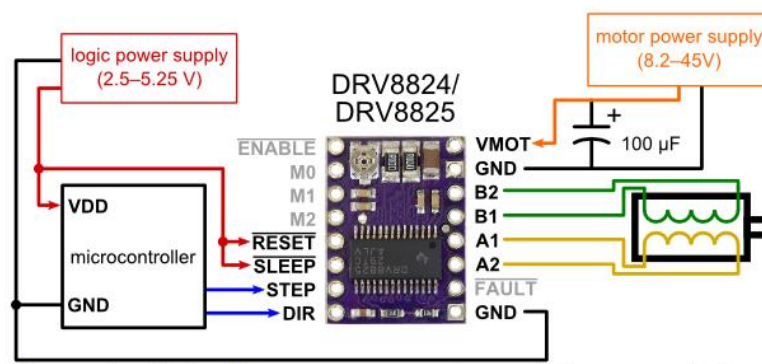


Figura 85. Diagrama de pines del driver DRV8825, [52].

#### 4.2.6. Lcd

El lcd permite la visualización de la acción ejecutada por los pulsadores.

### 4.3 Señales del arduino nano

En la siguiente tabla 14 se muestra como los elementos están conectados y que tipo de función cumplen con el arduino nano, para poner en marcha el control del sistema.

**Tabla 14.** Descripción de las señales del arduino nano

<b>Elemento</b>	<b>Tipo de señal</b>	<b>Pines</b>	<b>Descripción</b>
Pulsador A	Entrada digital	D3	Mando
Pulsador B	Entrada digital	D2	Cero máquina
Pulsador C	Entrada digital	D4	Paro de emergencia
Sensor 1	Entrada digital	A3	Final Y1
Sensor 2	Entrada digital	A2	Final Y2
Sensor 3	Entrada digital	A7	Final X1
Sensor 4	Entrada digital	A6	Final X2
Motor 1	Salida digital	D10 (Dirc), D9 (Step)	Dirección y paso eje Y1
Motor 2	Salida digital	D8 (Dirc), D7 (Step)	Dirección y paso eje Y2
Motor 3	Salida digital	D12 (Dir), D11(Step)	Dirección y paso eje X
Enable	Salida digital	D13	Habilitación motores
LCD	I2c	A4 y A5	Visualización comandos

#### 4.4 Diagrama de flujo del programa

El diagrama de flujo especifica todas las funciones que el prototipo tiene y como es el proceso de comprobación y evaluación. Como se muestra en la figura 86.

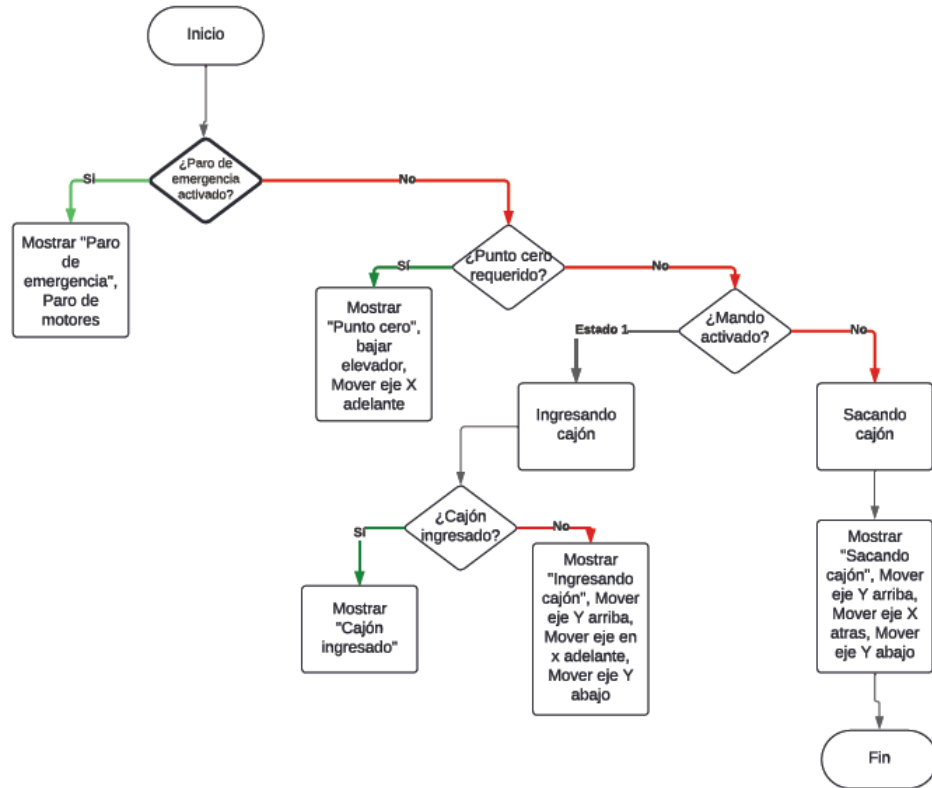


Figura 86. Diagrama de flujo del programa.

#### 4.5 Diagrama lógico del circuito

Este diagrama indica cómo están conectados cada uno de los dispositivos electrónicos que conforman el sistema electrónico, donde se resalta la conexión de la alimentación, los pulsadores, los sensores y los motores con sus drivers. Como base se utiliza una placa con borneras para que la conexión sea segura, como se observa en la figura 87.

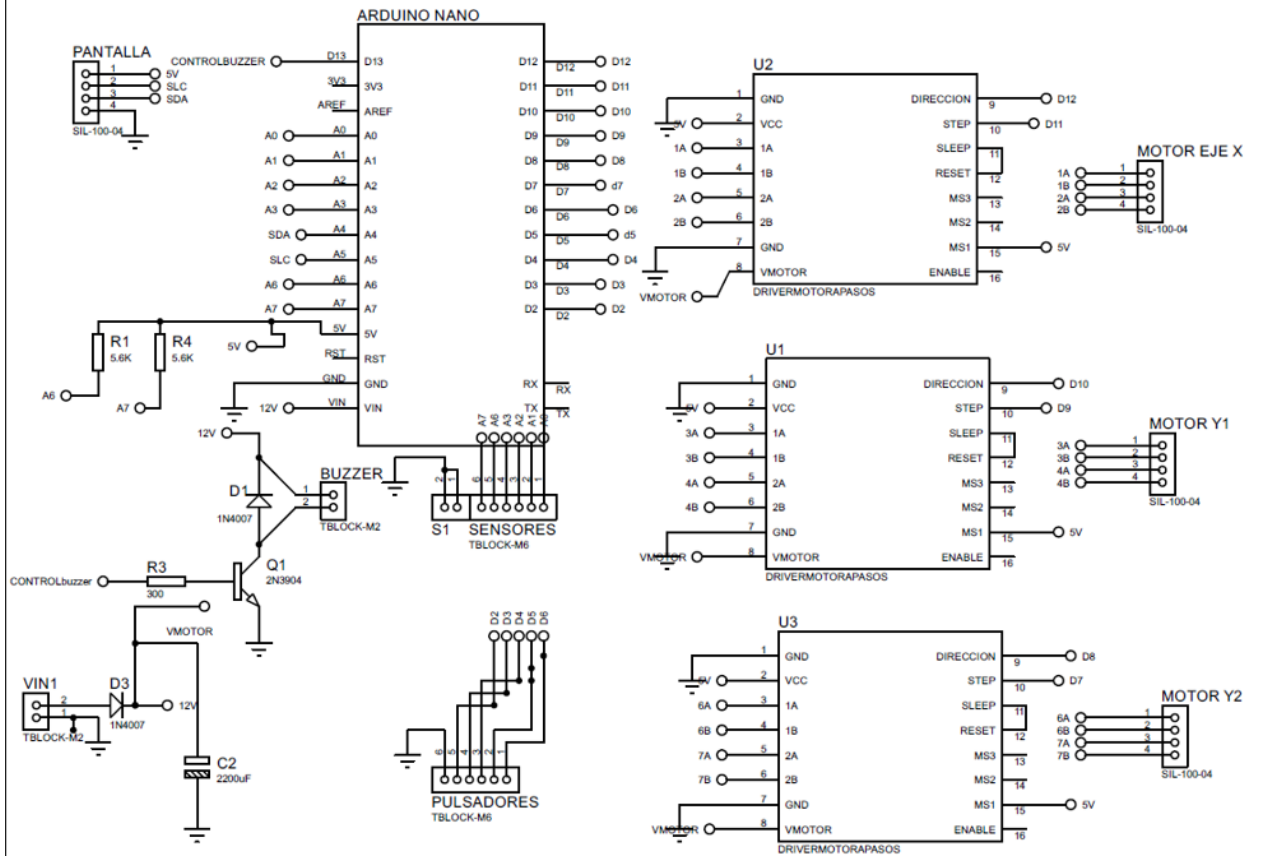


Figura 87. Diagrama lógico del circuito.

