

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño y Simulación de un Elevador Tipo Salva-Escalera para Hogares
Enfocado a Personas con Movilidad Reducida.

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Caicedo Terranova Eduardo Andrés

Woelke Cano Luis Gustavo

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a todas las personas que sufren algún tipo de limitación física y batallan día a día por salir adelante en un mundo que no está adaptado para ellos.

Eduardo Caicedo Terranova

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero agradecimiento a mis padres, Geoconda Terranova y Edward Caicedo, quienes han sido mi apoyo incondicional a lo largo de la carrera y quienes no me han dejado rendirme incluso en los momentos más difíciles.

A mis amigos y familiares más cercanos, quienes siempre estuvieron al tanto de mi progreso y me alentaron a seguir adelante.

A mi pareja Paula, quien siempre me aconsejó y escuchó cuando más lo necesitaba.

A mis fieles perritos Luna y Max, cuya compañía siempre será eterna.

A mis profesores, en especial a los ingenieros Francis Loayza y Federico Camacho, gracias a los cuales este proyecto fue posible.

Eduardo Caicedo Terranova

DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a los jóvenes que buscan salir adelante y cumplir con sus metas con esfuerzo y dedicación.

Luis Gustavo Woelke Cano

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres, Ángela Cano y Gustavo Woelke, que han formado la persona que soy ahora, que me han amado y apoyado siempre, y me han enseñado a seguir adelante sin importar nada; y a mi hermanito Dobi cuyo cariño y compañía me fortalece.

A mi familia, cuyo apoyo y fortaleza fue indispensable, a mi abuelita Teresa Peñafiel, cuyo amor y enseñanzas estarán en mí por siempre, a mi tío Xavier Vanoni, quien siempre ha estado dispuesto ayudarme a crecer.

A mi novia Nicolle Merlini, quien me ha brindado su cariño y compañía, su atención y consejos, y claridad cuando lo necesitaba.

A mis amigos, los cuales comparto un lazo de hermandad y siempre han estado para mí.

A los docentes que toda mi vida estudiantil han contribuido genuinamente en mi formación.

Luis Gustavo Woelke Cano

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Eduardo Caicedo* y Luis Woelke damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Eduardo Andres
Caicedo Terranova



Luis Gustavo Woelke
Cano

EVALUADORES

.....
Francis Loayza P., PhD.

PROFESOR DE LA MATERIA

.....
Federico Camacho B., MSc.

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El acceso a la libre circulación en medios residenciales es un problema que afecta a los 215.156 ecuatorianos registrados con una discapacidad física. Es común que las personas en silla de ruedas limiten sus actividades o cambien su estilo de vida a raíz de esta situación, lo cual puede llegar a tener repercusiones negativas para su salud.

Con el propósito de suplir dicha deficiencia, este proyecto propone el diseño de un elevador salva – escalera, cuyas dimensiones permitan adaptarse a cualquier escalera recta según lo indique la normativa ecuatoriana de la construcción. Con una capacidad de 250 kg, el elevador permite transportar a una persona en silla de ruedas a través de una escalera de tramo recto ubicada dentro del hogar. Para ello se realizó el dimensionamiento de las partes del mecanismo, lo cual incluye el bastidor, la plataforma abatible, los brazos de seguridad, rieles, rodillos, soportes y el sistema de tracción. Para el simulado virtual se utilizó el software de Inventor, el cual permitió verificar dicho dimensionamiento y la ubicación de las partes, así como realizar el detalle de los planos de construcción. Asimismo, se verificó la integridad estructural de los elementos más importantes, aplicando un análisis de elementos finitos por medio del software ANSYS, verificando los esfuerzos, deformación y un factor de seguridad mayor a 5, para el caso de los miembros estructurales.

El diseño detallado del sistema se realizó en base a dos normativas: la ASME 18.1 y la UNE (parte 40), lo que permitió tener en consideración aspectos críticos de seguridad. Adicionalmente se realizó un análisis de costos para determinar la viabilidad del proyecto y su posicionamiento en el mercado actual.

Palabras Clave: Movilidad reducida, elevador, escalera de tramo recto, sistema de tracción por cable.

ABSTRACT

Access to free movement in residential environments is a problem that affects the 215,156 registered Ecuadorians with a physical disability. It is common for people in a wheelchair to limit their activities or change their lifestyle because of this situation, which can have negative repercussions for their health.

With the purpose of mitigating this deficiency, this project presents the design of a stairway platform lift, whose dimensions allow it to adapt to any straight staircase as indicated by the Ecuadorian construction regulations. With a capacity of 250 kg, the elevator allows the transport of a person in a wheelchair through a straight section of stairs located inside a home. To achieve this, the dimensions of each mechanical component was calculated, such as the frame, the folding platform, the safety arms, rails, rollers, supports and the traction system. For the virtual simulation, Autodesk Inventor was used, which allowed verifying all sizes and location of the parts, as well as detailing the construction plans. Likewise, the structural integrity of the most important elements was verified, applying a finite element analysis through the ANSYS software, verifying the stresses, deformation and a safety factor greater than 5, in the case of the structural members.

The detailed design of the system was carried out based on two regulations: ASME 18.1 and UNE (part 40), which allowed critical safety aspects to be taken into consideration. Additionally, an economic analysis was made to determine the feasibility of the project and its positioning in the current market.

Keywords: *Reduced mobility, elevator, straight section staircase, cable traction system.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	I
SIMBOLOGÍA	II
ÍNDICE DE FIGURAS.....	III
ÍNDICE DE TABLAS	VIII
ÍNDICE DE PLANOS	X
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción	1
1.1 Definición del problema	1
1.2 Justificación del proyecto.....	2
1.3 Objetivos.....	4
1.3.1 Objetivo General	4
1.3.2 Objetivos Específicos	4
1.4 Marco teórico	4
1.4.1 Generalidades.....	4
1.4.2 Salva-escaleras.....	5
1.4.3 Tipos de salva-escaleras.....	6
1.4.4 Equipos mecánicos principales de un elevador salva-escalera	8
1.4.5 Normativa técnica aplicable	17
CAPÍTULO 2.....	19
2. Metodología	19

2.1	Alternativas de diseño.....	19
2.1.1	Sistema de tracción por piñón – cremallera	19
2.1.2	Sistema de tracción por cable	20
2.1.3	Sistema de tracción por cadena	21
2.2	Análisis de aspectos generales	22
2.3	Selección de diseño conceptual	23
2.4	Diseño detallado y selección de los componentes mecánicos	23
2.4.1	Parámetros de diseño	23
2.4.2	Plataforma	24
2.4.3	Mecanismo de plegado de plataforma	25
2.4.4	Mecanismo de plegado de rampas	26
2.4.5	Diseño de brazos de seguridad.....	27
2.4.6	Mecanismo de plegado de brazos de seguridad.....	28
2.4.7	Diseño del bastidor.....	29
2.4.8	Diseño del sistema de tracción	30
2.4.9	Diseño de los rieles	30
2.4.10	Diseño de soportes verticales	31
2.4.11	Diseño de ejes de los elementos.....	32
2.4.12	Selección de rodamientos y chumaceras.....	34
2.4.13	Diseño de soportes de Polea Superior.....	34
2.4.14	Diseño de base de motor principal.....	35
2.4.15	Soldadura de la viga IPE	36
2.4.16	Pernos del soporte	37
2.5	Consideraciones de seguridad	38
2.6	Modelado virtual	40
2.6.1	Ensamble tridimensional en Autodesk Inventor	40

2.6.2	Simulación en ANSYS.....	41
Capítulo 3	49
3.	Resultados y análisis	49
3.1	Dimensionamiento de los elementos mecánicos	49
3.2	Resultados de simulación por elementos finitos	50
3.2.1	Plataforma	50
3.2.2	Bastidor	51
3.2.3	Rodillos	53
3.2.4	Riel superior	54
3.2.5	Soporte vertical	56
3.2.6	Brazo de seguridad	57
3.3	Costos del proyecto	59
3.4	Análisis de resultados.....	63
3.4.1	Dimensionamiento del sistema	63
3.4.2	Aspectos de seguridad.....	65
3.4.3	Análisis de elementos finitos	65
3.4.4	Análisis económico.....	67
Capítulo 4	69
4.	conclusiones y recomendaciones	69
4.1.1	Conclusiones.....	69
4.1.2	Limitaciones	69
4.1.3	Recomendaciones.....	70
4.1.4	Trabajo futuro.....	70
BIBLIOGRAFÍA	71
APÉNDICES	75

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
ASME	American Society for Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
ABMA	American Bearing Manufacturers Association
AGMA	American Gear Manufacturers Association
UNE	Una Norma Española
CONADIS	Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades
NTE	Normativa Técnica Ecuatoriana
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
NEC	Norma Ecuatoriana de la Construcción
OMS	Organización Mundial de la Salud
CAD	Computer Aided Desing
TIR	Tasa Interna de Retorno
TMAR	Tasa Mínima de Aceptación de Rendimiento

SIMBOLOGÍA

kg	Kilogramo
mm	Milímetro
cm^3	Centímetro al cubo
Nm	Newton por metro
rpm	Revoluciones por minuto
MPa	Mega Pascales
η	Factor de seguridad
N	Fuerza normal
n	Número de cables
θ	Ángulo de inclinación de la escalera
σ	Esfuerzo flector
τ	Esfuerzo torsor
σ'	Esfuerzo equivalente de Von Misses
M	Momento flector
F	Fuerza aplicada
S	Módulo de sección elástico
C	Distancia al eje neutro del elemento
P	Potencia de motorreductor
P_{real}	Potencia real de motorreductor
d_E	Diámetro de eje
S_y	Resistencia última a la fluencia
S_{ut}	Esfuerzo ultimo a la tracción.
I	Momento de inercia
S_e	Límite de resistencia a la fatiga corregida
W_T	Peso total
L_{10h}	Vida nominal del rodamiento.
R	Reacción en los apoyos de los elementos estructurales
N_f	Factor de seguridad para ejes de transmisión de potencia

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Estadística de personas con discapacidad registradas en enero del 2022 en Ecuador	2
Figura 1.2 Estadística de personas beneficiadas por el proyecto de vivienda social en enero del 2022 en Ecuador.....	3
Figura 1.3 Plataforma salva-escalera	6
Figura 1.4 Silla salva-escalera.....	7
Figura 1.5 Tramo curvo silla salva-escalera	7
Figura 1.6 Sistema de rieles expuestos	9
Figura 1.7 Salva – escalera con riel oculto	9
Figura 1.8 Acople motor – reductor.....	10
Figura 1.9 Mecanismo tornillo sinfín – corona.....	12
Figura 1.10 Sistema piñón – cremallera	14
Figura 1.11 Ejemplo de bastidor en silla salva – escalera	15
Figura 1.12 Ejemplo de soporte vertical para riel.....	16
Figura 1.13 Ejemplo de soporte a pared para riel	16
Figura 2.1. Esquema de sistema de tracción por piñón – cremallera	20
Figura 2.2. Esquema de sistema de tracción por cable	21
Figura 2.3. Esquema de sistema de tracción por cadena.....	22
Figura 2.4. Esquema de la plataforma y numeración de elementos	25
Figura 2.5. Esquema de sistema de plegado de plataforma.....	25
Figura 2.6. Diagrama de fuerzas sobre la plataforma	26
Figura 2.7. Esquema de funcionamiento de sistema de plegado de rampas.....	27
Figura 2.8. Diseño de forma de los brazos de seguridad.....	28
Figura 2.9. Elemento de acople entre eje de salida de motorreductor y brazo de seguridad	29
Figura 2.10. Detalle del diseño de forma del bastidor.....	30
Figura 2.11. Diagrama de fuerzas sobre un tramo de riel.....	31
Figura 2.12. Diagrama de cuerpo libre de soporte vertical	32
Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo	33

Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre del eje de motor de rampa	33
Figura 2.15. Diagrama de cuerpo libre de eje motor de brazos de seguridad.	33
Figura 2.16. Diagrama de cuerpo libre de eje de motor de plataforma.	34
Figura 2.17. Diagrama de cuerpo libre de eje de motor principal.	34
Figura 2.18. Estructura de soporte para polea tensora.....	35
Figura 2.19. Diagrama de cuerpo libre del soporte de la polea superior.....	35
Figura 2.20. Estructura de la base del motor principal.....	36
Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre canal crítico del soporte del motor principal..	36
Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre para cálculo de soldadura de la viga IPE.....	37
Figura 2.23. Diagrama de cuerpo libre de la estructura empernada.....	38
Figura 2.24. Cubiertas de cables de tracción.....	39
Figura 2.25. Modelado del sistema en Autodesk Inventor	40
Figura 2.26. Diagrama de flujo de la metodología aplicada para el análisis de elementos finitos	42
Figura 2.27. Simulación de la plataforma.....	43
Figura 2.28. Simulación del bastidor.....	44
Figura 2.29. Simulación del rodillo	45
Figura 2.30. Simulación del riel superior	46
Figura 2.31. Simulación del soporte vertical.	47
Figura 2.32. Simulación de brazo de seguridad.....	48
Figura 2.33. Mallado del brazo de seguridad	48
Figura 3.1. Resultados de simulación de plataforma	51
Figura 3.2. Resultados de la simulación del bastidor.....	52
Figura 3.3. Resultados de simulación del rodillo.....	54
Figura 3.4. Resultados de simulación del riel superior.....	55
Figura 3.5. Resultados de simulación de soporte vertical.....	56
Figura 3.6. Resultados de simulación del brazo de seguridad para la carga de 300 N en la cara transversal del tubo	58
Figura 3.7. Ejemplo de plataforma salva – escalera de tramo recto	64
Figura A.1 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1	78
Figura A.2. Diagrama de cuerpo libre del elemento 2.....	78
Figura A.3. Fuerza cortante que sufre la sección crítica de la plataforma.....	80

Figura A.4. Momento flector que sufre la sección crítica de la plataforma	80
Figura A.5. Detalle de medidas de la rampa	81
Figura A.6. Detalle de medidas y fuerza sobre una rampa	84
Figura A.7. Diagrama de cuerpo libre del brazo y detalle de punto más crítico	87
Figura A.8. Diagrama de cuerpo libre del brazo con carga vertical de 1000 [N]	88
Figura A.9. Diagrama de cuerpo libre del brazo con carga horizontal de 1000 [N]. ...	89
Figura A.10. Diagrama de cuerpo libre de soporte para rodillos	93
Figura A.11. Diagrama de cuerpo libre de la viga IPE vista en YZ	94
Figura A.12. Diagrama de cuerpo libre de la viga IPE vista en XZ	95
Figura A.13. Diagrama de cuerpo libre del tubo vista en YX.	96
Figura A.14. Diagrama de cuerpo libre del tubo vista XZ.....	96
Figura A.15. Diagrama de fuerza cortante del soporte de rodillos del bastidor.....	97
Figura A.16. Diagrama de momento flector del soporte de rodillos del bastidor	97
Figura A.17. Diagrama cortante de a viga IPE.....	99
Figura A.18. Diagrama de momento flector de la viga IPE.	99
Figura A.19. Diagrama de fuerza cortante de la viga IPE	100
Figura A.20. Diagrama de momento flector de la viga IPE.	100
Figura A.21. Diagrama de fuerza cortante del elemento que soporta el perfil IPE...	101
Figura A.22. Diagrama de momento flector del elemento que soporta el perfil IPE.	101
Figura A.23. Diagrama de cuerpo libre del sistema.	102
Figura A.24. Diagrama de fuerza cortante de un tramo de riel.	105
Figura A.25. Diagrama de momento flector sobre un tramo de riel.....	105
Figura A.26. Diagrama de fuerza cortante del eje del rodillo.	106
Figura A.27. Diagrama de momento flector del eje del rodillo.	107
Figura A.28. Diagrama de fuerza cortante del eje del motor de la rampa.....	108
Figura A.29. Diagrama de momento flector del eje del motor de la rampa.	108
Figura A.30. Comportamiento de esfuerzos que experimentan los ejes de transmisión de potencia diseñados.	109
Figura A.31. Diagrama de fuerza cortante del eje del sistema de plegado del brazo de seguridad.	111
Figura A.32. Diagrama de momento flector del eje del sistema de plegado del brazo de seguridad.	111

Figura A.33. Diagrama de fuerza cortante del sistema de plegado de la plataforma.	112
Figura A.34. Diagrama de momento flector del eje del sistema de plegado de la plataforma.....	112
Figura A.35. Diagrama de fuerza cortante del eje del sistema de tracción del elevador.	113
Figura A.36. Diagrama de momento flector del eje del sistema de tracción del elevador.	113
Figura A.37. Diagrama de fuerza cortante que experimenta el canal U crítico del soporte.....	116
Figura A.38. Diagrama de momento flector que experimenta el canal U crítico del soporte.....	116
Figura A.39. Diagrama de fuerza cortante que experimenta el canal U crítico de la base del motor.....	117
Figura A.40. Diagrama de momento flector que experimenta el canal U crítico de la base del motor.	118
Figura D.1. Gráfica de factor de concentrador de esfuerzo para un cuerpo con agujero sometido a flexión	129
Figura D.2. Aplicaciones en maquinarias y vida requerida para cálculo de rodamientos	129
Figura D.3. Gráfica de factor de concentrador de esfuerzo por cambio de sección de un eje sometido a flexión.	130
Figura D.4. Gráfica de factor de concentrador de esfuerzo por cambio de sección de un eje sometido a torsión	130
Figura D.5. Propiedades mecánicas de aceros al carbono.....	131
Figura D.6. Propiedades mecánicas de aceros aleados.....	132
Figura E.1 Catálogo tubo estructural cuadrado	133
Figura E.2. Catálogo planchas de acero	134
Figura E.3. Dimensiones motorreductor	135
Figura E.4. Características tambor para cable.....	136
Figura E.5. Cables mono - cordón	137
Figura E.6. Catálogo motorreductores DC.....	138

Figura E.7. Tubos estructurales circulares.....	139
Figura E.8. Vigas tipo IPE.....	140
Figura E.9. Catálogo de poleas.....	141
Figura E.10. Catálogo motorreductores sinfín corona.....	142
Figura E.11. Dimensiones del motorreductor sinfín corona	143
Figura E.12. Chumaceras de soportes tipo zócalo	144
Figura E.13. Chumaceras de soportes aplique	144
Figura E.14. catálogo rodamientos de bolas.....	145
Figura E.15. Propiedades de rodamientos.....	146
Figura E.16. Catálogo canal tipo U	147
Figura E.17. Catálogo de Chavetas	148
Figura E.18. Tipos de pernos.....	149
Figura E.19. Grapa de 1/8 pulgadas.....	149
Figura E.20. Guardacable reforzado de 1/8 pulgadas	150
Figura E.21. Electrodo E7018.....	151

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas del sistema de tracción por piñón – cremallera. ..	20
Tabla 2.2. Ventajas y desventajas de sistema de tracción por cable.	21
Tabla 2.3. Ventajas y desventajas del sistema de tracción por cadena.	22
Tabla 2.4. Matriz de decisión.	23
Tabla 2.5. Parámetros importantes para el diseño del elevador salva – escalera.	24
Tabla 3.1. Resultados del dimensionamiento de los elementos principales.	49
Tabla 3.2. Resultados de elementos finitos de la plataforma.	50
Tabla 3.3. Resultados del bastidor.	52
Tabla 3.4. Resultados de los rodillos.	53
Tabla 3.5. Resultados del riel superior.	54
Tabla 3.6. Resultados de soporte vertical.	56
Tabla 3.7. Resultados de brazo de seguridad 300 N aplicados a la cara del tubo. ...	57
Tabla 3.8. Resultados de brazo de seguridad con carga de 1000 N horizontal.	57
Tabla 3.9. Resultados de brazo de seguridad con carga de 1000 N vertical.	57
Tabla 3.10. Costos por mano de obra.	59
Tabla 3.11. Costos por mantenimiento preventivo.	60
Tabla 3.12. Costo detallado de mantenimiento de motores.	60
Tabla 3.13. Precio de venta del sistema.	61
Tabla 3.14. Precio del servicio de mantenimiento.	61
Tabla 3.15. Ingreso total.	61
Tabla 3.16. Costo total.	62
Tabla 3.17. Parámetros para creación de flujo de caja.	62
Tabla 3.18. Tabla de amortización.	63
Tabla A.1. Análisis de aspectos generales y su relación con cada una de las alternativas de solución.	75
Tabla A.2. Requerimientos del proyecto a partir de aspectos específicos.	76
Tabla B.1. Tabla propiedades de los elementos mecánicos del elevador.	124
Tabla B.2. Tabla número de elementos, número de nodos, tamaño de elementos y tipo de elementos en el mallado de los elementos mecánicos en ANSYS.	125
Tabla C.1. Tabla de costos de materiales del elevador.	126

Tabla C.2. Flujo de caja..... 128

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Elementos generales del sistema
PLANO 2	Detalle de unión de rieles y soportes verticales
PLANO 3	Detalle de elementos en el bastidor
PLANO 4	Detalle del sistema de polea tensora
PLANO 5	Dimensiones mínimas de la escalera
PLANO 6	Soporte vertical
PLANO 7	Bastidor
PLANO 8	Estructura de la base
PLANO 9	Placa de soporte y codo de unión para plataforma abatible
PLANO 10	Plancha de seguridad lateral de la base
PLANO 11	Rampa de acceso a la plataforma
PLANO 12	Soporte para motorreductor de sistema de tracción de rampas
PLANO 13	Brazo de seguridad
PLANO 14	Estructura de soporte para motor principal
PLANO 15	Estructura de soporte para polea tensora
PLANO 16	Rodillo guía
PLANO 17	Cubierta para motor principal
PLANO 18	Cubierta para polea tensora
PLANO 19	Cubierta lateral del bastidor
PLANO 20	Cubierta posterior del bastidor
PLANO 21	Cubierta de rodillo superior
PLANO 22	Cubierta de rodillos inferiores
PLANO 23	Riel
PLANO 24	Canaleta de protección para cable de tracción superior
PLANO 25	Acople para eje de plegado de plataforma
PLANO 26	Acople polea – motorreductor
PLANO 27	Eje de plataforma abatible
PLANO 28	Eje de polea

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Para la elaboración de este proyecto, se mantiene una comunicación directa con personas con movilidad reducida, y haciendo uso de un documento de consentimiento firmado (Apéndice F), es posible recaudar la mayor cantidad de información posible, sin afectar su integridad personal.

1.1 Definición del problema

De manera general, las construcciones típicas de viviendas no toman en consideración que quien las ocupe, pueda tener algún tipo de discapacidad física. Esto implica que, de ser necesario, las adecuaciones se dan sobre la infraestructura ya realizada, lo que resulta en un gasto adicional a la adquisición de la vivienda.

Por otro lado, en Ecuador existen leyes que exoneran de impuestos de importación en maquinaria para su accesibilidad y autonomía a personas con discapacidad (Importaciones Ecuador, 2022). Esto permite que equipos como los elevadores salva – escaleras sean más accesibles para quienes lo necesiten.

A pesar de tener dichos beneficios económicos, la realidad es que no es una solución común dentro del país y esto se debe a que más de la mitad de las personas con una discapacidad se encuentran en situación de pobreza. De manera más específica, de los 471.205 ecuatorianos registrados con una discapacidad general, más de 266.000 padecen dicha vulnerabilidad económica (CONADIS, 2020).

De este modo, al no haber suficientes personas que puedan costear un elevador salva – escaleras, la demanda dentro del mercado se ve bastante limitada, lo que ocasiona que empresas locales no se interesan en comercializar este producto, convirtiéndolo en una alternativa poco común en Ecuador.

1.2 Justificación del proyecto

En Ecuador, actualmente existen 215.156 personas registradas con una discapacidad física (Ver figura 1.1), de las cuales, apenas 761 se han visto beneficiados por viviendas de interés social para personas con discapacidad (Ver figura 1.2), el cual es un programa realizado por el Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda de Ecuador (MIDUVI) que busca dar una vivienda digna a personas discapacitadas en extrema pobreza (Acosta Maldonado & Peciña Lopez, 2022). Si bien el proyecto ha tenido un impacto significativo en los últimos años, este solamente se enfoca en un sector específico de la población de personas con discapacidad: adultos que no cuenten con una vivienda propia por motivos de situación de extrema pobreza, sin tomar en cuenta adultos mayores sin discapacidad, pero con problemas de movilidad o menores de edad con alguna discapacidad física.

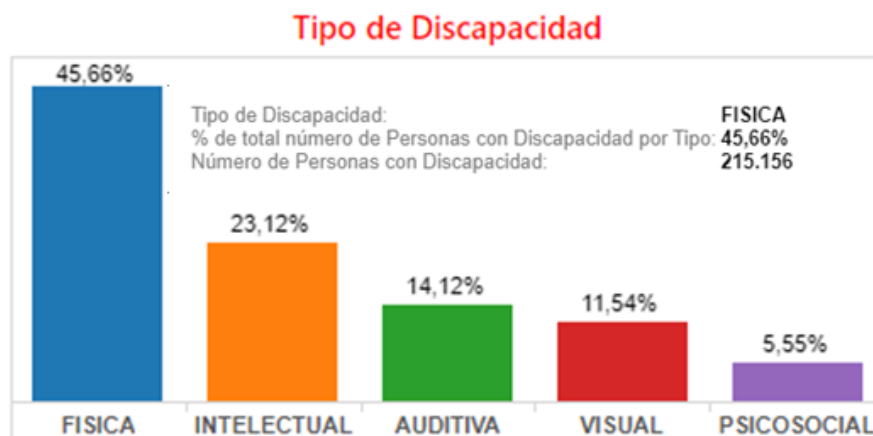


Figura 1.1 Estadística de personas con discapacidad registradas en enero del 2022 en Ecuador (CONADIS, 2022)



Figura 1.2 Estadística de personas beneficiadas por el proyecto de vivienda social en enero del 2022 en Ecuador (CONADIS, 2022)

Fuera de este proyecto, si bien existen organizaciones públicas y privadas que trabajan en beneficio de personas con movilidad reducida (Secretaría de inclusión social, 2016), las propuestas para adaptar espacios residenciales son muy limitadas, ya que existe un mayor enfoque en áreas urbanas y comerciales.

En este contexto, las personas que sufran de alguna discapacidad física, que no les permita utilizar escaleras, se ven obligadas a adaptarse al espacio en el que se encuentran, resultando en un cambio en su estilo de vida, ya sea por la necesidad de ayuda constante o al reubicarse, haciéndolos susceptibles a situaciones de emergencia y teniendo impactos negativos sobre su salud mental (Cien, 2012).

De este modo, el diseño de un elevador tipo salva – escalera tiene un impacto positivo sobre las personas con movilidad reducida, permitiendo a empresas ecuatorianas ofrecer una alternativa de solución en hogares con dos o más pisos, además de elevadores verticales y rampas de acceso. Adicionalmente, la popularización de este mecanismo puede ser un incentivo para empresas ecuatorianas de construcción, para seguir con mayor rigurosidad el diseño de escaleras, utilizando medidas estandarizadas que permitan adaptarlas a tales mecanismos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un elevador tipo salva - escalera mediante cálculos ingenieriles y herramientas de simulación, que permita a personas con movilidad reducida, desplazarse de manera independiente en hogares que cuenten con escaleras rectas.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar el diseño conceptual del elevador salva – escalera.
- Diseño detallado de los elementos mecánicos del elevador.
- Dibujo en 3D de los elementos que conforman el mecanismo, así como el ensamble final y planos de construcción.
- Realizar una simulación de esfuerzos utilizando un software de elementos finitos sobre los elementos más importantes.
- Análisis de costos del proyecto.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Generalidades

La Organización Mundial de la Salud (OMS) define a la discapacidad como “un fenómeno complejo que refleja una relación estrecha y al límite entre las características del ser humano y las características del entorno donde vive” (OMS, 2001).

La discapacidad física es definida como la carencia o falta de estructuras corporales que limitan o impiden desarrollar las funciones motoras de un individuo, es decir la dificultad que una persona puede tener en el desempeño y realización de actividades (Egea & Saribia, 2004).

Según el artículo 6 de la Ley Orgánica de Discapacidades, se considera persona con discapacidad a aquellas personas que como consecuencia de una o más deficiencias físicas, mentales, intelectuales o sensoriales, sin

importar la causa de origen, ve restringida permanentemente su capacidad biológica, psicológica y asociativa para realizar una o varias actividades de la vida cotidiana. En el artículo 4 se presenta el principio de accesibilidad, el cual dicta garantizar el acceso de las personas con discapacidad al entorno físico, tales como: transporte, información, comunicaciones, y servicios e instalaciones públicas en zonas rurales y urbanas; así como la eliminación de obstáculos que dificulten el cumplimiento y ejercicio de los derechos de las personas con discapacidad, proporcionando las condiciones necesarias para obtener el mayor grado de autonomía en sus vidas cotidianas (CONADIS, 2012).

Con respecto a mejorar el prospecto de vida, se tiene la ayuda técnica, que es un método que permite mantener un grado alto de autonomía en la vida cotidiana de las personas con dificultades de movilidad, este tipo de ayuda consiste en el uso de equipos, instrumentos o dispositivos que neutralicen la deficiencia o la discapacidad para poder realizar alguna actividad.

Para la movilidad dentro de infraestructuras, se tiene como uno de los sistemas de ayuda técnica al elevador, el cual se define como un dispositivo que se desplaza por medio de guías verticales o inclinadas con respecto al eje vertical, dotado de una cabina o plataforma, diseñada para el acceso de personas y materiales (Miravete & Larrodé, 2007). Entre todos los tipos de elevadores, se destaca la salva – escalera, por su facilidad de adecuación a personas y en espacios residenciales.

1.4.2 Salva-escaleras

La salva-escalera es un sistema mecánico, cuya función es el traslado de un individuo del punto inferior a uno superior (y viceversa) de una escalera (ASME, 2020).

1.4.3 Tipos de salva-escaleras

1.4.3.1 Plataforma elevadora para silla de ruedas

La plataforma salva-escalera (Ver figura 1.3) está diseñada con el fin de transportar individuos que presenten una capacidad de movimiento considerablemente nula, tal que deba recurrir al uso de una silla de ruedas.

Este tipo de salva-escalera cuenta con una plataforma con las dimensiones adecuadas para que una persona en silla de ruedas tenga el espacio suficiente para transportarse de manera cómoda y segura (Ascensores Excelsior, 2020). Dicha plataforma es plegable, lo que significa que no ocupará espacio de la escalera cuando no se esté utilizando. Sin embargo, cuando está en funcionamiento, el área que ocupa es considerable, lo que puede limitar su implementación de acuerdo con el ancho de la escalera.

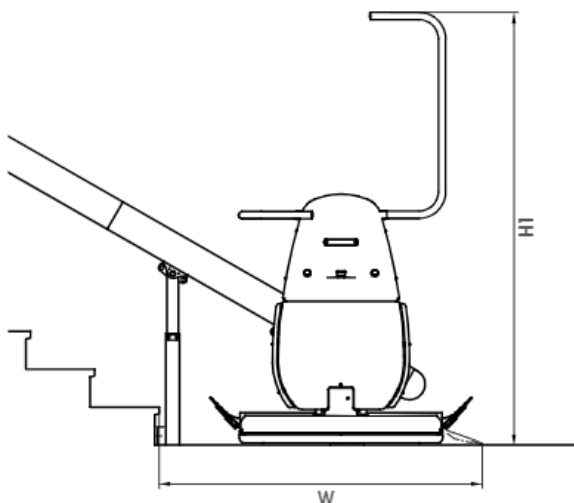


Figura 1.3 Plataforma salva-escalera (FreeLifeStyle, 2015)

1.4.3.2 Silla salva – escalera

La silla salva-escalera (Ver figura 1.4) está diseñado para transportar individuos que presentan una dificultad mínima o media para subir o bajar las escaleras, consiste en una silla que permite que la persona pueda sentarse durante el trayecto, y una vez llegado al destino pueda levantarse y continuar. Esta silla está adaptada para funcionar junto con el mecanismo, localizado por debajo del

asiento. Además, cuenta con todos los dispositivos de control al alcance del usuario, así como un cinturón de seguridad.

La ventaja de este tipo de salva-escalera con respecto a la plataforma es su gran adaptabilidad (Ver figura 1.5), ya que ocupa menos espacio y, por ende, es posible implementarla incluso si el ancho de la escalera es algo reducido (Ascensores Excelsior, 2020). Sin embargo, no existe modo de plegarla o retirarla cuando no se está utilizando.

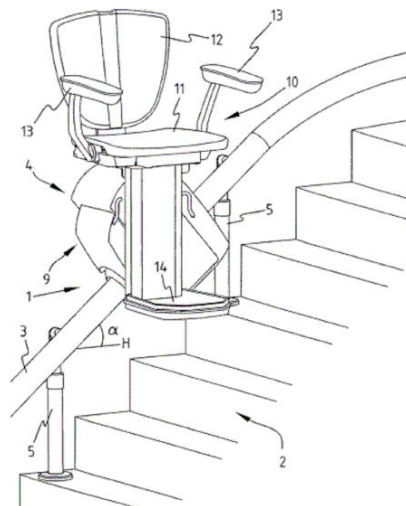


Figura 1.4 Silla salva-escalera (OEPM, 2012)

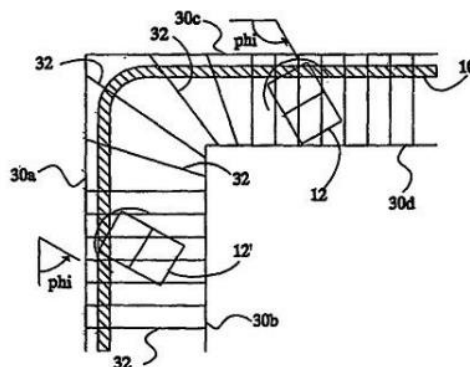


Figura 1.5 Tramo curvo silla salva-escalera (OEPM, 2012)

1.4.4 Equipos mecánicos principales de un elevador salva-escalera

Para el dimensionamiento y selección de todos los elementos que conforman el mecanismo del elevador salva – escalera, se utilizan varios recursos ingenieriles que sirven de herramienta para lograr un diseño satisfactorio. Algunos de estos recursos hacen referencia a: modelos matemáticos tales como diagramas de cuerpo libre, catálogos y normativa, fórmulas generales que describan el comportamiento del elemento en funcionamiento, software CAD y de elementos finitos. Además, se utiliza el proceso de diseño como guía para las diferentes etapas de la elaboración de este proyecto.

1.4.4.1 Rieles

Los rieles consisten en un tramo conformado por tubos de acero o un perfil que se acople a la forma de las guías instaladas en el bastidor. Esto permite que la plataforma elevadora siga un trayecto específico, manteniendo una distancia segura con respecto a la pared y la superficie de los escalones. Dependiendo del diseño, estas pueden estar expuestas (Ver figura 1.6) u ocultas en una carcasa (Ver figura 1.7). Adicionalmente, sirve como soporte para la cremallera y soportan gran parte del peso producido por el sistema.

Se harán uso de las siguientes fórmulas:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (1.1)$$

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad (1.2)$$

Donde:

N : Factor de seguridad del riel.

S_y : Resistencia ultima a la fluencia.

σ : Esfuerzo aplicado.

M : Momento flector aplicado.

c : Distancia entre el eje neutro y el punto de aplicación del esfuerzo.

I: Momento de inercia.