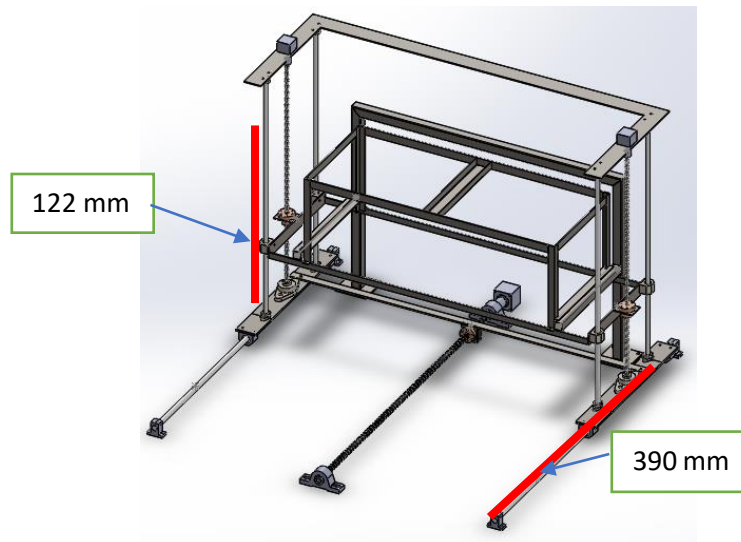
## Capítulo V

### Resultados y análisis de resultados

Al ser un sistema de posicionamiento debido a los sensores de contacto, se realiza la prueba de posicionamiento deseado del prototipo.

#### 5.1 Prueba de precisión y repetibilidad

Se verifica la precisión del sistema en llegar a los puntos deseados en el movimiento vertical y horizontal, donde se mide si existe cualquier desviación en los puntos de paradas verticales y horizontales y se realiza múltiples ciclos para calcular que desviación estándar tiene las posiciones finales. Los puntos deseados para cada eje de la figura 88 son:



**Figura 88.** Puntos deseados en los ejes X e Y.

Punto Vertical: 122 mm

Punto horizontal: 390 mm



Se realiza 10 ciclos de operación de todo el sistema y se mide las posiciones finales alcanzadas. En la tabla 15 se presenta las posiciones medidas para cada ciclo y sus desviaciones correspondientes.

**Tabla 15.** Posiciones y desviaciones de ejes

N° Ciclo	Posición eje Y	Desviación eje	Posición eje	Desviación eje
	(mm)	Y (mm)	X (mm)	X (mm)
1	122.1	0.1	389.8	-0.2
2	122.2	0.2	390.2	0.2
3	122	0	389.9	-0.1
4	121.8	-0.2	390	0
5	121.9	-0.1	389.7	-0.3
6	122.1	0.1	389.9	-0.1
7	122.2	0.2	390	0
8	121.7	-0.3	390.1	0.1
9	121.9	-0.1	389.9	-0.1
10	122	0	390	0

La desviación media indica la precesión de cada eje y la desviación estándar representa la repetibilidad también en cada eje, se calcula de la siguiente manera:

Desviación media

Eje Y

$$d_y = \frac{0.1 + 0.2 + 0 - 0.2 - 0.1 + 0.1 + 0.2 - 0.3 - 0.1 + 0}{10} = -0.01$$

Eje X

$$d_x = \frac{-0.2 + 0.2 - 0.1 + 0 - 0.3 - 0.1 + 0 + 0.1 - 0.1 + 0}{10} = -0.05$$

Desviación estándar

Eje Y

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{10-1} [(0.1 + 0.01)^2 + (0.2 + 0.01)^2 + (-0.2 + 0.01)^2 + (-0.1 + 0.01)^2 + (0.1 + 0.01)^2 + (0.2 + 0.01)^2 + (-0.3 + 0.01)^2 + (-0.1 + 0.01)^2]}$$
$$\sigma_y = 0.17$$

Eje X

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{10-1} [(-0.2 + 0.05)^2 + (0.2 + 0.05)^2 + (-0.1 + 0.05)^2 + (-0.3 + 0.05)^2 + (-0.1 + 0.05)^2 + (0.1 + 0.05)^2 + (-0.1 + 0.05)^2]}$$
$$\sigma_x = 0.17$$

Con los valores obtenidos anteriormente se obtiene los siguientes resultados:

Eje Y

Precisión: El valor de la desviación media es mínima (-0.01 mm), lo que indica que la precisión es alta en el eje.

Repetibilidad: La desviación estándar de 0.17 mm representa que existe una buena repetibilidad.

Eje X

Precisión: El valor de la desviación media es mínima (-0.05 mm), lo que indica que la precisión es alta en el eje.

Repetibilidad: La desviación estándar de 0.17 mm representa que existe una buena repetibilidad.

Este análisis determina que el sistema presenta buena precisión y repetibilidad en los ejes X e Y, donde se puede mejorar más la constancia de los movimientos con un buen mantenimiento.

## Conclusiones

- El personal del área de secretaria presentó problemas para acceder a los archivos almacenados como la altura, peligro a sufrir caídas, dificultad de mover los bloques de estanterías que contiene los archivos debido a su peso, lo que dificulta su acceso a los archivos de los estudiantes, por lo que se buscó una solución que ayudó a resolver estos problemas y es el diseño y construcción de un prototipo archivador semiautomático.
- Los componentes mecánicos, principalmente los tornillos de potencia para desplazamientos verticales y horizontales, asociados con los sensores de final de carrera situados de acuerdo a la longitud deseada del eje X e Y, han probado ser eficaces en la resolución puntual de las posiciones de inicio y fin del movimiento. El controlador programable ha ejecutado las secuencias de desplazamiento de manera segura, así como el panel de control ha entregado una interfaz de usuario eficaz.
- Debido al diseño, construcción, control del prototipo y al vínculo directo del usuario con el panel, realizados, el tiempo de selección y búsqueda de los archivos se reduce en comparación al tiempo ejecutado manualmente.
- Con el diseño y construcción del prototipo archivador semiautomático logró cumplir con el objetivo general del proyecto, produciendo una solución eficiente para el almacenamiento de documentos. Debido a los resultados de la prueba de precisión y repetibilidad, las mejoras de la infraestructura para la capacidad de almacenamiento y la eficiencia en la obtención de archivos, respaldan la factibilidad y eficacia del prototipo a diferencia de los archivadores convencionales.

## Recomendaciones

- Tener en cuenta el espacio en el que se va a diseñar ya que los mismos elementos mecánicos como electrónicos puedan cambiar ya que si se va a diseñar y construir para espacios grandes es preferible utilizar como primera idea sistemas de potencia convencionales, como piñón cremallera, cadenas, entre otros, por su mayor accesibilidad y ventaja de análisis.
- En situaciones extremas donde el peso del cajón exceda a la carga axial permitida de los tornillos de potencia y el valor del auto bloqueo sea mayor a la fricción que existe entre el tornillo y tuerca, realizar mecanismos de bloqueo adicionales para que la carga no tienda a resbalarse y se mantenga en el punto deseado.

## Referencias

- [1] R. d. León, «Revista educativa CursosOnlineWeb.com,» Enero 2017. [En línea]. Available: <https://cursosonlineweb.com/archiveros.html>. [Último acceso: 29 Diciembre 2021].
- [2] Biblioteca DGIRE, «Biblioteca DGIRE,» 2016. [En línea]. Available: [https://www.dgire.unam.mx/contenido\\_wp/bibliotecas/archivo-vertical.html](https://www.dgire.unam.mx/contenido_wp/bibliotecas/archivo-vertical.html). [Último acceso: 29 Diciembre 2021].
- [3] Sagama Industrial, «SAGAMA,» [En línea]. Available: <https://sagama-industrial.com/blog/archivos-verticales-para-oficina-cuales-son/>. [Último acceso: 3 Noviembre 2023].
- [4] Grupo Escom, «ESCOM,» [En línea]. Available: <https://www.escoming.com/archivadores-oficina-metalicos/archivadores-horizontales/>. [Último acceso: 3 Noviembre 2023].
- [5] B2Brazil, «B2Brazil,» [En línea]. Available: <https://es.b2brazil.com/hotsite/locusarchivos/archivo-deslizante>. [Último acceso: 29 Diciembre 2021].
- [6] SOTIC BA, «SOTIC BA,» [En línea]. Available: <https://www.sotic-ba.com.ar/estanterias-moviles>. [Último acceso: 4 Noviembre 2023].
- [7] MECALUXESMENA, 17 Junio 2021. [En línea]. Available: <https://www.mecalux.es/blog/almacen-semiautomatico>. [Último acceso: 4 Noviembre 2023].
- [8] D. D. V. Tobar, «SISTEMAS AUTOMATIZADOS DE ALMACENAMIENTO,» 30 Junio 2017. [En línea]. Available: <https://mejoramientocontinuooblog.wordpress.com/2017/06/30/sistemas-automatizados-de-almacenamiento/>. [Último acceso: 4 Noviembre 2023].
- [9] Supply Chain, «RETOS EN SUPPLY CHAIN,» 15 Diciembre 2022. [En línea]. Available: <https://retos-operaciones-logistica.eae.es/que-son-transelevadores-y-para-que-sirven-en-almacenaje/>. [Último acceso: 4 Noviembre 2023].