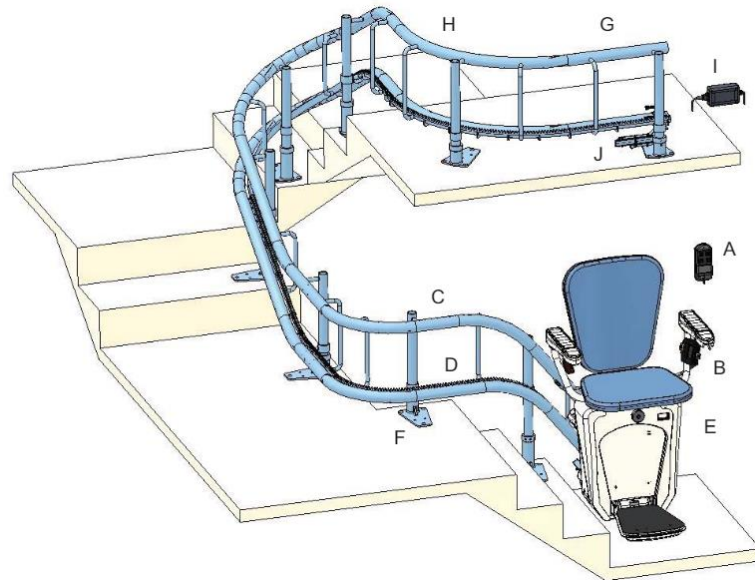


Figura 1.6 Sistema de rieles expuestos (Liffttechnik, 2015)



Figura 1.7 Salva – escalera con riel oculto (Stannah, 2020)

1.4.4.2 Sistema de tracción

El sistema de tracción consiste en el motor eléctrico, el cual provee el movimiento transformando la energía eléctrica en energía mecánica. Generalmente, el motor funciona a altas revoluciones, lo que se traduce en altas velocidades, pero un bajo torque. Para evitar esto se utiliza un reductor (Ver figura 1.9), el cual

consiste en una caja de engranajes cuya relación de velocidades permite disminuir drásticamente las revoluciones originales del motor, es decir, una menor velocidad de salida y un aumento de torque. Las fórmulas 1.3 y 1.4 son útiles para la selección de un motor y reductor.

Se utilizan acoples para unir ambos equipos, por medio de un eje. Este último es el elemento mecánico responsable de transmitir la potencia directamente desde la salida del motor, o del reductor, hacia el resto del mecanismo, por medio de los diferentes elementos de transmisión de potencia. Para el correcto dimensionamiento de un eje de transmisión de potencia, se utilizan las fórmulas 1.5 y 1.6.

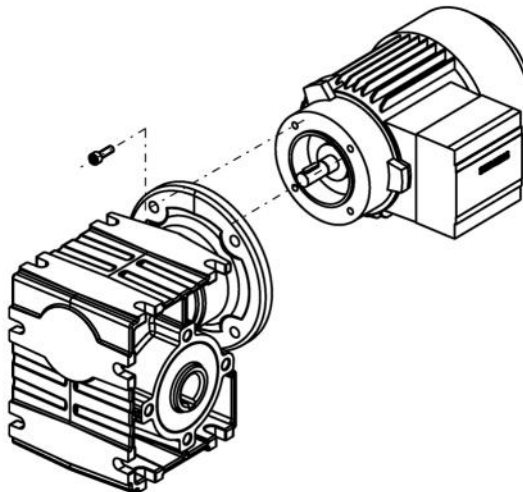


Figura 1.8 Acople motor – reductor (Siemens, 2015)

$$P = T * w \quad (1.3)$$

$$P_{real} = \frac{P}{\prod_{k=1}^n \eta_k} \quad (1.4)$$

Donde:

- T : Torque aplicado por el motor.
- w : Velocidad de giro del eje de salida.
- P : Potencia ideal del motor.

P_{real} : Potencia real del motor.

η : Número de elementos de transmisión de potencia en el mecanismo.

k : Número identificador de elemento de transmisión de potencia.

Método de Goodman para diseño de eje:

$$d_E = \sqrt[3]{\left\{ \frac{32N_f}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{(k_f * Ma)^2 + 3/4(k_s * Ta)^2}}{Se} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * Mm)^2 + 3/4(k_{fsm} * Tm)^2}}{Sut} \right] \right\}} \quad (1.5)$$

$$Se = C_{CA}C_{TA}C_{TE}C_{SU}C_R[0,5 S_{ut}] \quad (1.6)$$

Donde:

d_E : Diámetro del eje.

N_f : Factor de seguridad del eje.

k_f : Concentrador de esfuerzo.

k_{fm} : Concentrador de esfuerzo medio.

k_{fs} : Concentrador de esfuerzo cortante.

k_{fsm} : Concentrador de esfuerzo cortante medio.

Ma : Amplitud del momento aplicado.

Mm : Momento aplicado medio.

Ta : Amplitud del torque aplicado.

Tm : Torque aplicado medio.

Sut : Esfuerzo ultimo a la tracción.

Se : Límite de resistencia a la fatiga corregida.

C_{CA} : Factor de corrección por carga.

C_{TA} : Factor de corrección por tamaño.

C_{TE} : Factor de corrección de temperatura.

C_{SU} : Factor de corrección de acabado superficial.

C_R : Factor de corrección de confiabilidad.

1.4.4.3 Acople corona – tornillo sinfín

El acople corona – tornillo sinfín permite relacionar dos ejes que están perpendiculares entre sí (Ver figura 1.9). Permite ahorrar espacio en mecanismos que lo requieran y es muy utilizado en cajas reductoras de velocidad, donde el eje de salida del reductor se encuentra a 90 grados con respecto al del motor.

La fórmula 1.7 se utiliza para el cálculo de carga tangencial sobre el tornillo sinfín, mientras que la 1.8 describe el esfuerzo sobre los dientes del engranaje.

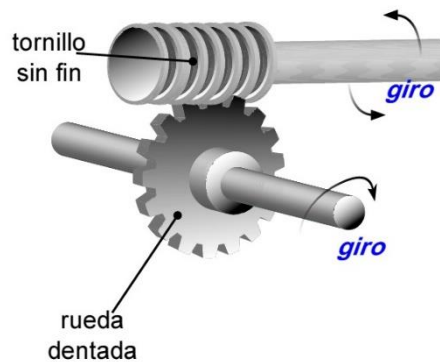


Figura 1.9 Mecanismo tornillo sinfín – corona (Lozano Monge & Soria López, 2014)

Fuerza tangencial en el tornillo sinfín y esfuerzo de flexión del piñón (AGMA, 1992)

$$W_t = \frac{C_s * D_m^{0.8} * F_e * C_m * C_v}{75.948} \quad (1.7)$$

$$\sigma_b = \frac{W_t * p_d * K_a * K_m * K_s * K_g * K_I}{F * J * K_v} \quad (1.8)$$

Donde:

- W_t : Carga tangencial.
- C_s : Factor de material.
- D_m : Diámetro promedio del piñón.
- F_e : Grosor de cara efectivo.
- C_m : Factor de corrección de ratio.
- C_v : Factor de velocidad.

- σ_b : Esfuerzo sobre el engrane.
- p_d : Paso diametral.
- F : Ancho del diente.
- J : Factor geométrico.
- K_a : Factor de aplicación.
- K_m : Factor de distribución de carga.
- K_v : Factor dinámico.
- K_b : Factor de espesor de aro.
- K_s : Factor de tamaño.
- K_I : Factor de engrane loco.

1.4.4.4 Sistema piñón – cremallera

El sistema piñón – cremallera consiste en el contacto entre una rueda y una barra, ambas dentadas (Ver figura 1.10). Esta relación restringe el movimiento giratorio de un eje a un movimiento rectilíneo, el cual está dado por la trayectoria de la cremallera. Existe un movimiento relativo entre ambos elementos, lo que significa que uno de los dos se desplazará, mientras que el otro se mantendrá estático. Una limitación de este mecanismo es la carga máxima que soporta (Budynas & Nisbett, 2008).

Para el cálculo de la cremallera, las fórmulas 1.9 y 1.10 dan factores de seguridad a considerar.

$$S_F = \frac{S_T * Y_N / (K_T * K_R)}{\sigma} \quad (1.9)$$

$$S_H = \frac{S_c * Z_N * C_H / (K_T * K_R)}{\sigma_c} \quad (1.10)$$

- S_F : Factor de seguridad de falla por fatiga por flexión.
- S_H : Factor de seguridad de falla por picadura.
- σ : Esfuerzo de flexión.
- σ_c : Esfuerzo de contacto.
- S_T : Esfuerzo de flexión permisible.

- Y_N : Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión.
- K_T : Factor de temperatura.
- K_R : Factor de confiabilidad.
- S_c : Esfuerzo de contacto permisible.
- Z_N : Facto de vida.
- C_H : Factor de resistencia a picadura.

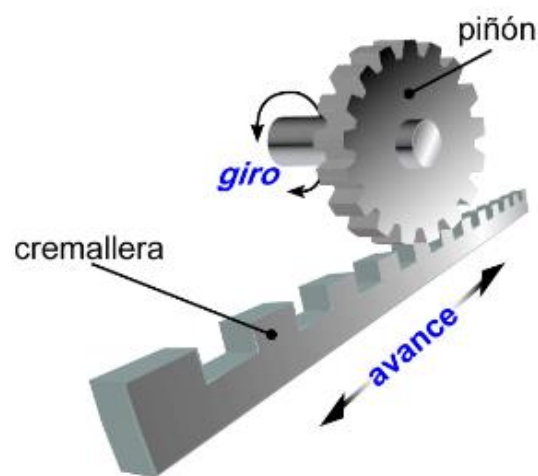


Figura 1.10 Sistema piñón – cremallera (Lozano Monge & Soria López, 2014)

1.4.4.5 Bastidor

El bastidor se refiere a toda aquella estructura, generalmente metálica, que sirve de soporte para algunos elementos mecánicos que conforman un mecanismo (Ver figura 1.11). En el caso particular de una plataforma o silla salva – escalera, el bastidor soporta los esfuerzos producidos por la persona que lo utiliza y de los elementos mecánicos tales como motor, reductor, piñón y las guías. Además, permite la unión entre el piñón y la cremallera, así como la guía y los rieles. Se utilizan las fórmulas 1.1 y 1.2 para el cálculo de dicha estructura.

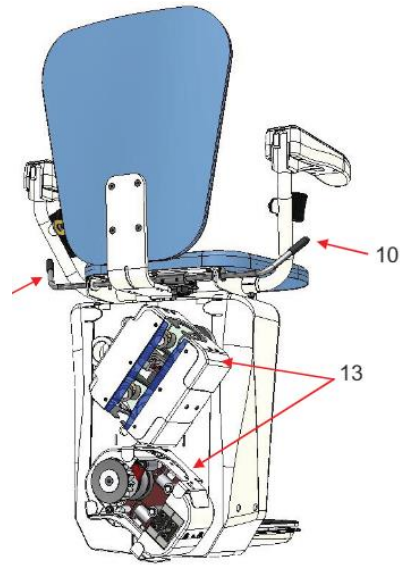


Figura 1.11 Ejemplo de bastidor en silla salva – escalera (Liffttechnik, 2015)

1.4.4.6 Soportes para rieles

Los soportes son estructuras que aseguran a los rieles a una posición específica. Están diseñados para soportar los esfuerzos generados por el peso del riel y de la silla o plataforma, lo que incluye todos los elementos mecánicos mencionados hasta este punto.

Existen dos tipos: El primero es de tipo vertical, conformado por un brazo metálico que se encuentra anclado a la superficie de la escalera y sostiene al riel en su extremo más alejado (Ver figura 1.12).

El segundo tipo es a pared (Ver figura 1.13). A diferencia del anterior, este se encuentra anclado a la pared de la escalera donde se encuentra el riel para sujetarlo.

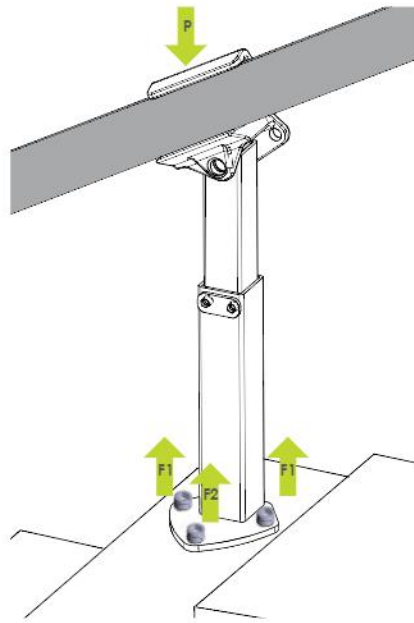


Figura 1.12 Ejemplo de soporte vertical para riel (MargieLift, 2015)

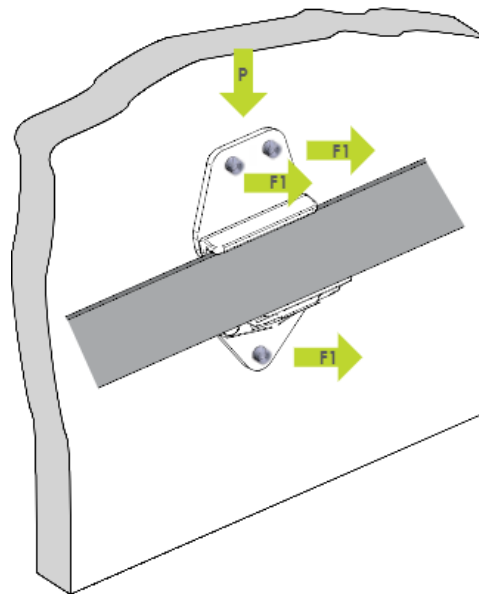


Figura 1.13 Ejemplo de soporte a pared para riel (MargieLift, 2015)

En ambos casos se realiza un análisis estático, descrito por las fórmulas 1.11 y 1.12.

$$\sum_{k=1}^n F_k = 0 \quad (1.11)$$

$$\sum_{k=1}^n M_k = 0 \quad (1.12)$$

Donde:

F : Fuerza aplicada.

M : Momento flector aplicado.

n : Número de fuerzas y momentos aplicados.

k : Identificador de fuerza o momento.

1.4.4.7 Dispositivos de seguridad

En el caso de la silla salva – escalera, entre sus dispositivos de seguridad se tiene un cinturón que evita que el usuario se desplace fuera del asiento. Por otro lado, la plataforma para sillas de rueda tiene en los extremos de su base un pliegue que permite utilizarse tanto como rampa, así como de límite en caso de que la silla de ruedas se desplace. Dicho pliegue funciona en conjunto a unas abrazaderas a la altura del torso del usuario (ver figura 1.7).

Adicionalmente, el motor que se utiliza como fuente de movimiento tiene implementado un freno, lo cual permite que el mecanismo se mantenga estático en caso de una falla. Por otro lado, parte de la parte eléctrica incluye un botón de parada de emergencia, ubicado de tal forma que tenga un fácil acceso. Finalmente, muchos elevadores tipo salva – escalera están implementados con alarmas sonoras, que se activarán de distintas maneras según el fabricante.

1.4.5 Normativa técnica aplicable

Para el diseño de un elevador tipo salva – escalera es necesario conocer el entorno en el que trabajará. Tomando en cuenta que el enfoque de diseño está orientado hacia espacios residenciales de personas con movilidad reducida, se toman en cuenta las siguientes normas nacionales:

1. Normativa ecuatoriana de la construcción – Accesibilidad universal (NEC, 2019).
2. Norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2249: Accesibilidad de las personas al medio físico. Circulaciones verticales. Escaleras. Requisitos (INEN, 2016).

Por otro lado, se utilizan como referencias las normas americana y europea para sillas y plataformas salva - escaleras, las cuales incluyen todos los aspectos a tomar en cuenta para su diseño. Las normas son:

1. Normativa americana ASME 18.1: Safety Standard for Platform lifts and satairway Chairlifts (ASME, 2020).
2. Normativa española, Parte 40: Salvaescaleras y plataformas elevadoras inclinadas para el uso por personas con movilidad reducida.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

Durante el desarrollo del capítulo 1, se plantearon aspectos importantes del proyecto, tales como definiciones y ecuaciones a utilizar, pero también se desarrolló un análisis del problema a resolver, definiendo la necesidad y planteando una solución general, haciendo uso de amplios recursos bibliográficos.

Lo anteriormente descrito forma parte del proceso de diseño, la cual es una herramienta muy útil para el desarrollo de cualquier proyecto de ingeniería y que se utilizó como metodología a seguir para el desarrollo del elevador salva – escalera.

En este orden de ideas, el presente capítulo da continuidad al proceso de diseño, lo que permitió definir y seleccionar la mejor alternativa de diseño, mostrando también los cálculos necesarios y las herramientas a utilizar.

2.1 Alternativas de diseño

Para las alternativas de diseño, se tomó en cuenta únicamente el sistema de tracción, si bien el diseño del bastidor y plataforma varían entre sí, el factor diferenciador fue la transmisión de potencia.

2.1.1 Sistema de tracción por piñón – cremallera

Este sistema es el más utilizado actualmente en el diseño de sistemas salva – escaleras, y consiste en un motor conectado a un piñón, este último entra en contacto con una cremallera colocada a lo largo del riel y permite que la plataforma siga la trayectoria definida (Ver figura 2.1).

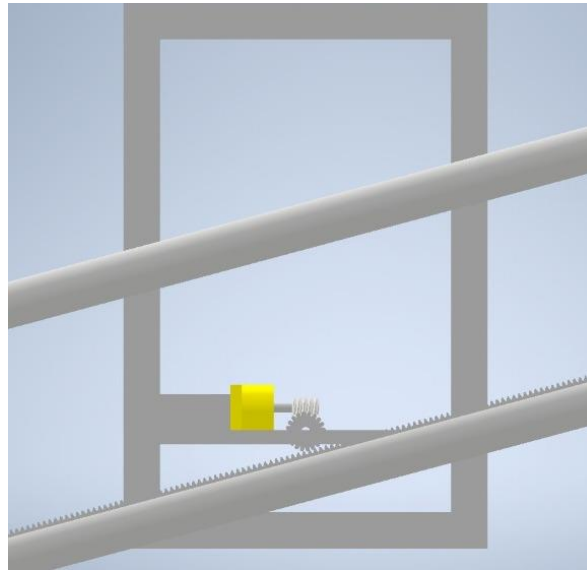


Figura 2.1. Esquema de sistema de tracción por piñón – cremallera.

La tabla 2.1 comprende todas las ventajas y desventajas de este sistema.

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas del sistema de tracción por piñón – cremallera.

Ventajas	Desventajas
No ocupa mucho espacio	El sistema de tracción se encuentra dentro del bastidor
Se adapta a cualquier tipo de escalera	El sistema eléctrico se encuentra dentro del bastidor
Es de instalación rápida.	