- [10] Outsource Equipament, «Outsource Equipament,» [En línea]. Available: <https://www.osequip.com/products/carousels-and-vertical-storage-systems/vertical-lift-sequencer/> . [Último acceso: 4 Noviembre 2023].
- [11] G. Torres, «URANY,» 3 Enero 2022. [En línea]. Available: <https://urany.net/blog/guías-lineales-funcionamiento-y-ventajas-para-tu-industria>. [Último acceso: 5 Noviembre 2023].
- [12] B. A. J. Mesa, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A ESCALA DE UN TRANSELEVADOR AUTOMATIZADO TIPO AS/RS UNIT LOAD PARA EL TRANSPORTE DE CARGAS PALETIZADAS., BUCARAMANGA: UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA, 2021.
- [13] SHAEFFLER,«SHAEFFLER,»[En línea]. Available: <https://www.schaeffler.es/es/productos-y-soluciones/industria/portafolio-de-productos/sistemas-de-guido-lineal/guias-lineales-con-rodillos-guia/> . [Último acceso: 5 Noviembre 2023].
- [14] THK, «THK,» [En línea]. Available: <https://www.thk.com/?q=mexico/node/7517> . [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [15] Bilnea, «REPUETOS MURCIA,» 10 Septiembre 2021. [En línea]. Available: <https://repuestosmurcia.com/sistema-pinion-cremallera/> . [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [16] igusblogs,«igusblogs,»23Octubre2023.[Enlínea].Available:<https://blog.igus.es/knowledge-base/que-ventajas-ofrece-el-tornillo-sin-fin/>. [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [17] tme, «Tme,» 8 Octubre 2020. [En línea]. Available: <https://www.tme.eu/es/news/library-articles/page/41861/Motor-paso-a-paso-tipos-y-ejemplos-del-uso-de-motores-paso-a-paso/> . [Último acceso: 6 Novienmbre 2023].
- [18] Areatecnologia,«Areatecnologia,»[Enlínea].Available:<https://www.areatecnologia.com/electricidad/servomotor.html>. [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [19] I. Dogan, Programación de microcontroladores PIC, Oxford: MARCOMBO, 2006.

- [20] F. A. Pérez, J. P. B. Rubio, J. M. C. García, J. C. D. T. Lasanta, L. M. Tanco y F. J. V. Martín, *TEORÍA Y DISEÑO CON MICROCONTROLADORES DE FREESCALE*, Madrid: McGRAWHILL, 2008.
- [21] Elecbee, «Elecbee,» [En línea]. Available: <https://www.elecbee.com/en-23385-2560-R3-ATmega2560-16AU-Control-Module-Without-USB-Cable?network=g&campaign=18719854073&adgroup=140153146062&creative=630917925115&keyword=&target=pla-296303633664&matchtype=&devicemodel=&placement=&feeditemid=&adposition>. [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [22] I. Escalona, *Transductores y sensores en la automatización industrial*, El Cid Editor, 2007.
- [23] Complubot shop, «Complubot shop,» [En línea]. Available: <https://shop.complubot.com/final-de-carrera--sensor-de-contacto-p-1-50-548/>. [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [24] Areatecnologica, «Areatecnologica,» [En línea]. Available: <https://www.areatecnologia.com/electricidad/pulsador.html#:~:text=¿Que%20es%20un%20Pulsador%3F,presiona%20y%20lo%20mantiene%20presionad.> [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [25] 5 Hertz Electronica, «5 Hertz Electronica,» [En línea]. Available: [https://www.5hertz.com/index.php?route=tutoriales/tutorial&category\\_id=1&tutorial\\_id=9#11](https://www.5hertz.com/index.php?route=tutoriales/tutorial&category_id=1&tutorial_id=9#11). [Último acceso: 6 Noviembre 2023].
- [26] K. Ogata, *Ingeniería de control moderna*, Madrid: Pearson, 2010.
- [27] Area data, «Area data,» [En línea]. Available: <https://www.areadata.com.py/Archivos.html>. [Último acceso: 20 Noviembre 2023].
- [28] cyber , «Cyber Engineering Logistics,» [En línea]. Available: <https://www.cyber-italia.com/es/oficina-y-archivo/victor-plus/>. [Último acceso: 20 Noviembre 2023].

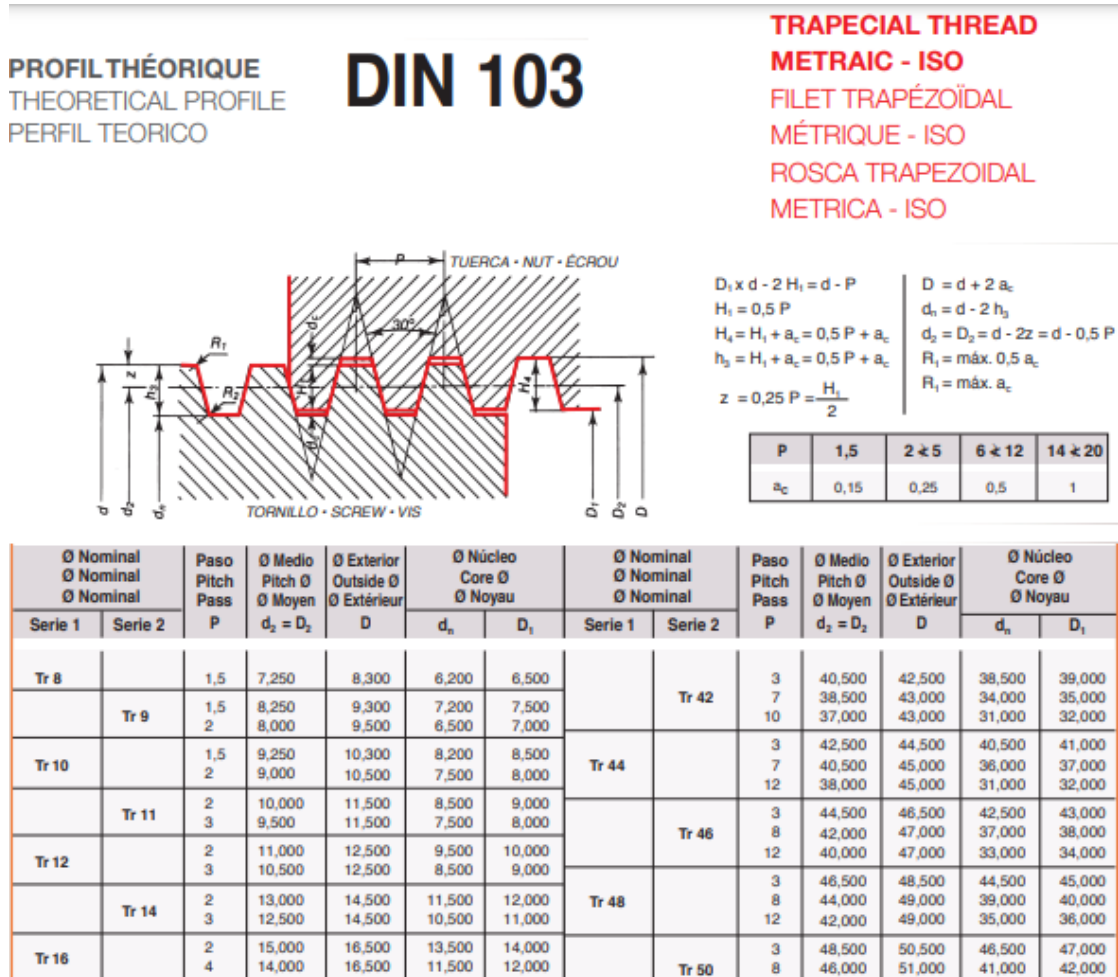
- [29] D. S. Barrera Cordero y E. F. Pinos Pinos, Diseño y construcción de un sistema de posicionamiento cartesiano asistido por computador, Cuenca: Universidad Politecnica Salesiana, 2021.
- [30] ofistore, «ofistore, Tienda online de material de oficina y papelería,» [En línea]. Available: <https://www.ofistore.com/carpetas-colgantes-visor-superior-liderpapel-35239.html> . [Último acceso: 25 Noviembre 2023].
- [31] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México: McGraw-Hill Companies, 2008.
- [32] Steel Construction AISC Manual. (15a Ed.), «Shears, Moments and Deflections,» de *Steel Construction AISC Manual. (15a Ed.)*, United States of America, AISC, 2017, p. 208.
- [33] J. M. F. Gavilanes Carrasco, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR VERTICAL MANUAL TIPO APILADOR PARA UNA CARGA MAXIMA DE 300 Kg, Quito: Tesis de titulación, UPS, 2014.
- [34] H. Argueta, «Libro de Resistencia de Materiales - Andrew Pytel & Ferdinand L. Singer 4ed.,» [En línea]. Available: [https://www.academia.edu/45130195/Libro\\_de\\_Resistencia\\_de\\_Materiales\\_Andrew\\_Pytel\\_and\\_Ferdinand\\_L\\_Singer\\_4ed](https://www.academia.edu/45130195/Libro_de_Resistencia_de_Materiales_Andrew_Pytel_and_Ferdinand_L_Singer_4ed). [Último acceso: 30 Noviembre 2023].
- [35] J. N. R. Budynas, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY Octava edición, México: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2008.
- [36] J. V. A. Achayer, «COLUMN BASE PLATES,» de *Structural Steel Design third edition*, New York, MERCURY LEARNING AND INFORMATION, pp. 539-566.
- [37] J. C. McCORMAC, DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO, México: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C. V., 2012.
- [38] Dipac , «Dipac,» [En línea]. Available: <https://dipacmanta.com/wp-content/uploads/2022/07/Catalogo-actualizado-JULIO-2022.pdf-3.pdf>. [Último acceso: 25 Noviembre 2023].



- [39] R. L. Norton, «Freelibros,» 23 Abril 2012. [En línea]. Available: [www.FreeLibros.me](http://www.FreeLibros.me). [Último acceso: 4 Diciembre 2023].
- [40] B. y. J. K. N. Richard G, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2011.
- [41] SKF Group, *Y-bearings and bearing units*, 06001 EN, 2013.
- [42] Diversiatec, «Sistemas de guiado con rodamientos lineales,» 2015. [En línea]. Available: [https://diversiatec.com/catalogos/Tecnologia\\_Lineal/Rodamientos\\_Lineales/Diversiatec\\_Sistemas\\_de\\_guiado\\_con\\_rodamientos\\_lineales.pdf](https://diversiatec.com/catalogos/Tecnologia_Lineal/Rodamientos_Lineales/Diversiatec_Sistemas_de_guiado_con_rodamientos_lineales.pdf). [Último acceso: 30 Noviembre 2023].
- [43] SkyCiv Engineering, «Skyciv,» [En línea]. Available: <https://skyciv.com/es/docs/skyciv-member-design/general/unbraced-lengths-explained/#:~:text=Para%20miembros%20de%20acero%2C%20una,fuerzas%20de%20compresión%20debe%20considerarse>. [Último acceso: 3 Diciembre 2023].
- [44] Dismetal , «Dismetal,» 2015-2023. [En línea]. Available: <https://dismetal.ec/productos/planchas/laminadas-en-caliente/1220-x-2440>. [Último acceso: 30 Noviembre 2023].
- [45] M. N. M. Tirado, «MANUAL PARA EL DISEÑO DE ANCLAJES AL CONCRETO,» 21 Agosto 2021. [En línea]. Available: <https://repositorio.escuelaing.edu.co/bitstream/handle/001/1690/Anexo%201.pdf?sequence=3&isAllowed=y>. [Último acceso: 2 Diciembre 2023].
- [46] Hilti, «Hilti,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.hilti.es/products>. [Último acceso: 3 Diciembre 2023].
- [47] «Dokuments,» [En línea]. Available: <https://dokumen.tips/documents/equivalencia-de-materiales-aceros.html?page=1..> [Último acceso: 2 Diciembre 2023].

- [48] Zettabyte, «Zettabyte,» [En línea]. Available: <https://zettabyte.com.ec/product/ADAPTADORDECORRIENTE12V5AMODELOPQ1205/>. [Último acceso: 25 Diciembre 2023].
- [49] B. d. Bakker, «Markerguides,» 29 Septiembre 2020. [En línea]. Available: <https://www.makerguides.com/es/arduino-nano/>. [Último acceso: 25 Diciembre 2023].
- [50] M. T. Búa, «recursos.edu.xunta.gal,» 12 Mayo 2024. [En línea]. Available: [https://recursos.edu.xunta.gal/sites/default/files/recurso/1464947843/314\\_elementos\\_de\\_manobra\\_y\\_control.html](https://recursos.edu.xunta.gal/sites/default/files/recurso/1464947843/314_elementos_de_manobra_y_control.html). [Último acceso: 2 Diciembre 2023].
- [51] Electrostore 2019, «Electrostore,» 2019. [En línea]. Available: <https://gruoelectrostore.com/shop/modulos-y-shields/controladores-de-motores/drv8825-controlador-de-motor-paso-a-paso-alta-corriente/>. [Último acceso: 20 Diciembre 2023].
- [52] ingemecanica, «Propiedades de los materiales,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutoriales/materiales.html>. [Último acceso: 3 Diciembre 2023].
- [53] Copyright 2024 © Demarcate.co, «Motor Stepper bipolar NEMA 17 (3.06V, 1.7A, 56N.cm, 1.8°) CR,» [En línea]. Available: <https://www.cimech3d.cl/producto/motor-paso-a-paso-nema-17-56ncm-1-7a/>. [Último acceso: 5 Diciembre 2023].
- [54] C. R. F. N. CAJAS CAJAS LUIS DANNY, «Repositorio Digital - EPN,» Eneero 2021. [En línea]. Available: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/21578/1/CD%2011079.pdf>. [Último acceso: 24 Marzo 2024].
- [55] Ingeniería Mecafenix, «Que es un final de carrera y para que sirve,» [En línea]. Available: <https://www.ingmecafenix.com/automatizacion/sensores/final-de-carrera/>. [Último acceso: 29 Noviembre 2023].

# Anexos

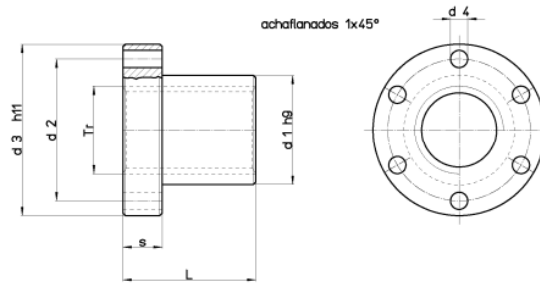


Anexo 1: Rosca trapezoidal del tornillo según la norma DIN 103

## Husillo trapecoidal tipo FFR – embridado de bronce

Material: EN 1982 Cu Sn5 Zn5 Pb5-C – CC491K

Husillo embridado de bronce particularmente apto para movimientos continuos, con buena resistencia al desgaste. Se recomienda una buena lubricación.



Código para husillo DERECHO	Código para husillo IZQUIERDO	Diámetro para paso	n° entradas	d1 mm	d2 mm	d3 mm	d4 mm	L mm	S mm	n° orificio por tornillo	Tornillos fijación (clase 8.8)	Peso kg/c/u	At mm² (1)
FFR 10 T R	FFR 10 T L	Tr 10x2	1	25	34	42	5	25	10	6	M4	0,164	250
FFR 10 J R	--	Tr 10x4 (P2)	2	25	34	42	5	25	10	6	M4	0,164	250
FFR 12 A R	FFR 12 A L	Tr 12x3	1	28	38	48	6	35	12	6	M5	0,276	400
FFR 12 B R	--	Tr 12x6 (P3)	2	28	38	48	6	35	12	6	M5	0,276	400
FFR 14 R R	FFR 14 R L	Tr 14x3	1	28	38	48	6	35	12	6	M5	0,272	460
FFR 14 B R	--	Tr 14x6 (P3)	2	28	38	48	6	35	12	6	M5	0,272	460
FFR 16 A R	FFR 16 A L	Tr 16x4	1	28	38	48	6	35	12	6	M5	0,260	530

## Anexo 2: Tuerca trapecoidal

Factor de cálculo $f_0$	
Series de rodamientos tamaños	Factor $f_0$
YAT 2, YAR 2, YARAG 2, YET 2, YEL 2, YELAG 2, YSP 2, YSPAG 2, YSA 2 03-04	13