2.1.2 Sistema de tracción por cable

El sistema cuenta con dos poleas tanto en la parte inferior, como en la parte superior de la escalera y estas se conectan por medio de cables al bastidor. Se utilizan rieles para soportar el peso de la plataforma (Ver figura 2.2). Este sistema se caracteriza por tener el motor fuera del bastidor, a diferencia de la primera alternativa.

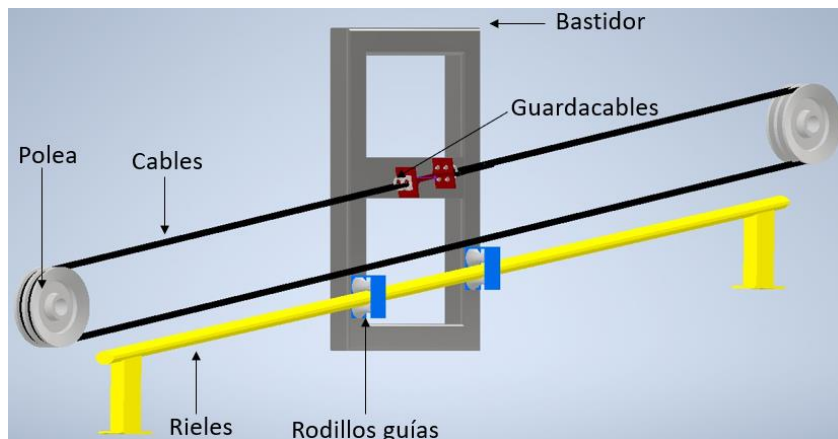


Figura 2.2. Esquema de sistema de tracción por cable.

La tabla 2.2 muestra las ventajas y desventajas de este sistema.

Tabla 2.2. Ventajas y desventajas de sistema de tracción por cable.

Ventajas	Desventajas
Sistema de tracción fijo	Ocupa mucho espacio
El bastidor soporta menos cargas	Solamente es aplicable para tramos rectos
Sistema silencioso	

2.1.3 Sistema de tracción por cadena

El sistema de tracción por cadena sigue el mismo principio que la alternativa anterior, sin embargo, se utilizan catalinas y cadenas de eslabones para transmitir el movimiento.

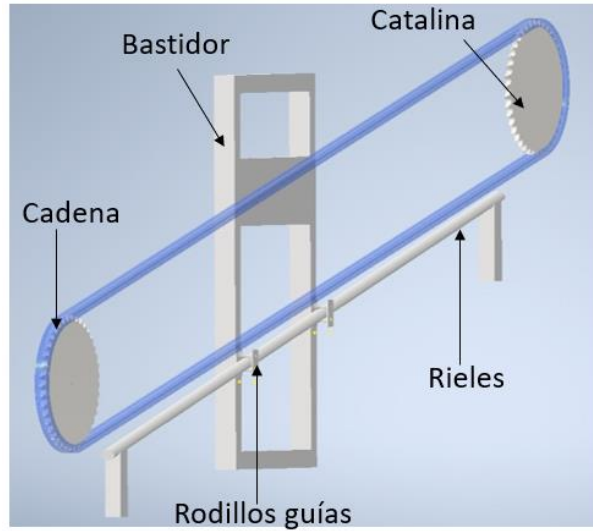


Figura 2.3. Esquema de sistema de tracción por cadena.

La tabla 2.3 presenta las ventajas y desventajas de este sistema.

Tabla 2.3. Ventajas y desventajas del sistema de tracción por cadena.

Ventajas	Desventajas
Sistema de tracción fijo	Ocupa mucho espacio
El bastidor soporta menos cargas	Solamente es aplicable para tramos rectos
	Sistema ruidoso
	Cadenas expuestas

2.2 Análisis de aspectos generales

Para cada alternativa de diseño se analizaron 7 aspectos relacionados a factores generales que pueden influir en la toma de decisiones, definiendo requerimientos que el proyecto debe seguir. La tabla A.1, ubicada en el apéndice A, muestra dichos aspectos y su relación con las alternativas propuestas en la sección 2.1.

Con respecto a los requerimientos que el proyecto debe seguir, se elaboró la tabla A.2, en relación con aspectos específicos.

2.3 Selección de diseño conceptual

Para la selección de la alternativa de diseño se utilizó la matriz de decisión, en ella se colocaron objetivos que el sistema debe cumplir. A cada uno se le dio una ponderación considerando su importancia y se calificó, en una escala de 1 al 10, donde 1 es la alternativa que menos cumple con el objetivo, y 10 es la alternativa que mejor cumple, cada una de las opciones. La tabla 2.4 muestra dicha selección.

Alternativa 1: sistema de tracción por piñón – cremallera.

Alternativa 2: Sistema de tracción por cable.

Alternativa 3: Sistema de tracción por cadena.

Tabla 2.4. Matriz de decisión.

Objetivos	Pond.	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Calif.	Pond	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Seguridad	0.35	10.00	3.50	10.00	3.50	7	2.45
Espacio físico	0.20	10.00	2.50	8.00	2.00	8	1.60
Aspecto económico	0.20	8.00	2.00	10.00	2.50	7	1.40
Nivel de contaminación	0.10	8.00	0.80	10.00	1.00	10	1.00
Total	1		8.8		9		6.45

Dado que la alternativa 2 obtuvo una calificación más alta, se determina que se utilizará el sistema de tracción por cable para el diseño de forma detallado.

2.4 Diseño detallado y selección de los componentes mecánicos

2.4.1 Parámetros de diseño

Como se mencionó en la sección 1.4.5, se utilizaron dos normativas para el diseño del elevador salva – escalera, de tal forma que se facilite la selección de parámetros importantes tales como carga nominal, delimitaciones de espacio, factores de seguridad, velocidad de desplazamiento, entre otros. Así, la tabla 2.5 resume la información

necesaria para los cálculos iniciales del sistema. Cualquier información específica de un elemento en particular se detallará en su respectiva sección.

Tabla 2.5. Parámetros importantes para el diseño del elevador salva – escalera.

Parámetro	Magnitud
Largo de la escalera	4200 mm
Alto de la escalera	2700 mm
Ancho de la escalera	1200 mm
Carga nominal	250 kg (1962 N)
Dimensiones del piso de la plataforma	1000 x 700 mm
Velocidad de desplazamiento	0.15 m/s
Tipo de reducción	Sinfín – corona

De manera adicional, el apéndice A contiene todas las fórmulas y algunos diagramas de cuerpo libre que no se aprecien en las siguientes secciones, así como el desarrollo de los cálculos para obtener los resultados.

2.4.2 Plataforma

La estructura de la plataforma se diseñó de tubos cuadrados, bajo una plancha de acero recubierta de una alfombrilla antideslizante. En los extremos se colocaron las rampas de acceso, conformadas por el mismo tipo de plancha. Las dimensiones de dicha estructura se definieron como las distancias mínimas necesarias para poder utilizarse para una silla de ruedas convencional y eléctrica, según (UNE, 2021). Para el desarrollo de los cálculos se asignaron números a cada uno de los elementos estructurales, como se muestra en la figura 2.4.

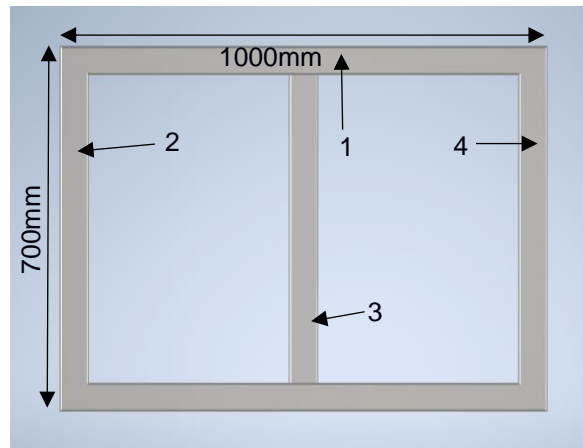


Figura 2.4. Esquema de la plataforma y numeración de elementos.

2.4.3 Mecanismo de plegado de plataforma

Para el sistema de plegado se colocó un motorreductor en la base del bastidor, conectado por un eje directamente a la plataforma, como se muestra en la figura 2.5.

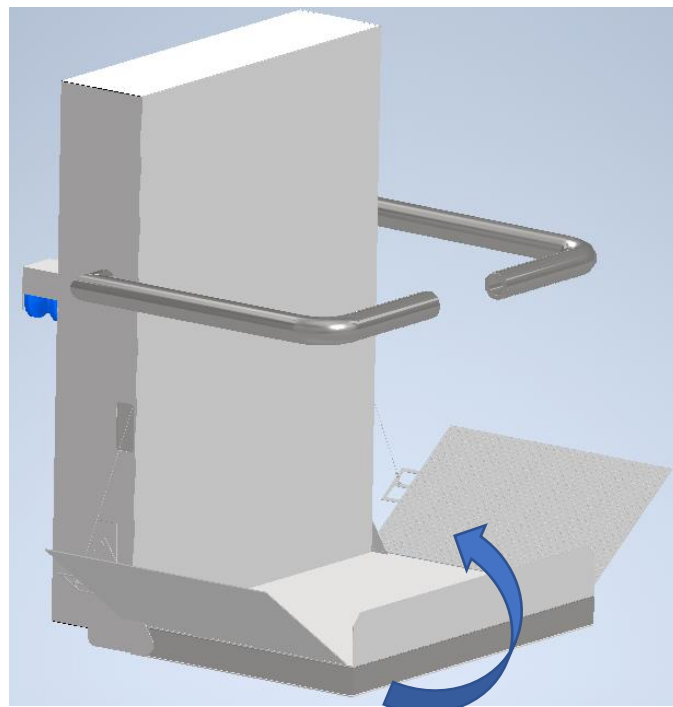


Figura 2.5. Esquema de sistema de plegado de plataforma.

Dicho motor debe ser capaz de realizar el giro considerando el peso de toda la base, lo que incluye la estructura, así como las planchas. Así, se aproxima la ubicación del peso

en el centro del ancho de la plataforma (Ver figura 2.6). Además, se determina la velocidad de giro a 30 rpm debido a disponibilidad en el mercado. (Transtencia, 2022).

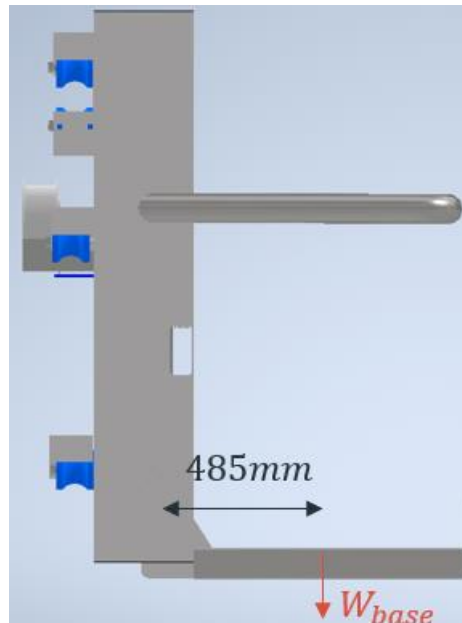


Figura 2.6. Diagrama de fuerzas sobre la plataforma.

2.4.4 Mecanismo de plegado de rampas

Las rampas de acceso deben poder variar su inclinación, hacia arriba cuando la plataforma este en movimiento y hasta tocar el suelo para permitir a la persona bajar. Dicho sistema debe ser independiente para cada rampa, por lo que se tiene un motor para cada una, este motor se acopló con un tambor que permite enrollar un cable de acero conectado al extremo interior de la rampa. Además, los motorreductores se sostienen gracias a una pancha que se encuentra soldada a uno de los extremos del bastidor. La figura 2.7 muestra el detalle de este sistema.

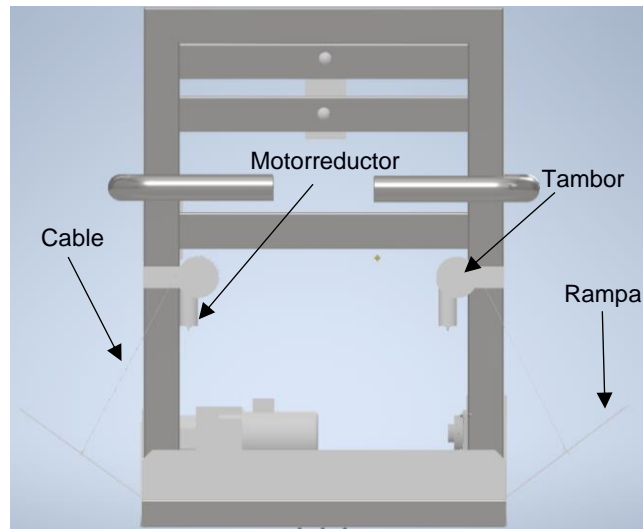


Figura 2.7. Esquema de funcionamiento de sistema de plegado de rampas.

2.4.5 Diseño de brazos de seguridad

Para los brazos de seguridad se tomaron en consideración las pautas de la normativa (ASME, 2020), la cual indica que cada brazo debe soportar una fuerza de 300[N] en cualquier dirección, y además debe soportar una fuerza vertical y horizontal de 1000[N] a la mitad del ancho de la plataforma, sin sufrir deformación permanente.

En cuanto a sus dimensiones generales, los brazos deben rodear la superficie de la plataforma (Ver figura 2.8), y su altura se definió en un rango entre 800 y 1000 mm, mientras que la separación entre las superficies finales debe ser de 500 mm (ASME, 2020).

Para la selección del brazo de seguridad, se calculó el módulo de sección elástico en cada caso y se procedió a seleccionar un tubo de acero en base al caso más crítico. El material utilizado para este elemento estructural es ASTM A36 de acuerdo con la disponibilidad del mercado ecuatoriano.

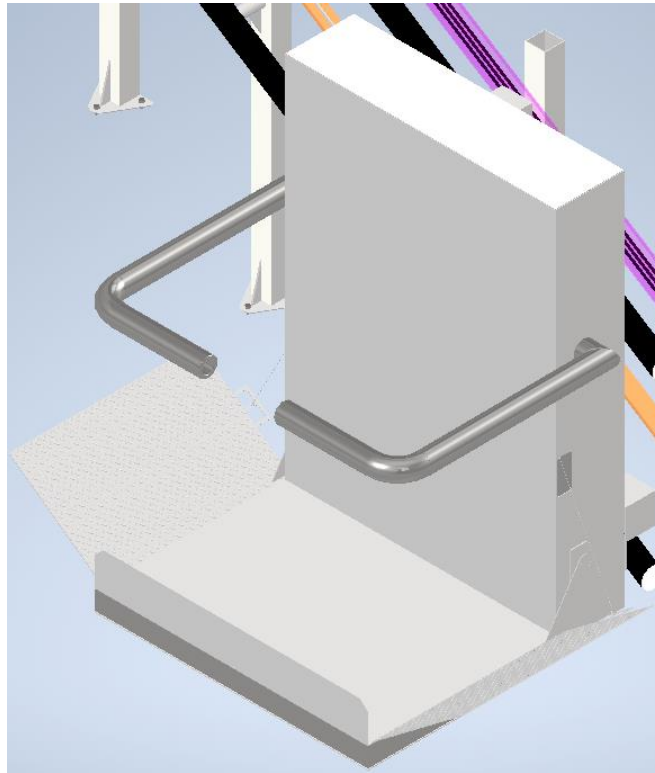


Figura 2.8. Diseño de forma de los brazos de seguridad.

2.4.6 Mecanismo de plegado de brazos de seguridad

Se ubica el motorreductor a lo largo del elemento vertical del bastidor, como lo muestra la figura 2.7, cuyo eje está conectado a la base de los brazos. En cuanto a su selección, se calculó la potencia, considerando que el punto más alejado debe tener una velocidad de plegado de 0.3m/s según la normativa (ASME, 2020).

Es importante mencionar que el diámetro del eje de salida del motorreductor seleccionado no coincide con el diámetro interior del tubo que conforma el brazo, lo que no permite que se acoplen directamente. Por este motivo se diseñó un elemento que permita dicha unión. Este elemento consiste en un tubo con dos secciones, una hueca y otra maciza. La sección hueca tiene el mismo diámetro interno que el eje de salida del motor y cuenta con un chavetero, mientras que la sección maciza está construida con las mismas dimensiones que el diámetro interior del tubo que conforma el brazo de seguridad, y se fija a este último por medio de soldadura. La figura 2.9 muestra la forma del elemento.

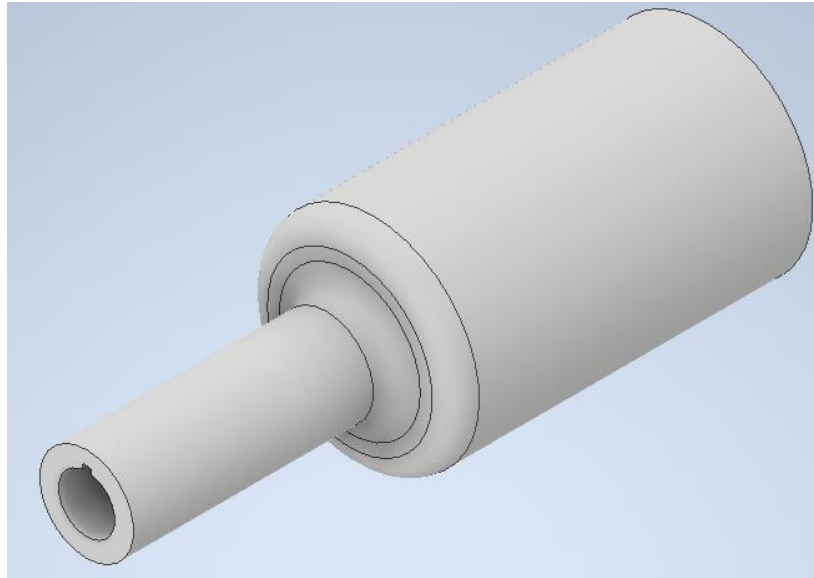


Figura 2.9. Elemento de acople entre eje de salida de motorreductor y brazo de seguridad.