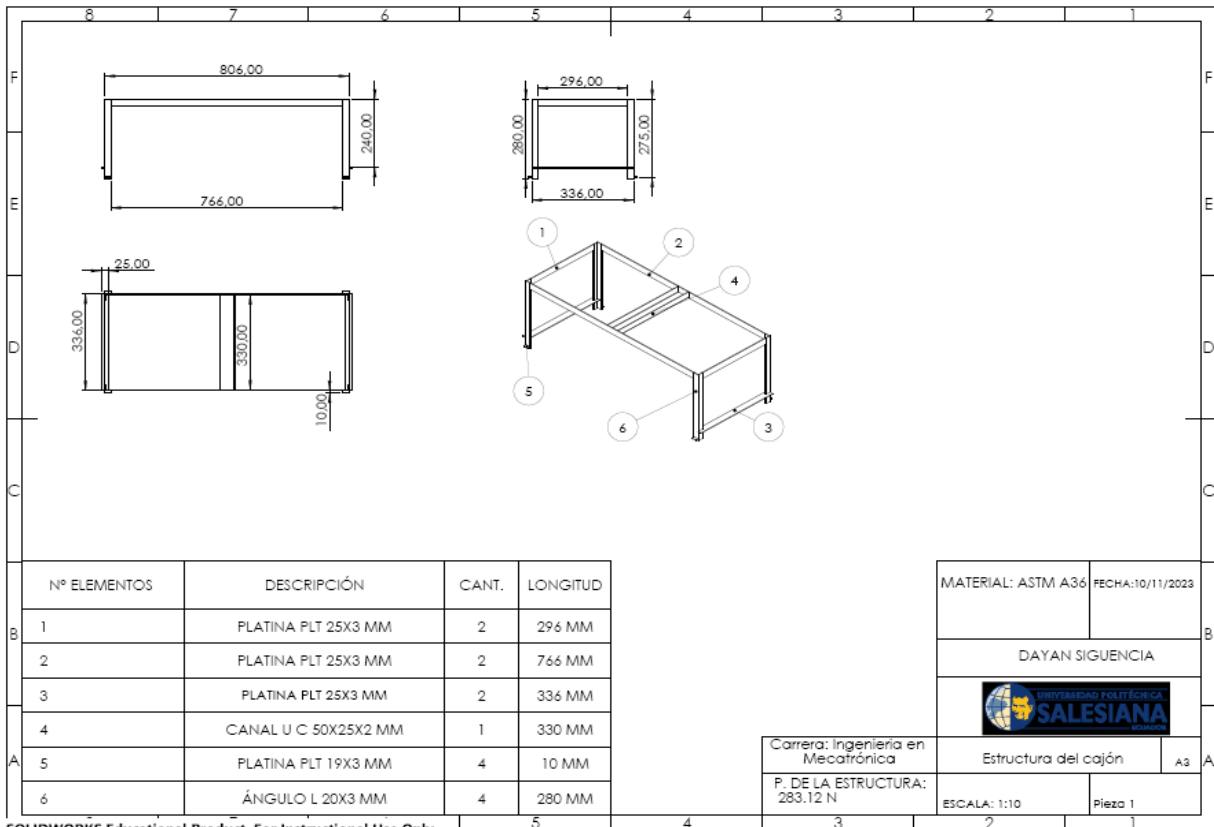
## Anexo 3: Factor $f_0$

Factores de cálculo						
$f_0 F_d/C_0$	Series de rodamientos			17262, 17263		
	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,29	0,46	1,88	0,19	0,56	2,3
0,345	0,32	0,46	1,71	0,22	0,56	1,99
0,689	0,36	0,46	1,52	0,26	0,56	1,71
1,03	0,38	0,46	1,41	0,28	0,56	1,55
1,38	0,4	0,46	1,34	0,3	0,56	1,45

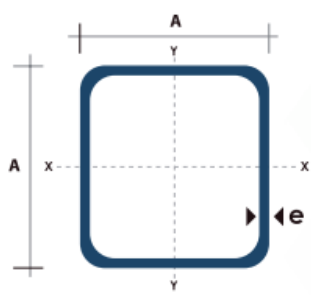
## Anexo 4: Factores $e, X$ e $Y$

Denominación	Dimensiones		Peso		Área
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	A	e			
PLT 12X3	12	3	0,28	1,70	0,36
PLT 12X4	12	4	0,38	2,45	0,48
PLT 12X6	12	6	0,57	3,40	0,72
PLT 19X3	19	3	0,45	2,68	0,57
PLT 19X4	19	4	0,60	3,58	0,76
PLT 19X6	19	6	0,89	5,37	1,15
PLT 25X3	25	3	0,59	3,53	0,75
PLT 25X4	25	4	0,79	4,71	1,00
PLT 25X6	25	6	1,18	7,07	1,50
PLT 25X12	30	3	0,71	4,24	0,90
PLT 30X4	30	4	0,94	5,65	1,20
PLT 30X6	30	6	1,41	8,47	1,80
PLT 30X9	30	9	2,12	12,71	2,70
PLT 30X12	30	12	2,83	16,95	3,60
PLT 38X3	38	3	0,89	5,37	1,15
PLT 38X4	38	4	1,19	7,16	1,52
PLT 38X6	38	6	1,79	11,40	2,28
PLT 38X9	38	9	2,69	16,11	3,42
PLT 38X12	38	12	3,58	21,48	4,56
PLT 50X3	50	3	1,18	7,08	1,50
PLT 50X4	50	4	1,58	9,42	2,00
PLT 50X6	50	6	2,26	14,16	3,00
PLT 50X9	50	9	3,53	21,20	4,50
PLT 50X12	50	12	4,71	28,26	6,00
PLT 65X6	65	6	3,06	18,37	3,90

Anexo 5: Dimensiones de las platinas ASTM A36

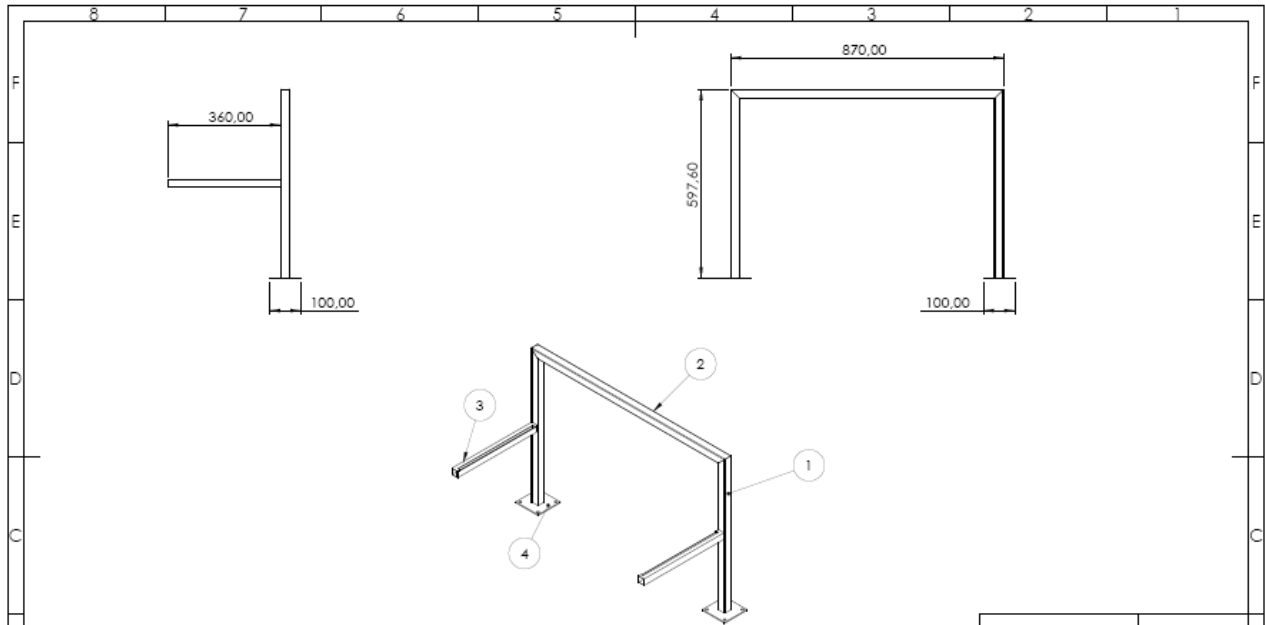


Anexo 6: Planos del cajón




Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91

Anexo 7: Dimensiones del perfil cuadrado ASTM A36

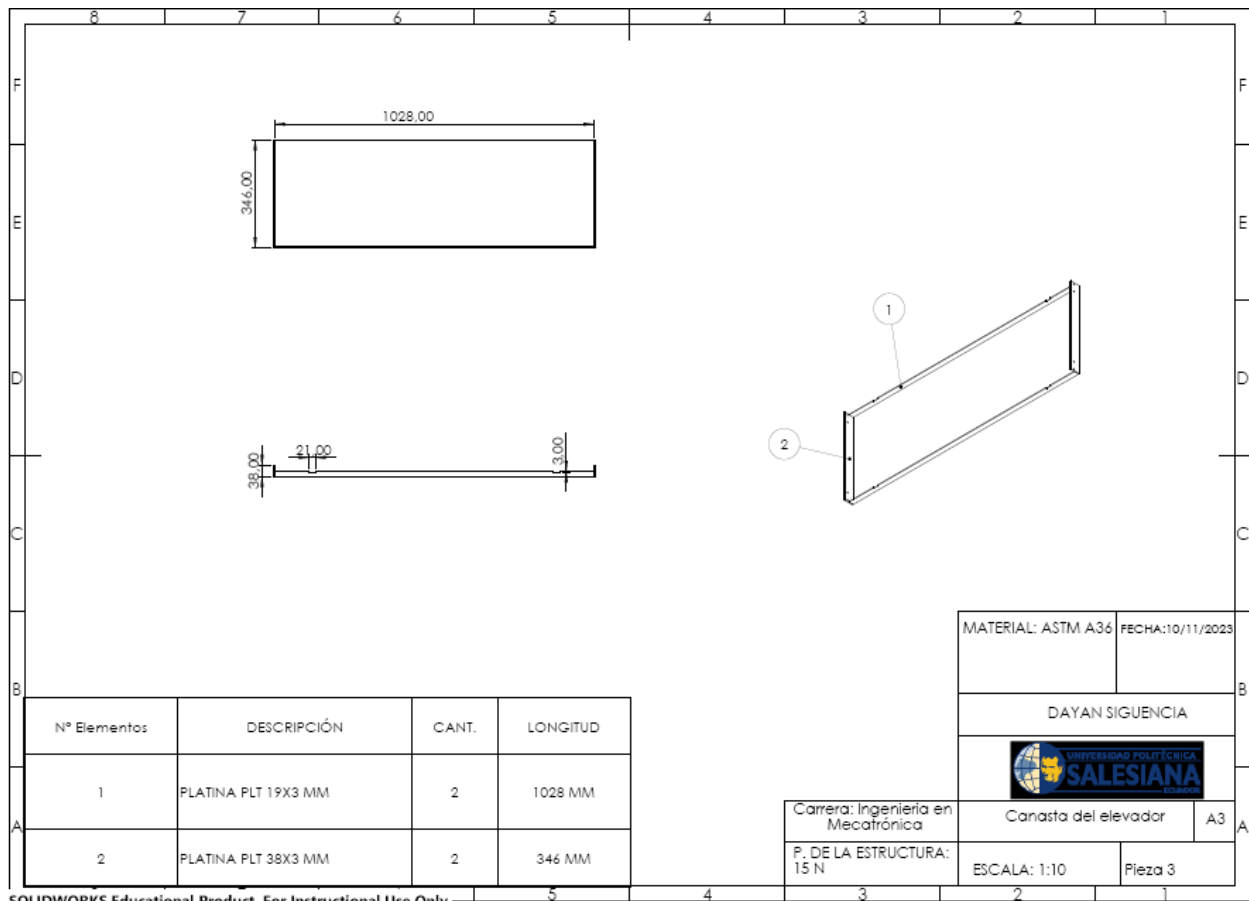


NºELEMENTOS	DESCRIPCIÓN	CANT.	LONGITUD
1	PERFIL CUADRADO 30X30X1.2 MM	2	600 MM
2	PERFIL CUADRADO 30X30X1.2 MM	1	870 MM
4	PERFIL CUADRADO 25X25X1.2 MM	2	360 MM
3	PLACA BASE 100X100X4 MM	2	100 MM

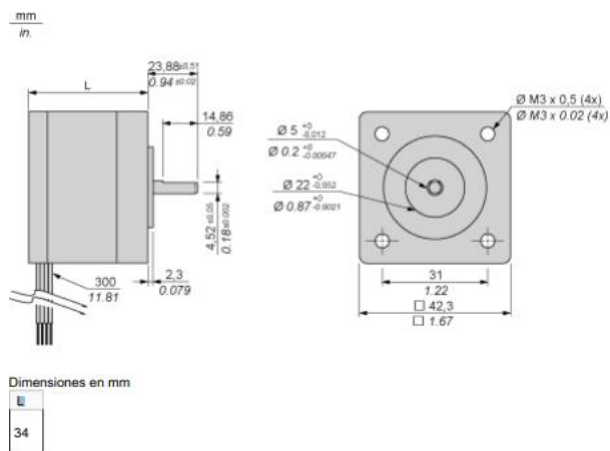
MATERIAL: ASTM A36	FECHA: 10/11/2023
DAYAN SIGUENCIA	
	
Carrera: Ingeniería en Mecatrónica	Estructura de reposo para el cajón
P. DE LA ESTRUCTURA: 32.37 N	ESCALA: 1:10
	Pieza 2

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

Anexo 8: Planos de la Estructura de reposo para el cajón



Anexo 9: Planos de la canasta del elevador



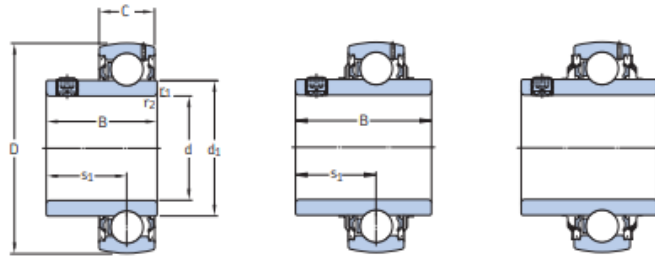
Anexo 10: Dimensiones del Nema23 0.23 N-m, BRS2421A150

## Complementario

Máximo Velocidad Mecánica	1800 rpm
Límites De Tensión De Alimentación	12...48 V DC
Soporte De Montaje	Reborde
Tamaño Brida Motor	42,3 mm
Longitud	34 mm
Número De Pilas De Motor	1
Diámetro De Base De Fijación De Centrado	22 mm
Profundidad Del Collar	2,03 mm
Número De Agujeros De Montaje	4
Diámetro Agujeros De Montaje	3 mm
Diámetro Del Círculo De Los Agujeros De Montaje	43,84 mm
Conexión Eléctrica	Cable saliente
Freno De Retención	Sin
Extremo De Eje	Eje suave
Segundo Eje	Sin extremo de segundo eje
Diámetro Del Eje	5 mm
Longitud De Eje	21,85 mm
Par De Mantenimiento	0,23 N.m
Inercia Del Rotor	0,038 kg.cm <sup>2</sup>
Resolución	200 pasos Contacto NC 1.8 ° almacenamiento
[In] Corriente Nominal	1,5 A
Resistencia	1,3 Ohm - tipo de cable: bobinado)

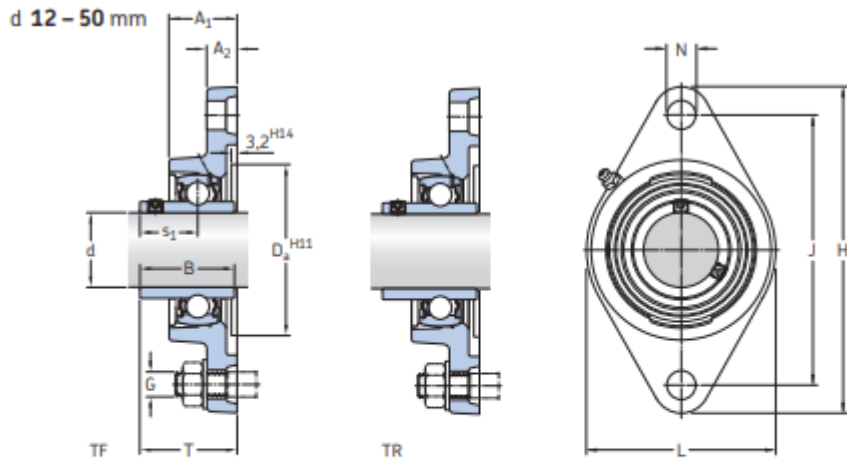
Anexo 11: Características técnicas del motor Nema23 0.23 N-m, BRS2421A150





Dimensions							Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designation
d	D	B	C	$d_1$	$s_1$	$r_{2,2}$ min	dynamic	static				
mm							kN	kN	r/min	kg	-	
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAR 203/12-2F
	15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,10
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/HV
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/VE495

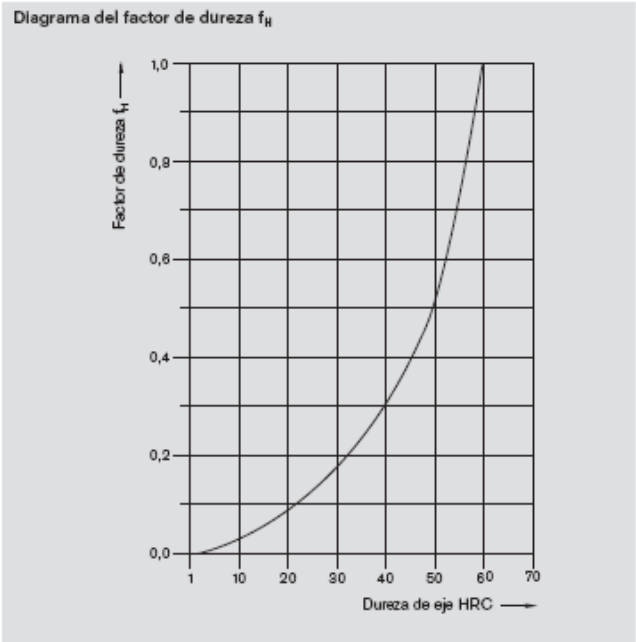
Anexo 12: Dimensiones de rodamientos en Y



Dimensions											Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Limiting speed with shaft tolerance h6	Designation Bearing unit	
d	$A_1$	$A_2$	B	$D_2$	H	J	L	N	G	$s_1$	T	dynamic				static
mm											kN	kN	r/min	-		
12	26	11	27,4	50,8	98,5	76,5	57	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FYTB 12 TF