De manera adicional, se menciona que este dispositivo se utilizó también en la unión entre el eje de salida del motor de la rampa y el tambor de enrollamiento.

2.4.7 Diseño del bastidor

La estructura del bastidor se diseñó a partir de un marco de tubos cuadrados y tres soportes que sobresalen en su parte trasera. Dichos soportes sirven para posicionar los rodillos y soportar los esfuerzos de reacción con el riel. Por otro lado, también se colocaron los motores de los brazos de seguridad, rampas y pliegue de plataforma, como se muestra en la figura 2.10. Cabe recalcar que se decidió colocar 3 soportes para evitar que la estructura rote en caso de que las cargas no se distribuyan uniformemente debido a la posición del usuario en silla de ruedas.

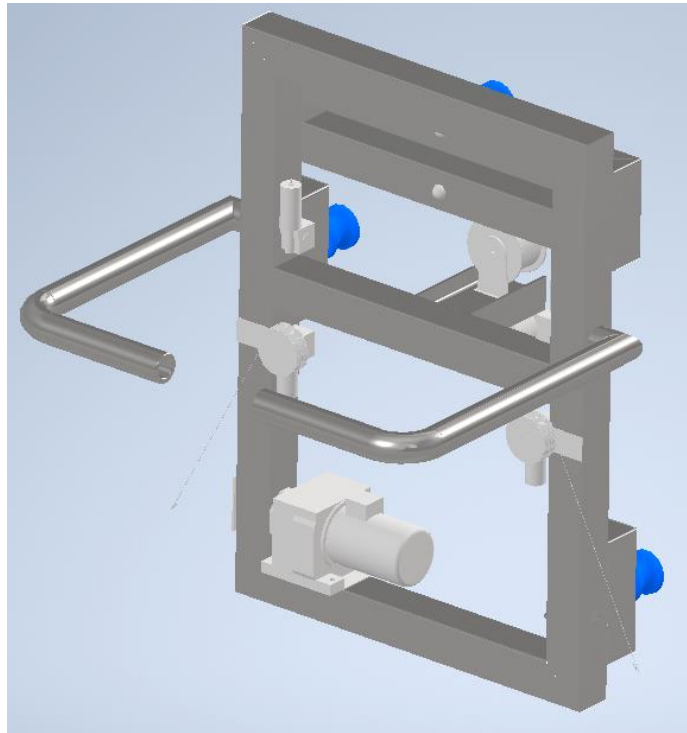


Figura 2.10. Detalle del diseño de forma del bastidor.

El elemento estructural en el que se sujetaron los cables de tracción es perfil IPE, el cual se seleccionó debido a que su forma es conveniente para colocar los cáncamos. Este perfil se encuentra soldado de manera perpendicular al travesaño central del bastidor.

2.4.8 Diseño del sistema de tracción

El motor principal se ubicó en la parte inferior de la escalera, y se conecta directamente a una polea que trabaja en conjunto con los cables de tracción. Como se define en la tabla 2.5, el tipo de reducción debe ser por sinfín – corona, debido a que este sistema permite bloquearse en caso de algún fallo. Además, la velocidad de giro del motor debe producir un desplazamiento lineal del sistema a una velocidad de 0.15m/s.

2.4.9 Diseño de los rieles

Los rieles se diseñaron de tubos metálicos que puedan soportar la componente normal de una tercera parte del peso total de la plataforma. Para el dimensionamiento de este elemento, se consideró que la plataforma se encontraba justo en medio del trayecto,

siendo este el punto de mayor deformación. Considerando que cada 2 escalones se debe colocar un soporte (UNE, 2021), la longitud de cada trayecto será de 664.36 mm. Así, se realiza el diagrama de cuerpo libre (Ver figura 2.11).

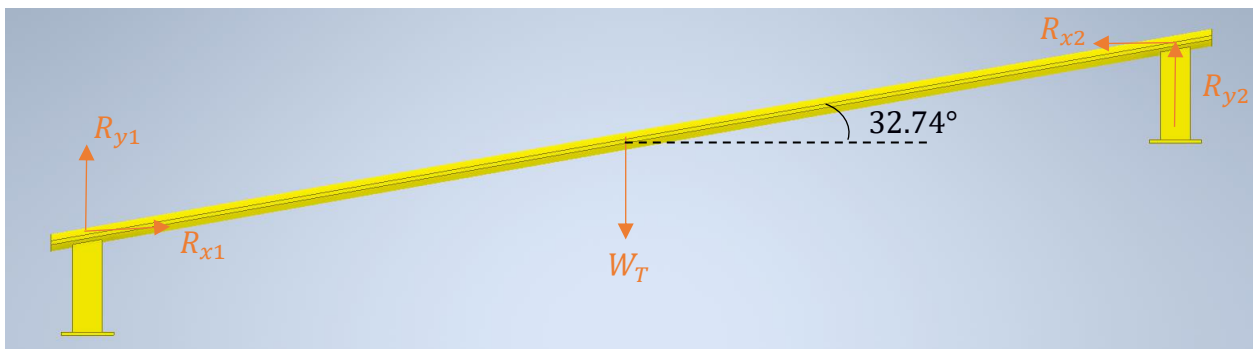


Figura 2.11. Diagrama de fuerzas sobre un tramo de riel.

De este modo, la fuerza perpendicular al tubo está dada por la componente del peso total, dividido para 3, tal que:

$$W_{TP} = \frac{W_T}{3} * \cos(32.74^\circ)$$

Donde:

W_{TP} : Peso perpendicular al tubo.

Para la selección de este elemento, se obtuvo el módulo de sección elástico, considerando un factor de seguridad mínimo de 5, según (ASME, 2020).

2.4.10 Diseño de soportes verticales

Estos son los elementos encargados de soportar a los rieles. Dado que este es un diseño general, se asumió que no hay una pared detrás del soporte, por lo que se diseñó uno del tipo autoportante, a partir de los mismos tubos cuadrados de la base. Para unirse a los rieles se colocaron dos tubos macizos de acero que atraviesan la estructura y al tubo circular, lo cuales van soldados. El cálculo de este elemento se realizó a partir de

elementos finitos, verificando principalmente que el factor de seguridad no sea mayor a 5 y una deformación inferior a 3 milímetros (ASME, 2020).

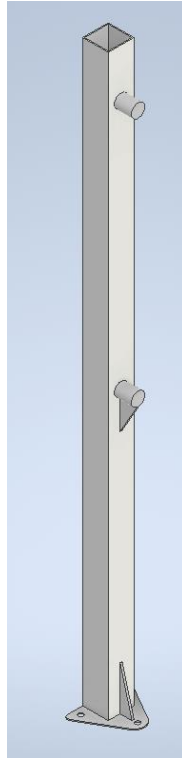


Figura 2.12. Diagrama de cuerpo libre de soporte vertical.

2.4.11 Diseño de ejes de los elementos

Para determinar el diámetro de los ejes de transmisión de potencia, se modeló cada caso de acuerdo con las respectivas fuerzas a las que estaban sometidos y, utilizando las ecuaciones 11.1 y 1.12, se determinaron las reacciones en cada uno. Además, por medio de las ecuaciones 1.1 y 1.12 fue posible determinar los esfuerzos y factores de seguridad en cada caso.

El método utilizado para el dimensionamiento de los ejes fue el de Goodman, dado que este considera el caso más general en cuanto a esfuerzos. Las ecuaciones relacionadas a dicho método y que se utilizaron para los cálculos son las 1.5 y 1.6.

A continuación, se muestra los diagramas de cuerpo libre para los ejes del sistema (ver figuras 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 y 2.17).

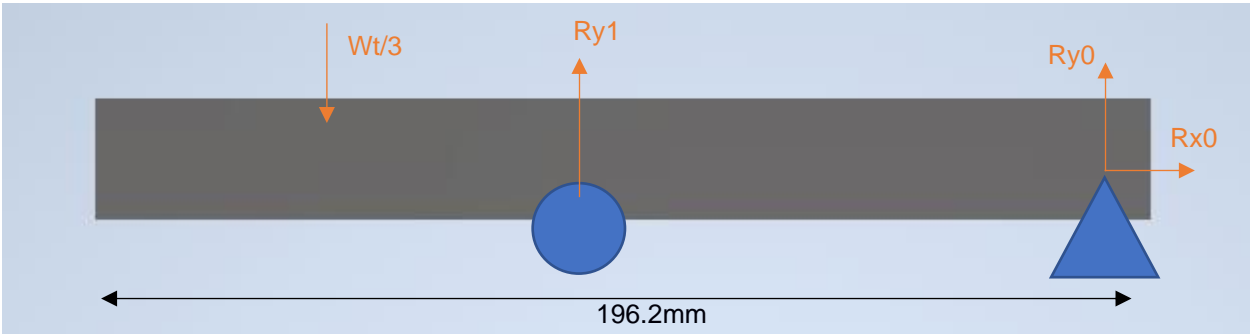


Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo.

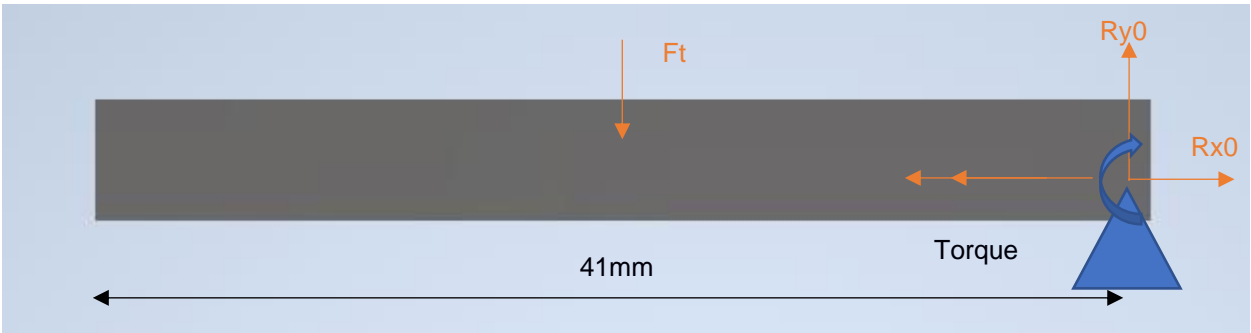


Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre del eje de motor de rampa

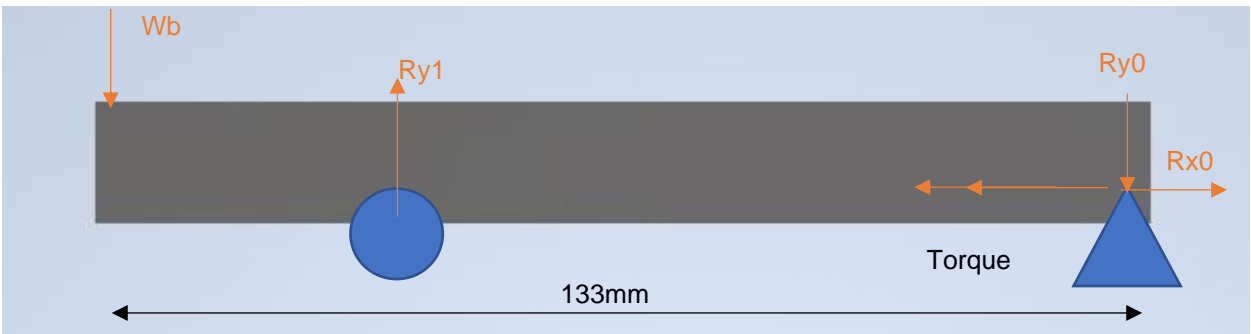


Figura 2.15. Diagrama de cuerpo libre de eje motor de brazos de seguridad.

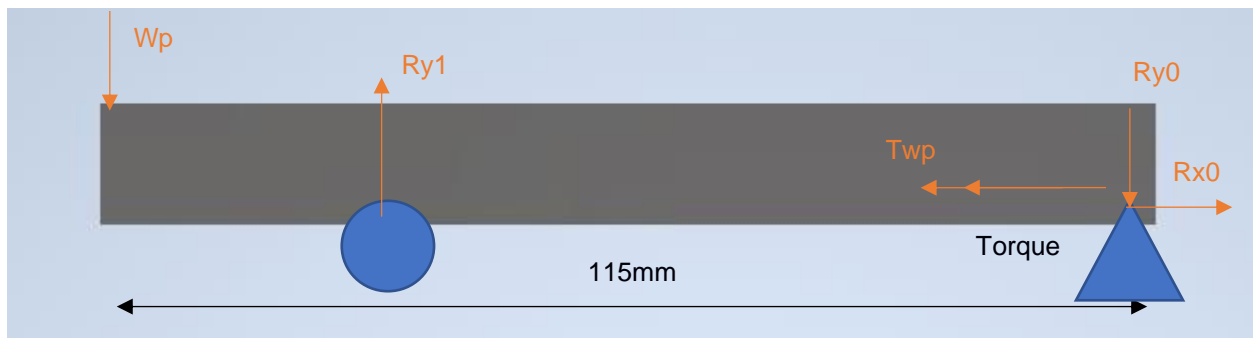


Figura 2.16. Diagrama de cuerpo libre de eje de motor de plataforma.

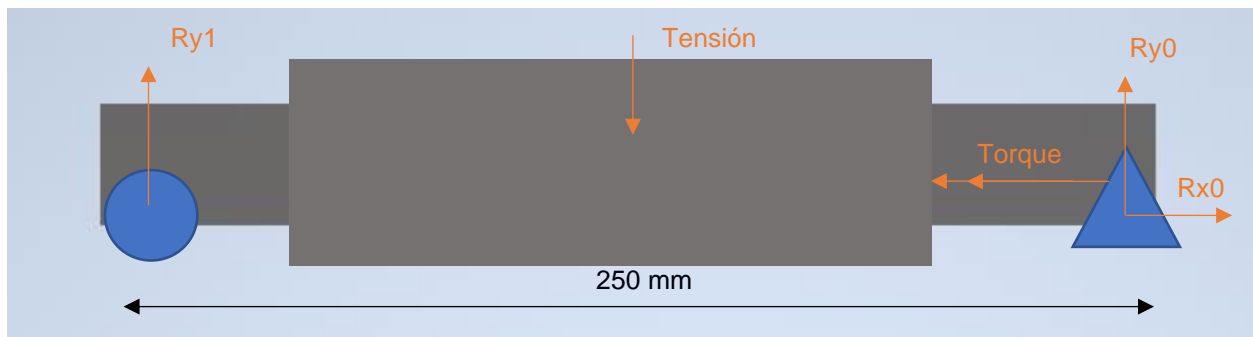


Figura 2.17. Diagrama de cuerpo libre de eje de motor principal.

2.4.12 Selección de rodamientos y chumaceras

Para el dimensionamiento y selección de todos los rodamientos del sistema se utilizó el método de la ABMA, tomando en consideración las fuerzas radiales según sus respectivos ejes de transmisión de potencia, así como el número de horas estimadas de operación.

2.4.13 Diseño de soportes de Polea Superior

Para el diseño del soporte de la polea tensora se utilizaron canales tipo U para crear una estructura soldada en la cual puedan apoyarse dos chumaceras para el eje con el cual dicha polea gira (Ver figura 2.18). Es importante mencionar que estará fijada a la pared, por medio de 6 pernos de expansión con camisa.

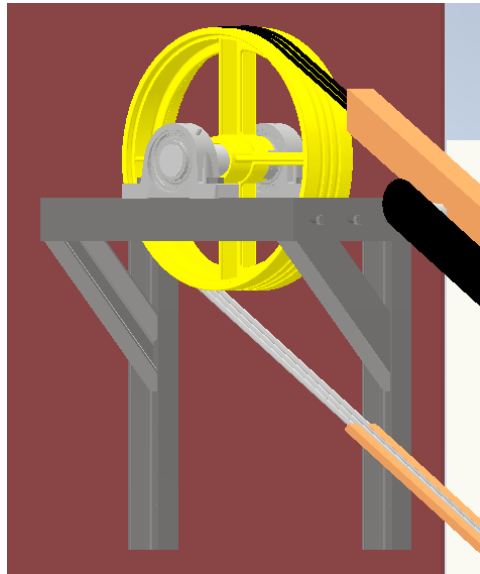


Figura 2.18. Estructura de soporte para polea tensora.

Utilizando las ecuaciones 1.11 y 1.12 se determinaron la fuerza y momento máximo que soporta el elemento crítico tal y como se muestran en el diagrama de cuerpo libre (Ver figura 2.19). Así, se determinó el esfuerzo y el módulo de sección elástico mediante las ecuaciones 1.1 y 2.4.

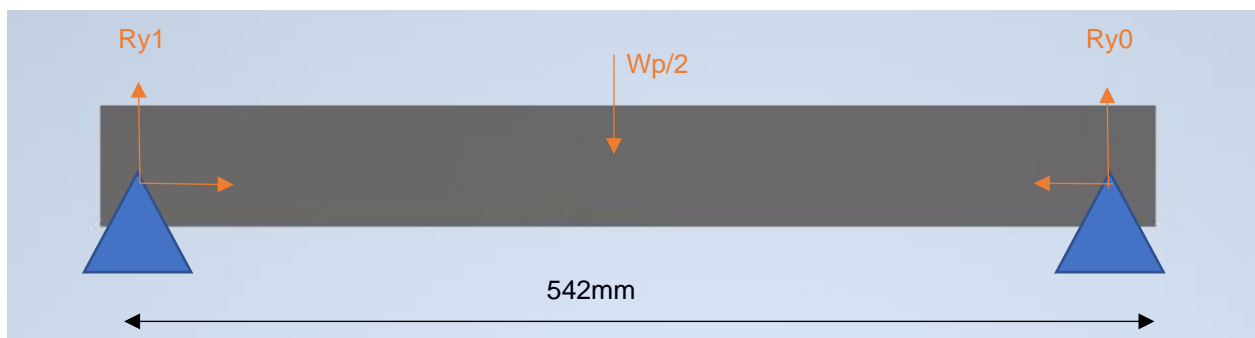


Figura 2.19. Diagrama de cuerpo libre canal crítico del soporte de la polea superior.

2.4.14 Diseño de base de motor principal

El motor principal se soporta sobre una estructura diseñada a partir de los mismos canales tipo U utilizados para el soporte de la polea, con el fin de aprovechar al máximo los recursos (Ver figura 2.20). Dicha base se encuentra fijada al piso, mientras que el motor se acomoda por medio de pernos a la caja reductora.

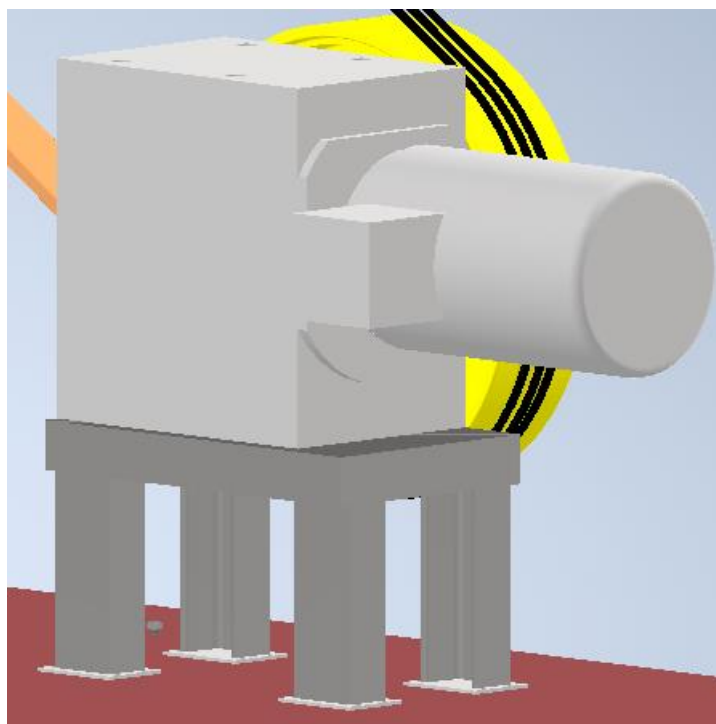


Figura 2.20. Estructura de la base del motor principal.

Se aplicaron las ecuaciones 1.11 y 1.12 para determinar la fuerza y momento máximos, a partir de los cuales se calculó el esfuerzo flector y finalmente el factor de seguridad. La figura 2.21 muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento más crítico.

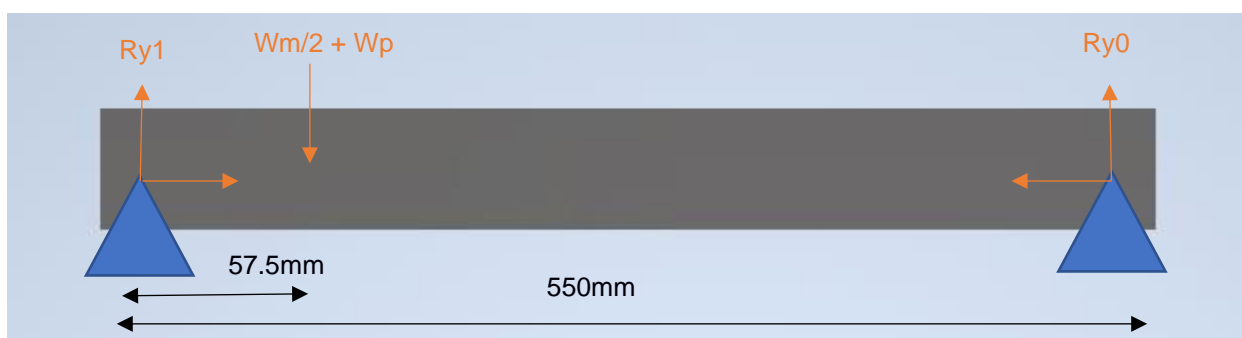


Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre canal crítico del soporte del motor principal.

2.4.15 Soldadura de la viga IPE

Se calculó el espesor de soldadura en la viga IPE, teniendo en cuenta la fuerza de tensión aplicada como se aprecia en el diagrama de cuerpo libre (ver figura 2.22) y el material

de la viga siendo acero ASTM A36, se aplicaron las ecuaciones A.23, A.24, A.25, A.26 y A.27 para soldadura.

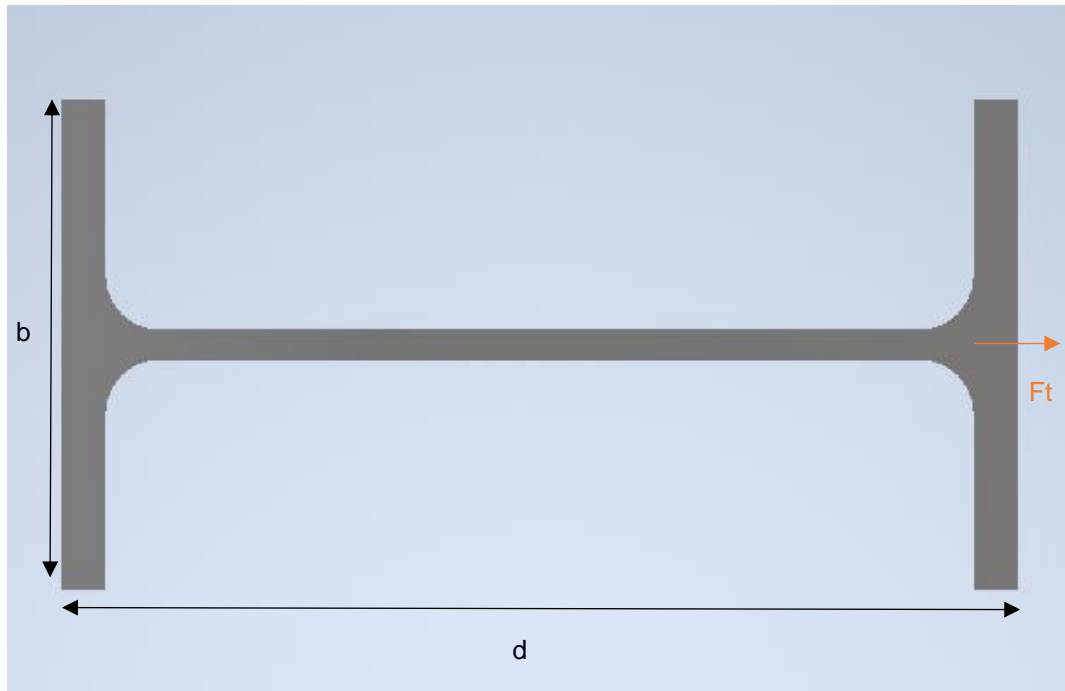


Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre para cálculo de soldadura de la viga IPE.

2.4.16 Pernos del soporte

Se realizó el cálculo de pernos para el soporte teniendo en cuenta la cantidad de pernos y el diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 2.23, se estimó la fuerza primaria mediante el peso total de la estructura con la polea usando la ecuación A.28 y para el cálculo de la fuerza secundaria se utilizó la ecuación A.29, para el cálculo de la fuerza total se usó el teorema de Pitágoras y para estimar el diámetro del perno se implementaron las ecuaciones 1.1 y A.30 respectivamente para el factor de seguridad con base al esfuerzo cortante.

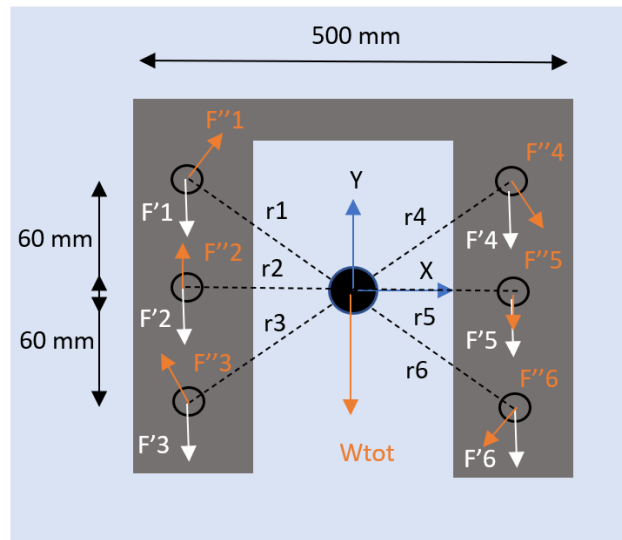


Figura 2.23. Diagrama de cuerpo libre de la estructura emperrada.

2.5 Consideraciones de seguridad

Con la finalidad de reducir al máximo el riesgo de daños a las personas que puedan estar cerca del sistema mientras está en funcionamiento, el diseño se realizó de tal manera que el riesgo por accidentes sea mínimo. Esto implica recubrir los elementos móviles, como el motor principal, polea tensora, motorreductores internos en el bastidor y cables de tracción. Para todos se utilizaron planchas de acero que recubran a los elementos haciéndolos inaccesibles, como se muestran en los planos del apéndice G.

Para el caso de los cables de tracción, la solución es más específica. En la figura 2.24 se puede observar que se colocó una canaleta metálica para los cables superiores, los cuales están remachados a los soportes verticales, esto impide el contacto accidental sin embargo no los recubre por completo.

En cuanto a los cables inferiores, se utilizaron dos carretes retráctiles, del fabricante (KMX Industrial Equipment, 2022) en los cuales se enrollaron mangueras de lona, del fabricante (HighAqua, 2020) que pueden adoptar la forma necesaria para crear un recubrimiento que, de igual manera, deja una sección expuesta. La figura 2.24 muestra dicho sistema, en el que uno de los carretes se apoya sobre el perfil IPE, mientras que el otro se fija en una plancha metálica soldada al bastidor.

Se tomó en cuenta que, debido a la cantidad de motores presentes en el sistema, existe un riesgo de descarga eléctrica por estática, por lo que se debe considerar una conexión a tierra.

Con respecto al movimiento y velocidad del sistema se determinó la aceleración de arranque, cuyo cálculo se encuentra en la sección de apéndice A, para asegurar que el sistema tiene una transición suave con respecto al reposo, además se tuvo en consideración que el frenado no es abrupto debido a la baja velocidad del sistema.

Para evitar el desplazamiento del cable por consecuencia de desgaste, se consideró usar resortes de tracción al momento de su instalación.

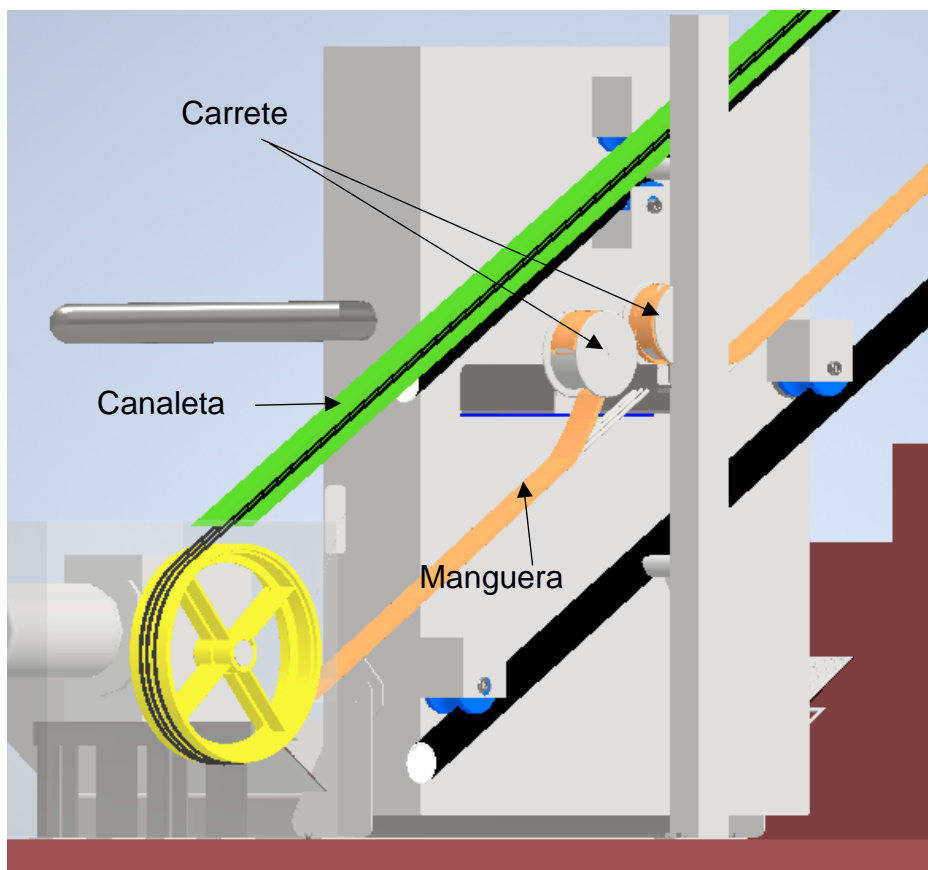


Figura 2.24. Cubiertas de cables de tracción.

2.6 Modelado virtual

Para el modelado virtual del sistema se usaron dos programas de diseño asistido por computadora, los cuales son Autodesk Inventor y ANSYS. Cabe recalcar que en ambos casos se utilizó la versión estudiantil, que, a pesar de ser más limitada, permitió el desarrollo del proyecto a cabalidad.

2.6.1 Ensamble tridimensional en Autodesk Inventor

En Autodesk Inventor Professional 2022 se hizo el modelado del sistema físico, mostrando todos los elementos que conforman el sistema como se muestra en la figura 2.25.

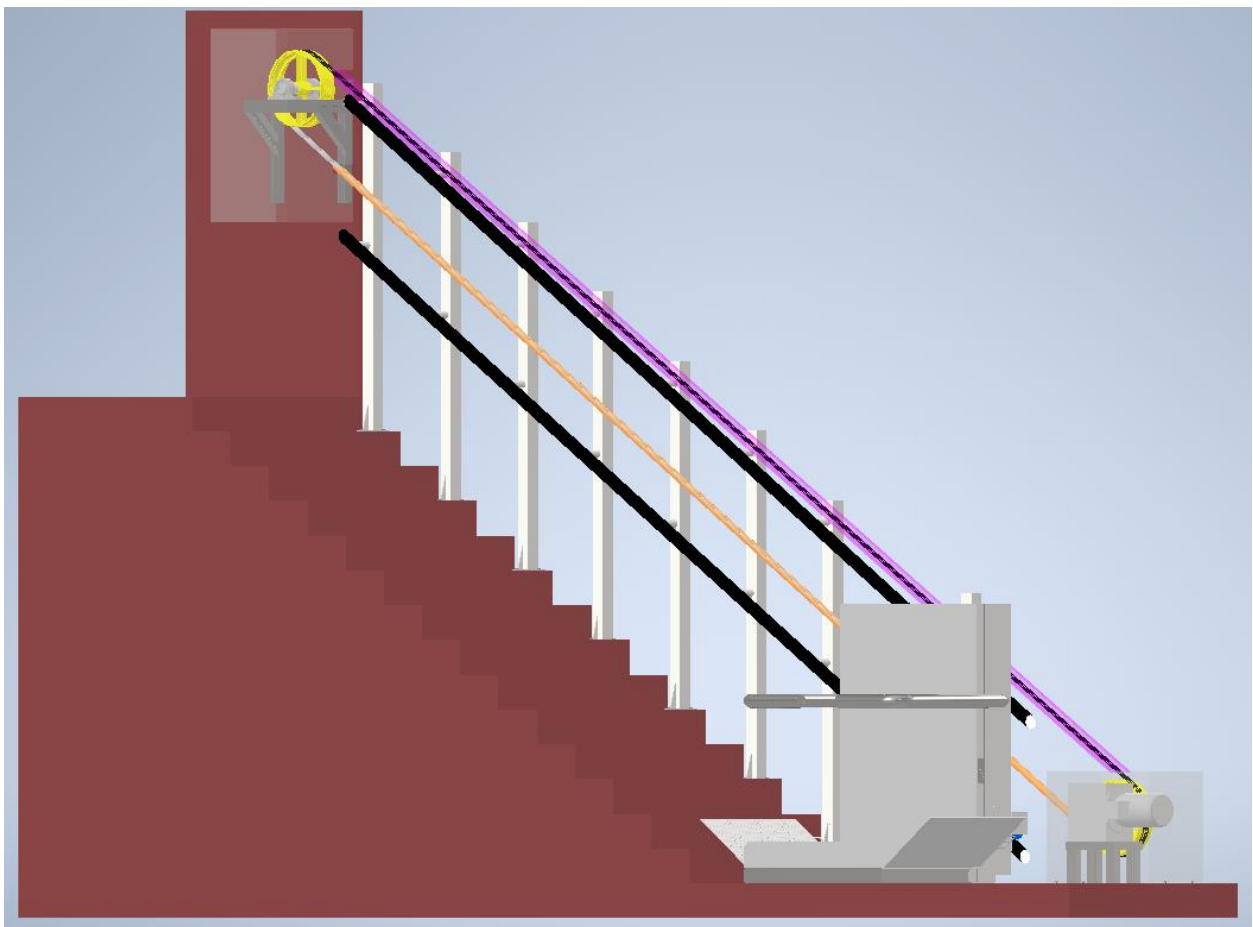


Figura 2.25. Modelado del sistema en Autodesk Inventor

Además, fue posible realizar los planos de cada uno de los elementos mecánicos diseñados que conforman el sistema salva – escalera, a partir del dibujo tridimensional.

El apéndice G muestra dichos planos de manera detallada. Es importante mencionar que no se realizaron planos detallados de los elementos estandarizados, como motorreductores, poleas y rodamientos, debido a que las dimensiones se encuentran detalladas en sus respectivos catálogos, ubicados en el apéndice E.

2.6.2 Simulación en ANSYS

Se utilizó el software de ANSYS versión Student 2022 R1 para realizar una simulación de elementos finitos de los componentes más importantes del sistema mecánico. La figura 2.26 muestra el procedimiento que se siguió para cada uno de los elementos simulados, tomando en consideración que se utilizó el módulo de análisis estático.