Anexo 13: Dimensiones de los apoyos de pared

Factor de dureza para dureza de ejes

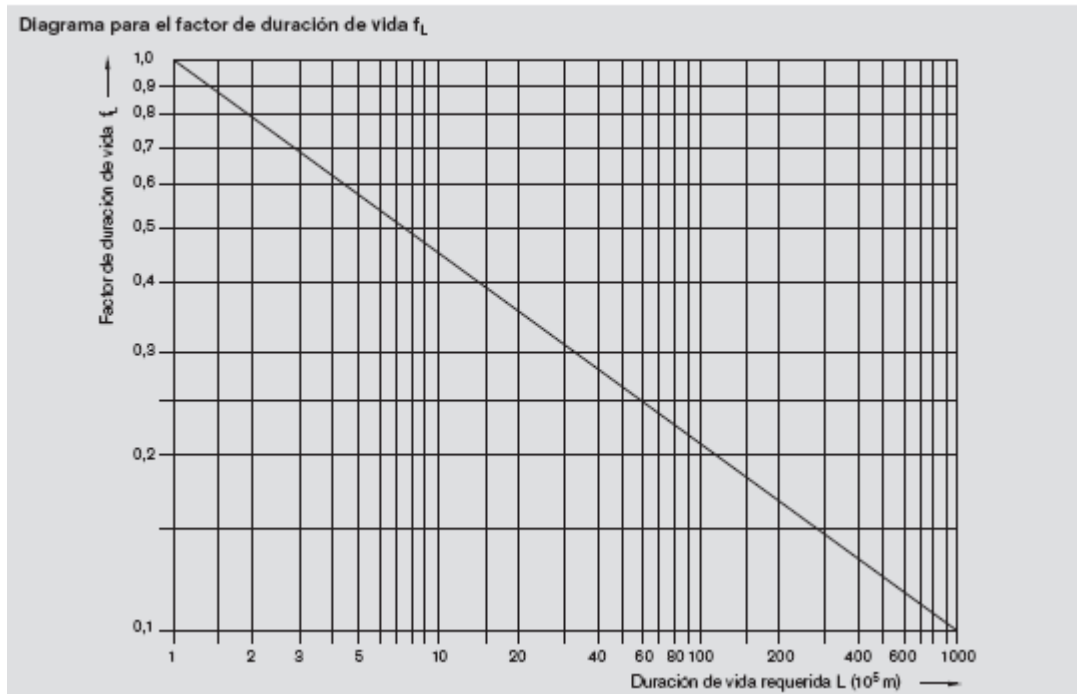


Factor de temperatura solo para rodamientos lineales estándar

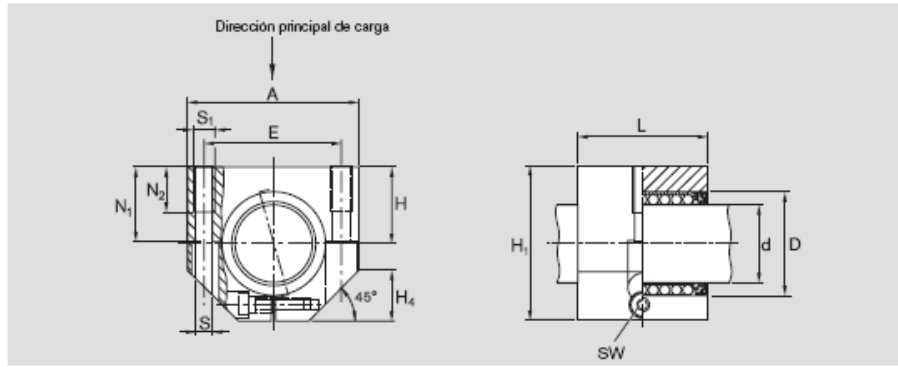
Temperatura del rodamiento (°C)	100	125	150	175	200
Factor de temperatura $f_t$	1	0,92	0,85	0,77	0,70

### Anexo 14: Valores de Factores $f_h$ y $f_t$

Influencia de la duración de vida



### Anexo 15: Valores de Factores $f_L$



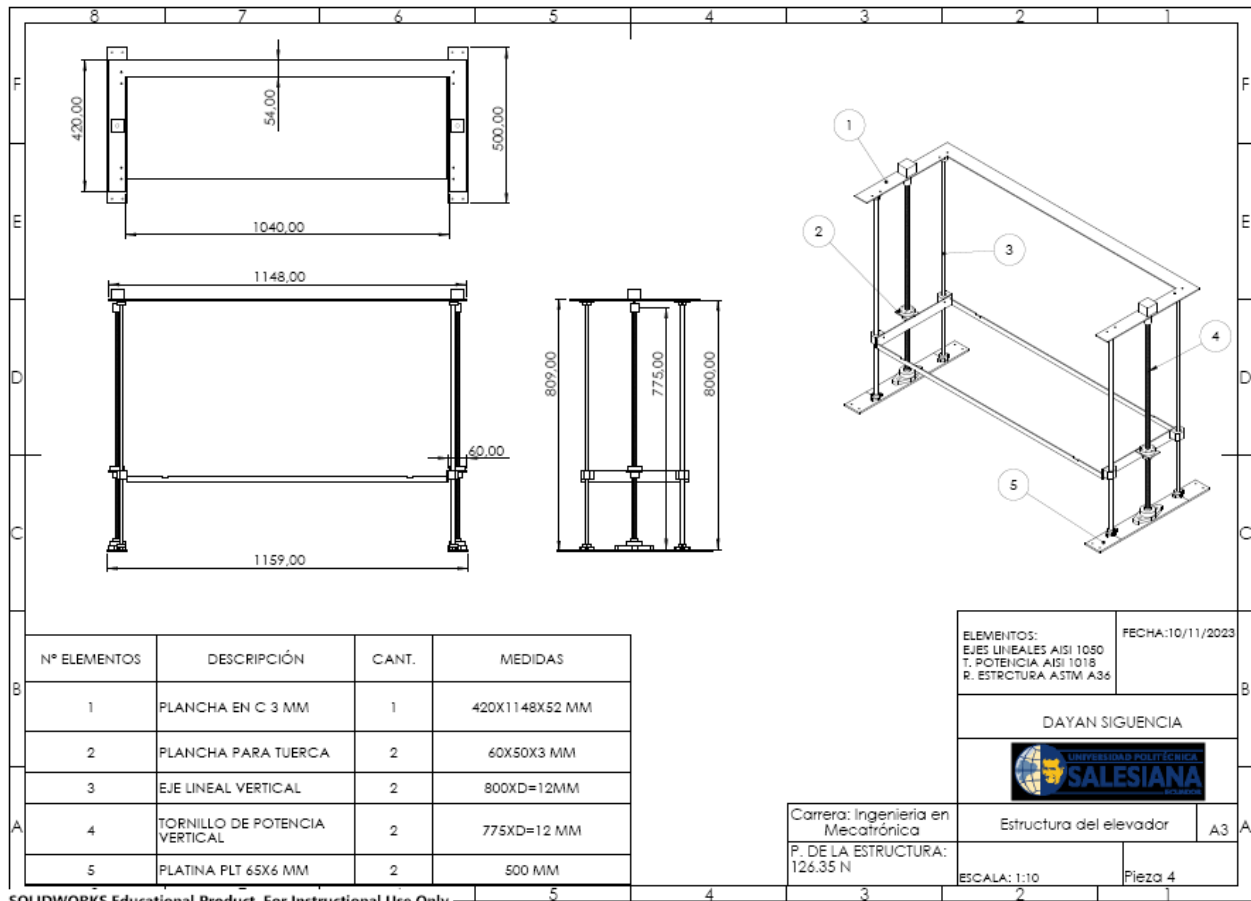
Medidas (mm)													
Ø d	D	H	H <sub>1</sub>	A	L	E ±0,15	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>4</sub>	SW	
12	19	17	33	40	28	29	4,3	M5	16	11	11	2,5	
16	24	19	38	45	30	34	4,3	M5	18	11	13	2,5	
20	28	23	45	53	30	40	5,3	M6	22	13	15	3,0	
25	35	27	54	62	40	48	6,6	M8	26	18	17	4,0	
30	40	30	60	67	50	53	6,6	M8	29	18	19	4,0	
40	52	39	76	87	60	69	8,4	M10	38	22	24	5,0	
50	62	47	92	103	70	82	10,5	M12	46	26	30	6,0	

Ø d (mm)	Juego radial (µm)			Tolerancia para H <sup>2</sup> (µm)		Caps. de carga <sup>3)</sup> (N)				1) Tornillos de fijación ISO 4762-8.8. 2) Referido a Ø d. 3) Las capacidades de carga son validas para la dirección principal de carga. Si la dirección de carga no se corresponde con la dirección principal de carga, las capacidades de carga se deberán multiplicar por los siguientes factores:  Ø d 12 y 16: f = 0,90, f <sub>0</sub> = 0,86 Ø d 20 hasta 50: f = 0,79, f <sub>0</sub> = 0,68	
	R1027 eLINE compacto h6	R1027 Compacto h6	R1028	R1027	R1028	normal	anticorrosivos		anticorrosivos		
	h6	h6				din. C	estát. C <sub>0</sub>	din. C	estát. C <sub>0</sub>	din. C	estát. C <sub>0</sub>
12	+8 -24	+32 0		+24 0	+12 -12	810	490	570	390		
16	+8 -24	+32 0	de fábrica con un eje h6 (límite inferior) ajustado sin juego cuando está fijo	+24 0	+12 -12	1050	570	730	460		
20	+9 -25	+33 -1		+25 0	+13 -12	1410	900	990	720		
25	+12 -24	+36 0		+25 0	+13 -12	2930	1950	2050	1560		
30	+12 -24	+36 0		+25 0	+13 -12	3850	2790	2700	2230		
40	+18 -25	+42 -1		+26 0	+14 -12	6380	4650	4470	3720		
50	+42 -1	+42 -1	+14 -12	+14 -12	7180	5350	5030	4280			

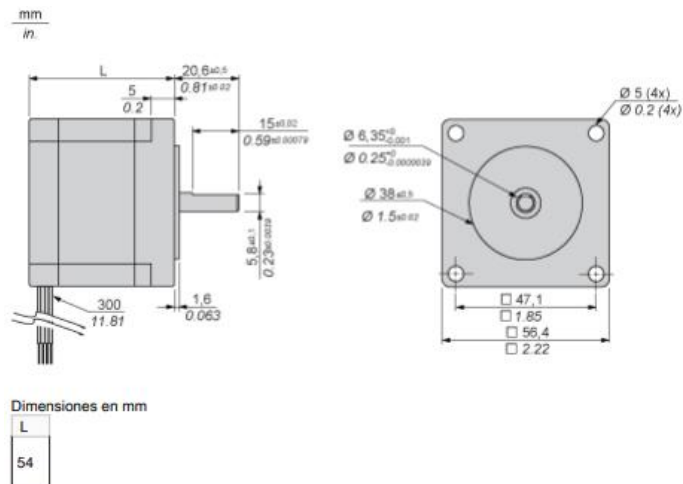
## Anexo 16: Medidas y capacidades de carga de los rodamientos lineales