Las propiedades de los materiales de cada elemento se resumen en la tabla B.1, mientras que las especificaciones de tamaño, número y tipo de elementos se resumen en la tabla B.2, ubicadas en el apéndice B.

Si bien en cada caso se especifica el tipo de elementos, se debe mencionar que por lo general existen dos: cuadrados y triangulares. De manera general, para todos los elementos se intentó obtener un mallado cuadrado, puesto a que presenta mayor uniformidad y por ende mejores resultados. Estos elementos son posibles de obtener en superficies planas de geometrías sencillas, sin embargo, geometrías circulares o con uniones muy pequeñas suelen adaptarse de mejor manera con elementos triangulares, razón por la cual no todas las simulaciones tienen el mismo tipo de mallado.

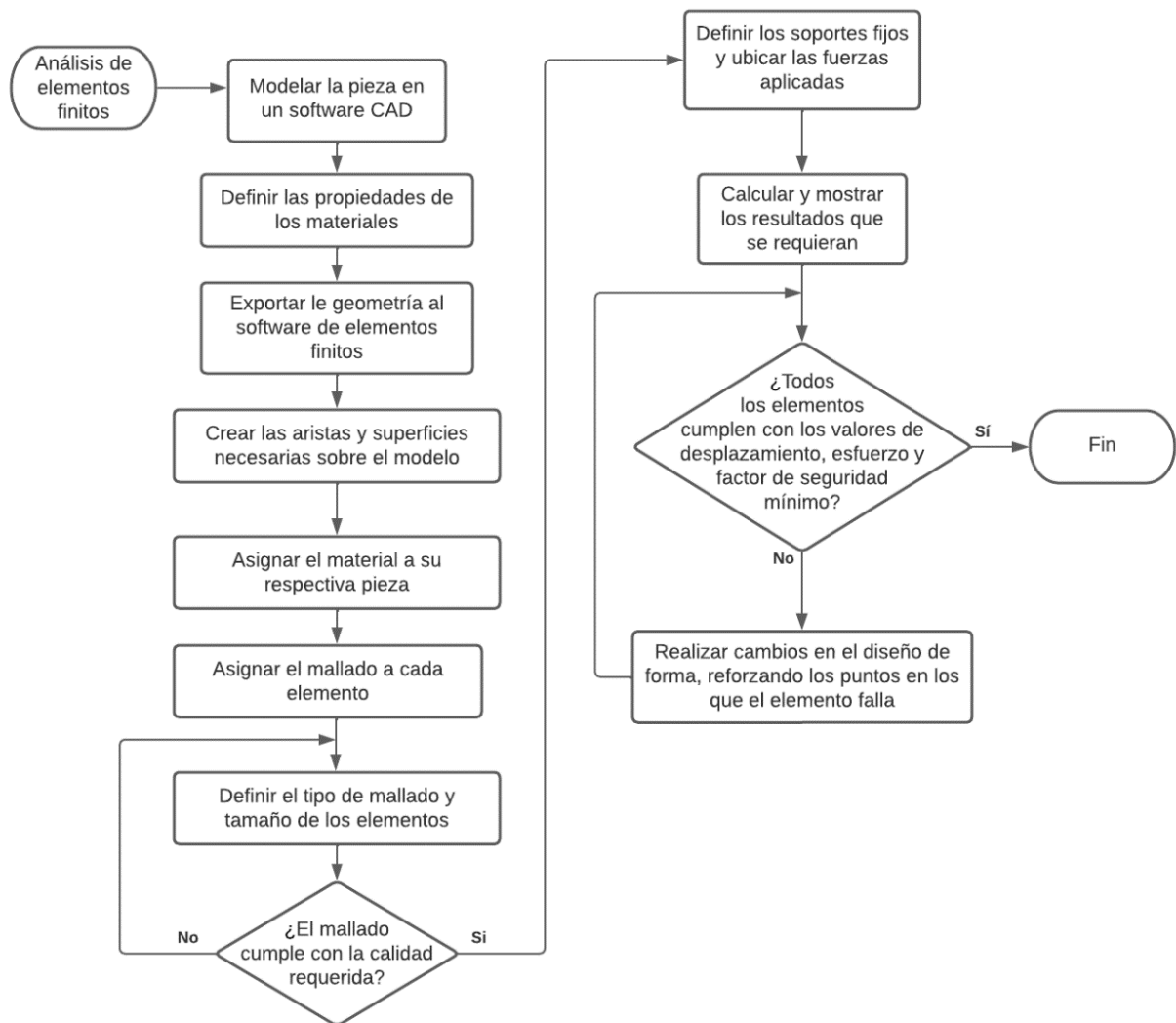


Figura 2.26. Diagrama de flujo de la metodología aplicada para el análisis de elementos finitos.

2.6.2.1 Plataforma

La figura 2.27 describe la aplicación de fuerzas y mallado realizado para la plataforma y sus elementos de unión al bastidor.

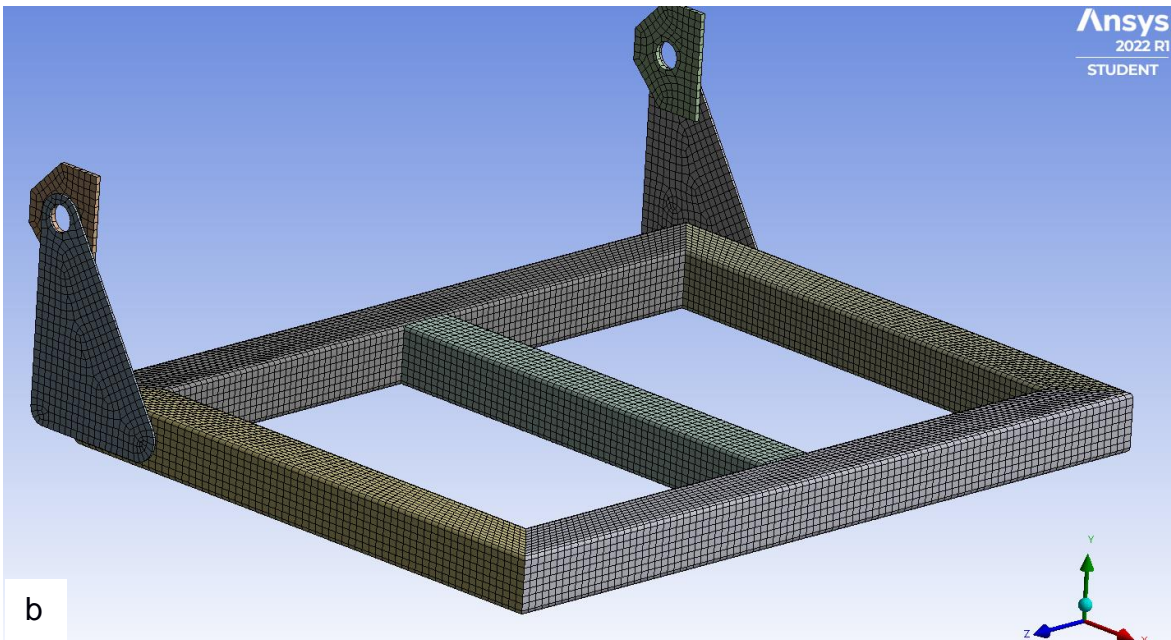
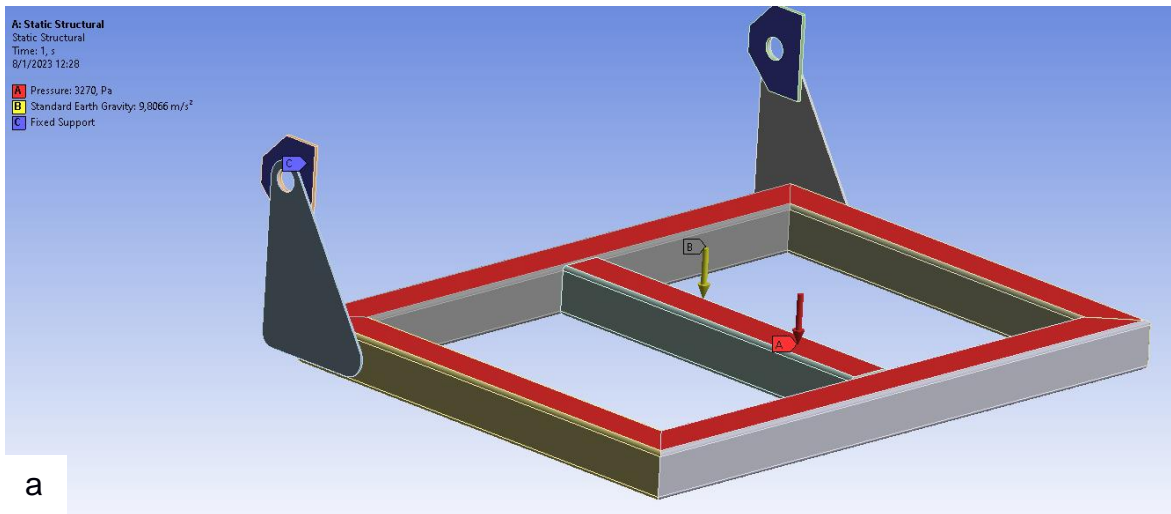


Figura 2.27. Simulación de la plataforma. a. Se muestra un contorno rojo sobre la superficie de la plataforma que representa la carga nominal aplicada, las superficies azules son las caras fijas de la simulación, mientras que la flecha amarilla es la gravedad. b. Se aprecia el mallado realizado sobre todos los elementos del ensamble, cuyas intersecciones crean los nodos que utiliza el programa para hacer los cálculos.

2.6.2.2 Bastidor

La figura 2.28 describe las fuerzas aplicadas y las condiciones detalladas en la simulación del bastidor, así como su mallado.

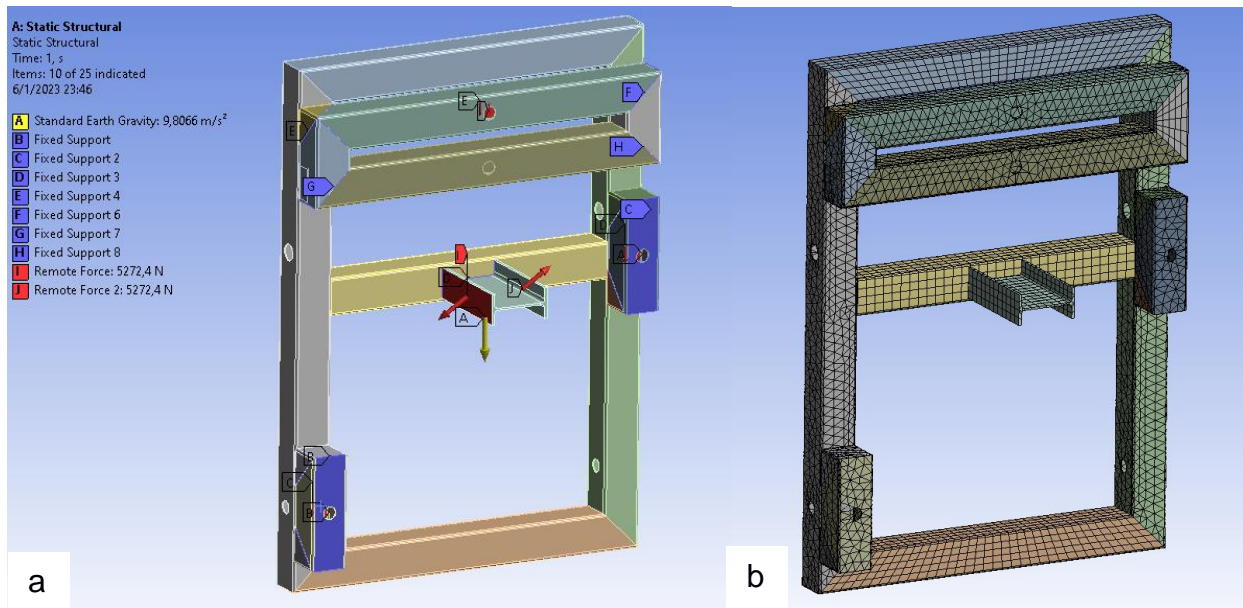


Figura 2.28. Simulación del bastidor. a. Los contornos en azul representan las superficies fijas debido a las soldaduras entre los elementos, las flechas rojas son las fuerzas externas aplicadas por la reacción de los rodillos y la tensión de los cables, mientras que la flecha amarilla muestra la gravedad. **b.** El mallado de la estructura tiene elementos tanto cuadrados como triangulares, estos últimos se utilizan para que el software procese mejor las superficies con agujeros.

2.6.2.3 Rodillos guía

La figura 2.29 describe las fuerzas y los soportes fijos de un rodillo, al igual que el mallado aplicado.

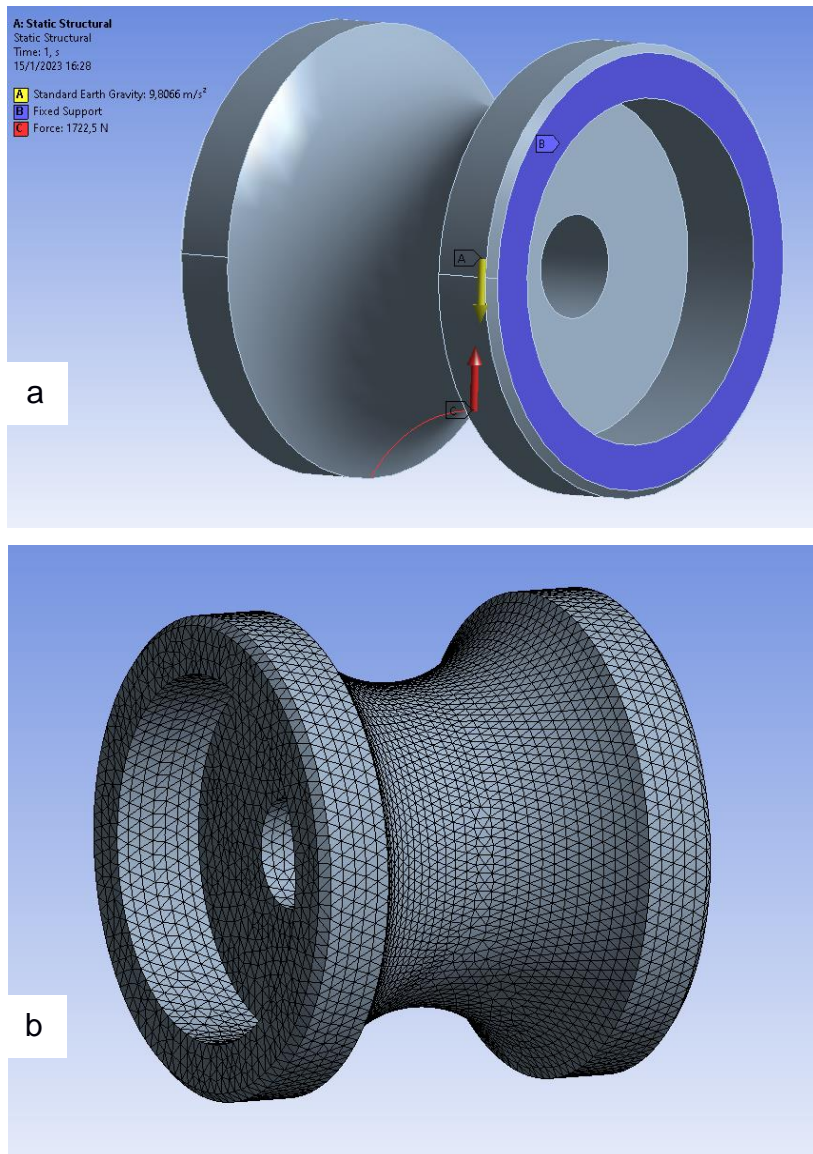
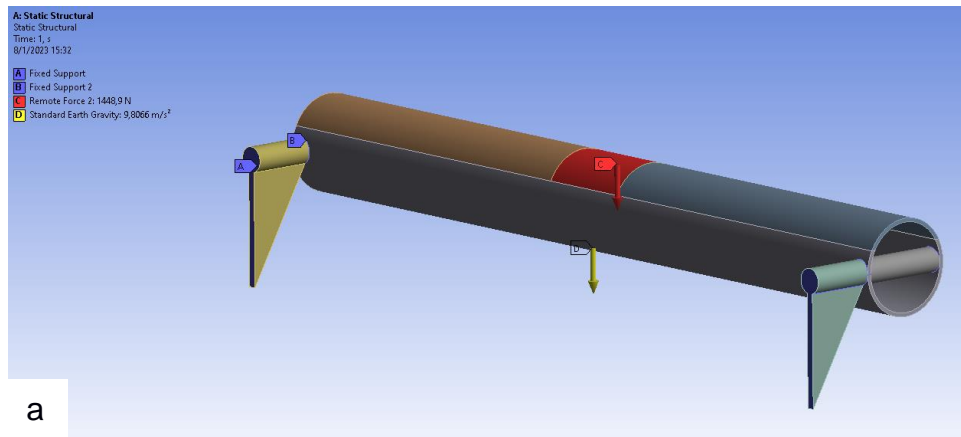


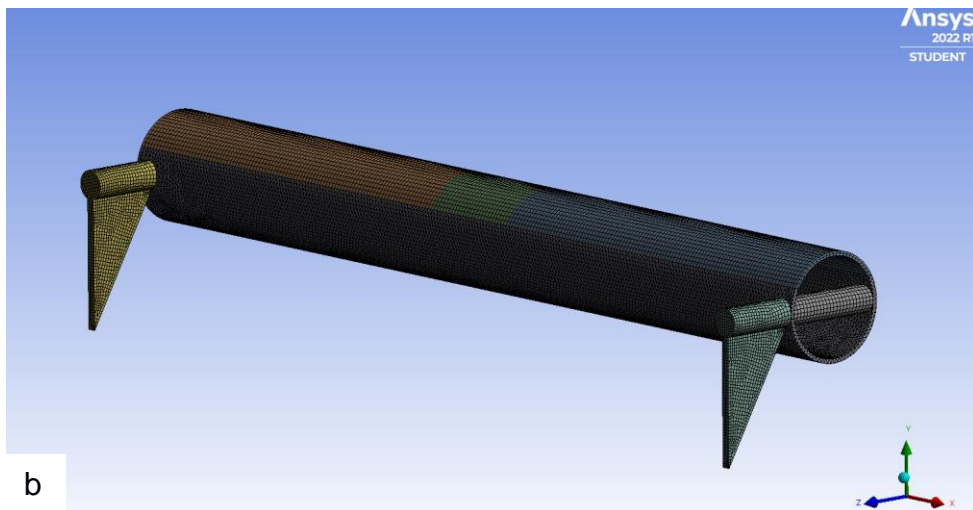
Figura 2.29. Simulación del rodillo. a. Se muestra uno de los extremos del rodillo en azul, representando la zona del soporte, la flecha roja es la fuerza de reacción con el riel, mientras que la amarilla es la gravedad. Se utiliza elementos triangulares para el sólido debido a que la geometría es mayormente curva.