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495	
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262	
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179

## Anexo17: Propiedades mecánicas del acero AISI 1050



## Anexo 18: Planos del elevador

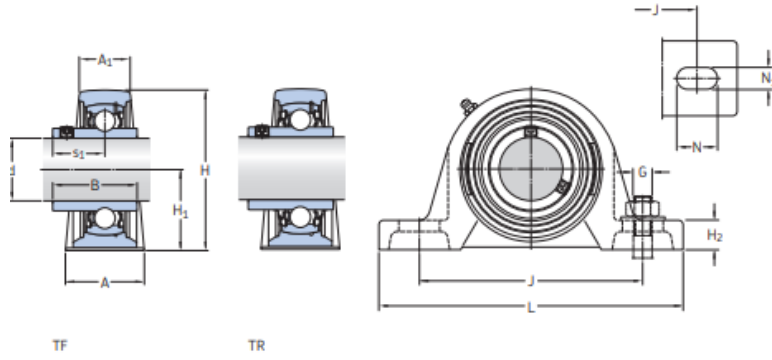


## Anexo 19: Dimensiones del Nema23 1.02 N-m BRS2572A240

### Complementario

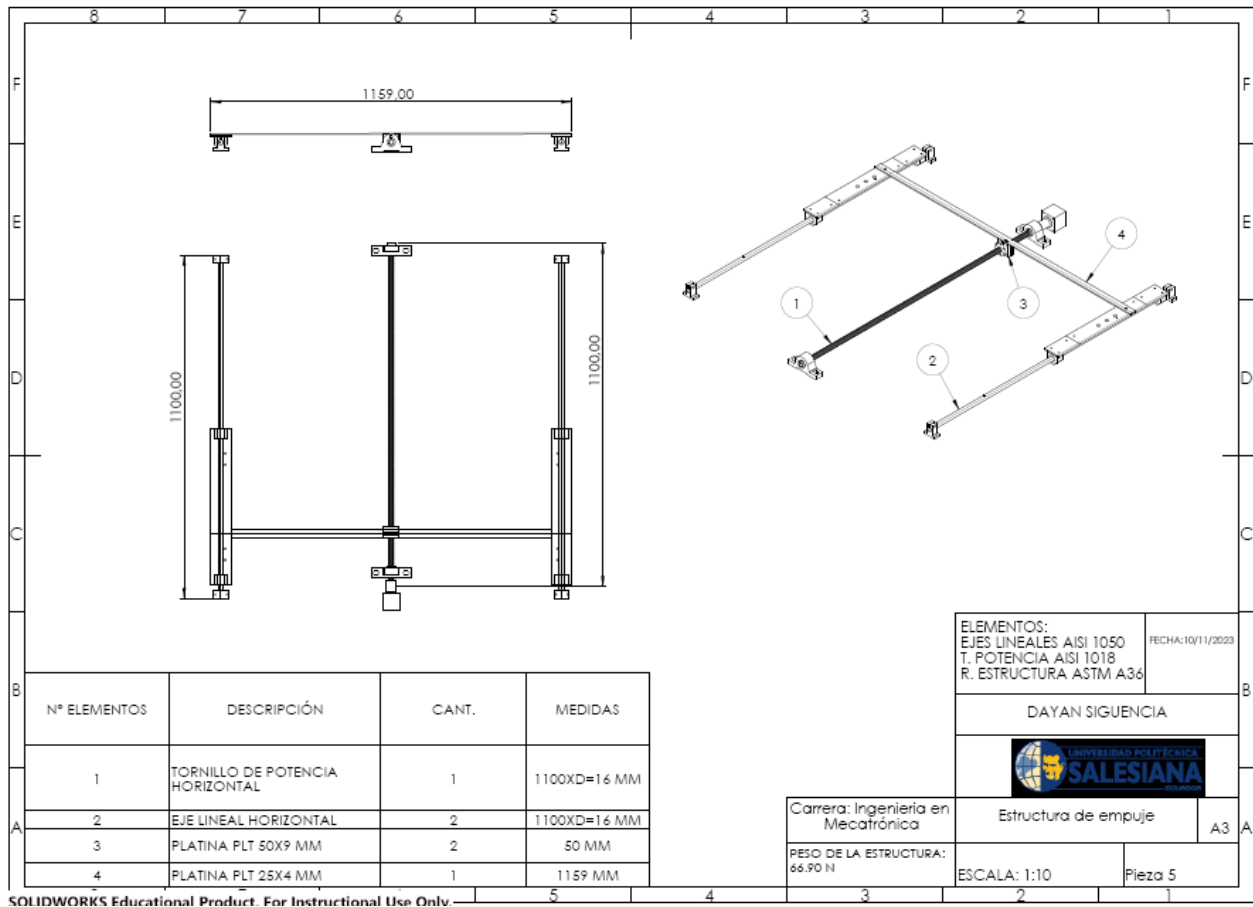
Máximo Velocidad Mecánica	1800 rpm
Límites De Tensión De Alimentación	12...48 V DC
Soporte De Montaje	Reborde
Tamaño Brida Motor	56,4 mm
Longitud	54 mm
Número De Pilas De Motor	2
Diámetro De Base De Fijación De Centrado	38 mm
Profundidad Del Collar	1,6 mm
Número De Agujeros De Montaje	4
Diámetro Agujeros De Montaje	5 mm
Diámetro Del Círculo De Los Agujeros De Montaje	66,6 mm
Conexión Eléctrica	Cable saliente
Freno De Retención	Sin
Extremo De Eje	Eje suave
Segundo Eje	Sin extremo de segundo eje
Diámetro Del Eje	6,35 mm
Longitud De Eje	19 mm
Par De Mantenimiento	1,02 N.m
Inercia Del Rotor	0,26 kg.cm <sup>2</sup>
Resolución	200 pasos Contacto NC 1.8 ° almacenamiento
[In] Corriente Nominal	2,4 A
Resistencia	1,2 Ohm - tipo de cable: bobinado)

## Anexo 20: Características técnicas del motor Nema23 1.02 N-m BRS2572A240

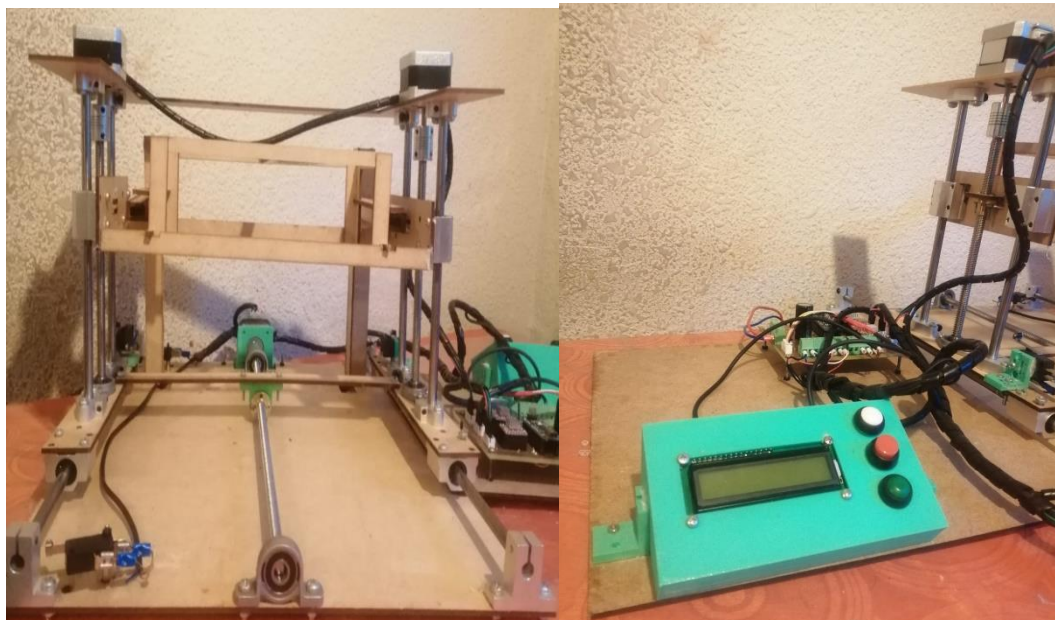


Dimensions														Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed with shaft tolerance h6	Designation
d	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G	s <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	r/min	Bearing unit	
mm														kN	kN		-	
<b>12</b>	32	18	27,4	57	30,2	14	97	127	20,5	11,5	10	15,9	9,56	4,75	0,2	9 500	<b>SY 12 TF</b>	
<b>15</b>	32	18	27,4	57	30,2	14	97	127	20,5	11,5	10	15,9	9,56	4,75	0,2	9 500	<b>SY 15 TF</b>	
<b>17</b>	32	18	27,4	57	30,2	14	97	127	20,5	11,5	10	15,9	9,56	4,75	0,2	9 500	<b>SY 17 TF</b>	

Anexo 21: Dimensiones de los apoyos de piso



Anexo 22: Planos de la estructura de empuje



Anexo 23: Prototipo