2.6.2.4 Riel superior

La figura 2.30 describe la aplicación de fuerzas externas a un solo tramo de riel superior, mientras, así como las condiciones fijas y la aplicación de la gravedad. También se especifica el mallado realizado.



a



b

Figura 2.30. Simulación del riel superior. a. los tubos posteriores muestran las superficies en azul, que son los soportes para todo un tramo de riel, la flecha roja representa un tercio del peso total de la estructura que se apoya, y la flecha amarilla es la gravedad. b. Se muestra un mallado donde se ha priorizado las superficies donde se aplican las fuerzas con elementos cuadrados, el resto son mayormente triangulares.

2.6.2.5 Soporte vertical

Para la simulación del soporte vertical, la figura 2.31 describe las fuerzas que experimenta y la ubicación de su punto de apoyo, asimismo se especifica el mallado utilizado.

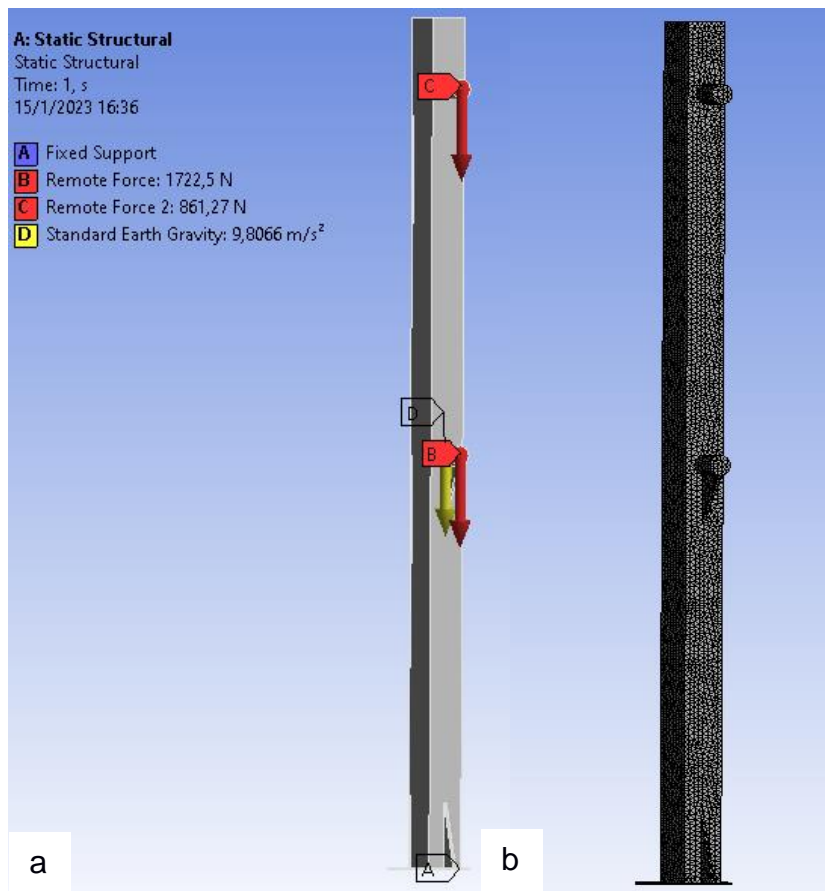


Figura 2.31. Simulación del soporte vertical. a. Muestra el elemento fijado en la base inferior, representado con una pestaña con la letra A, en los tubos la soldadura se representa por la letra D. Las flechas rojas con las fuerzas aplicadas por el peso de la estructura y la amarilla es la gravedad. b. El mallado de este elemento es completamente triangular debido a la complejidad de la geometría en las zonas de unión.

2.6.2.6 Brazo de seguridad.

Se realizó una simulación para cada uno de los casos descritos por la normativa (UNE, 2021), la figura 2.32 describe cada uno de ellos, mientras que la figura 2.33 muestra un mallado con elementos triangulares que se ajustan de la mejor manera a la geometría.

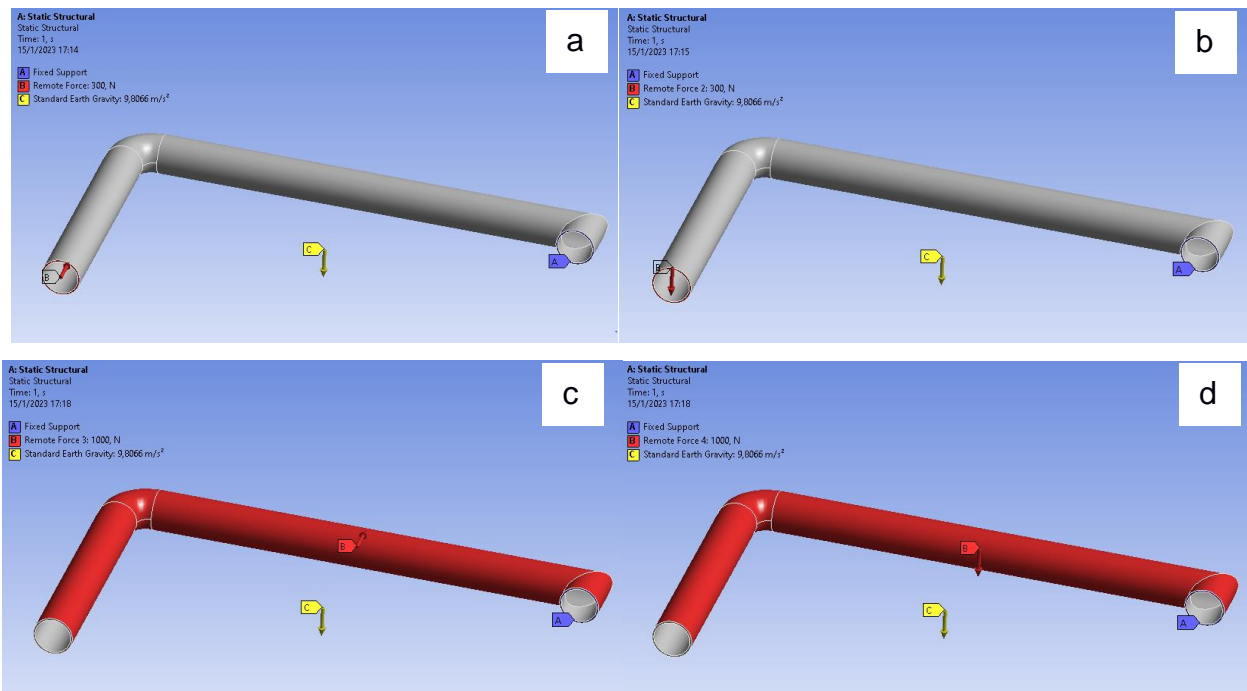


Figura 2.32. Simulación de brazo de seguridad. a. Se muestra la fuerza de 300N aplicada de manera perpendicular a la cara del extremo opuesto del brazo. b. Se muestra la fuerza de 300N aplicada en el mismo sentido de la gravedad en la misma cara de la imagen a. c. Muestra una fuerza aplicada de 1000N sobre la superficie del brazo en sentido perpendicular a la gravedad. d. Muestra la fuerza de 1000N aplicada de manera paralela a la gravedad sobre la superficie de color rojo. La pestaña A muestra la superficie fija y la flecha amarilla la gravedad.

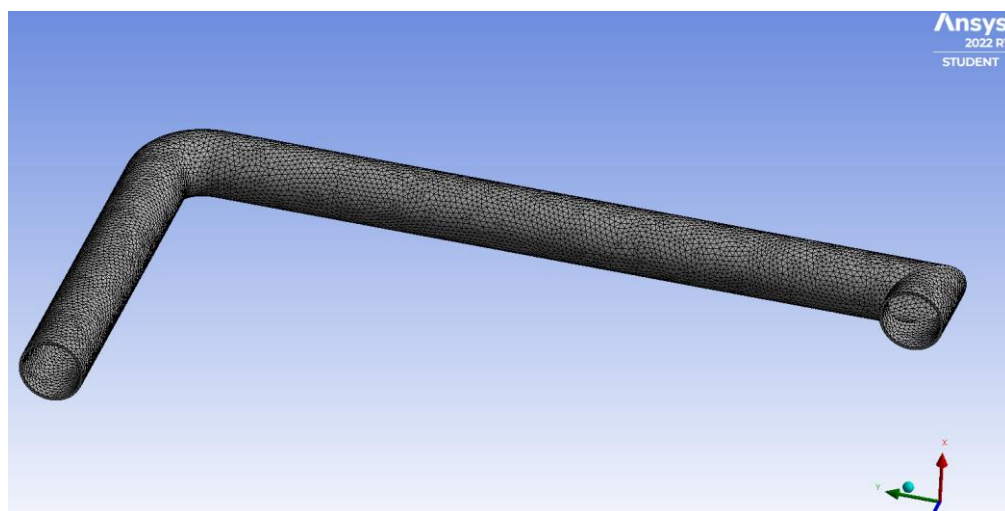


Figura 2.33. Mallado del brazo de seguridad.

Capítulo 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Dimensionamiento de los elementos mecánicos

La tabla 3.1 resume los resultados de los elementos mecánicos, cuyos cálculos se desarrollaron en el apéndice A.

Tabla 3.1. Resultados del dimensionamiento de los elementos principales.

Plataforma	Tubos cuadrados de 73x2mm.
Mecanismo de plegado de plataforma	Motorreductor de 1.5 HP a 30 rpm.
Mecanismo de plegado de rampas	<ul style="list-style-type: none">- Cable de 3 mm de diámetro- Motorreductor de 9W y 6rpm.
Diseño de brazos de seguridad	Tubo circular de 64 mm y 3 mm de espesor.
Mecanismo de plegado de brazos de seguridad	Motorreductor de 9W a 2.8 rpm.
Bastidor	<ul style="list-style-type: none">- Tubos cuadrados de 100x3mm.- Perfil IPE 160.
Sistema de tracción principal	<ul style="list-style-type: none">- Motorreductor helicoidal sinfín – corona de 1.3 kW de potencia de 60 Hz con velocidad de 6.8 RPM.- Tres cables de 11mm de diámetro.
Rieles	Tubo circular de 76 mm de diámetro y 3 milímetros de espesor.
Ejes	<ul style="list-style-type: none">- Polea – motor: 50mm de diámetro menor y 55mm diámetro mayor.- Despliegue de plataforma: 40 mm de diámetro.- Brazo de seguridad y motor de rampas: 12 mm de diámetro.- Rodillos: 17 mm de diámetro.
Rodamientos y chumaceras	<ul style="list-style-type: none">- Rodamiento 6203 de 17 mm.- Chumacera ESPE210 de 50 mm.

	- Chumacera ESF208 de 40 mm.
Soporte polea tensora y motor principal	Canal U 60x30x20mm.
Pernos críticos	Pernos autoperforantes con camisa M16.

3.2 Resultados de simulación por elementos finitos

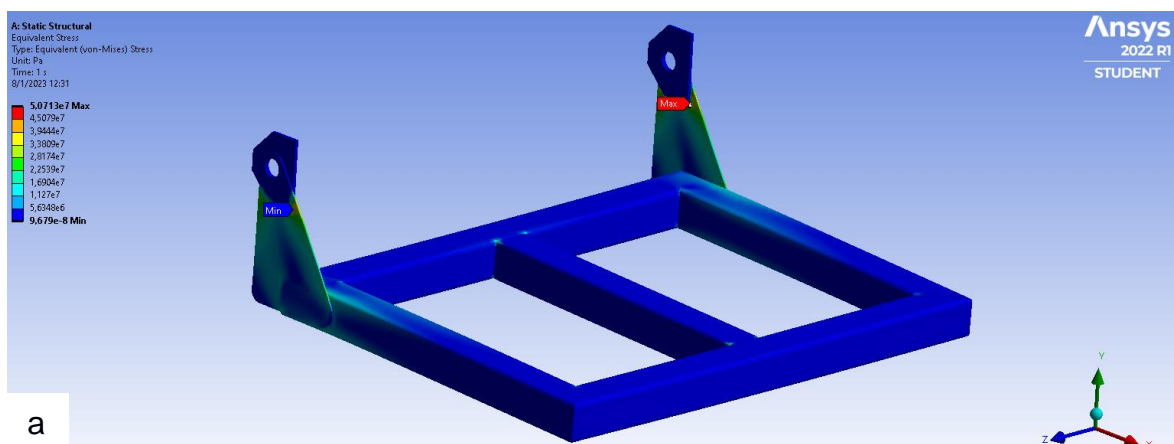
Para todos los elementos mecánicos simulados por medio del software de elementos finitos, los resultados se enfocaron principalmente en el esfuerzo equivalente, la deformación máxima y el factor de seguridad.

3.2.1 Plataforma

La tabla 3.2 muestra los valores máximos y mínimos resultantes de la simulación de la plataforma, mientras que en la figura 3.1 se describen los resultados de manera gráfica.

Tabla 3.2. Resultados de elementos finitos de la plataforma.

Esfuerzo equivalente	Max: 50.71MPa
	Min: 9.68x10-14 MPa
Deformación total	Max: 0.52 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 6.3



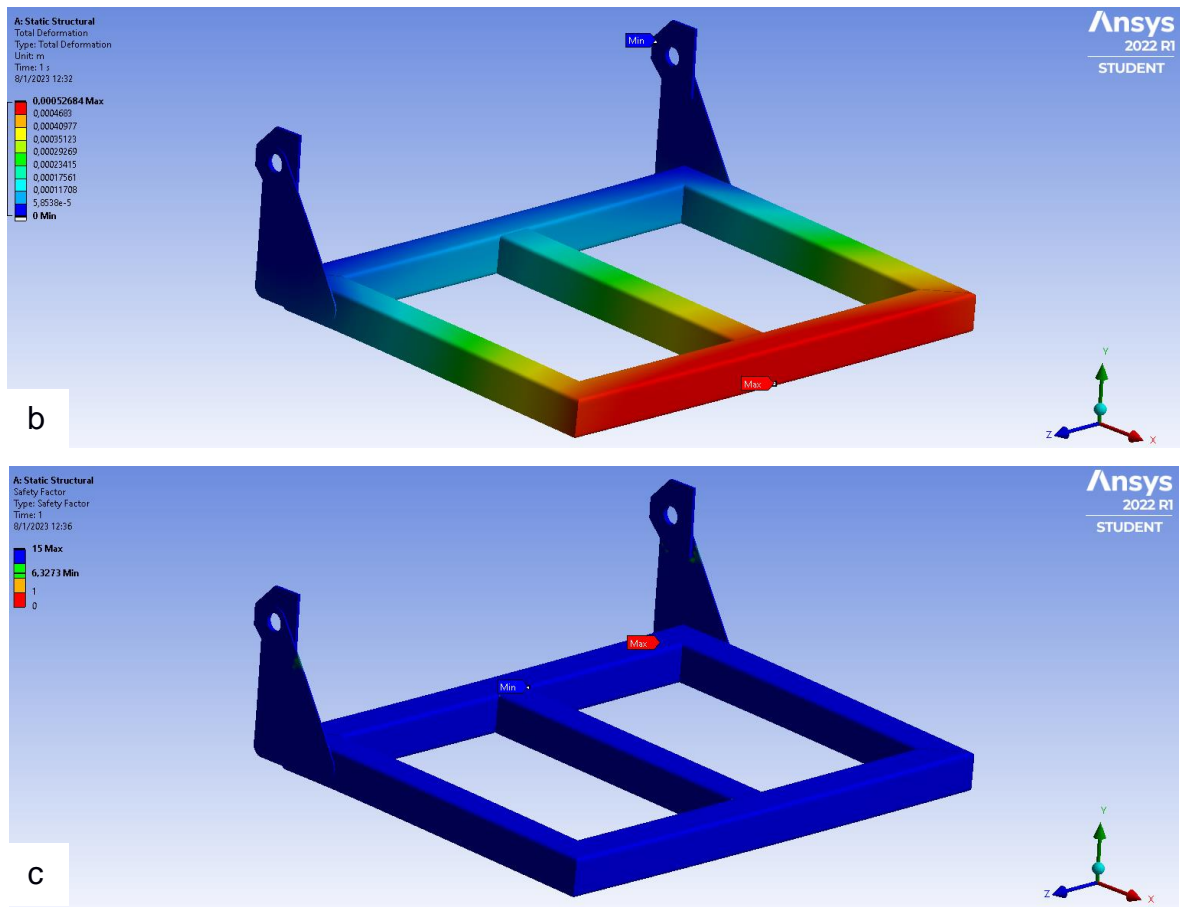


Figura 3.1. Resultados de simulación de plataforma. a. Se muestra el esfuerzo equivalente de Von Mises en el que se pueden observar los valores más altos en las uniones entre el codo y el elemento estructural, así como en la zona de soldadura del travesaño. b. Muestra la deformación total, con los valores máximos en el extremo opuesto al punto de sujeción y disminuyendo hasta acercarse a los codos de unión, según la escala de colores. c. El factor de seguridad mínimo se encuentra en la unión del travesaño, señalado con una etiqueta azul, la misma que se muestra en todos los resultados.

3.2.2 Bastidor

De manera similar a la plataforma, los resultados se mostrarán en la tabla 3.3, mientras que la figura 3.2 muestra la descripción de los resultados de manera visual.

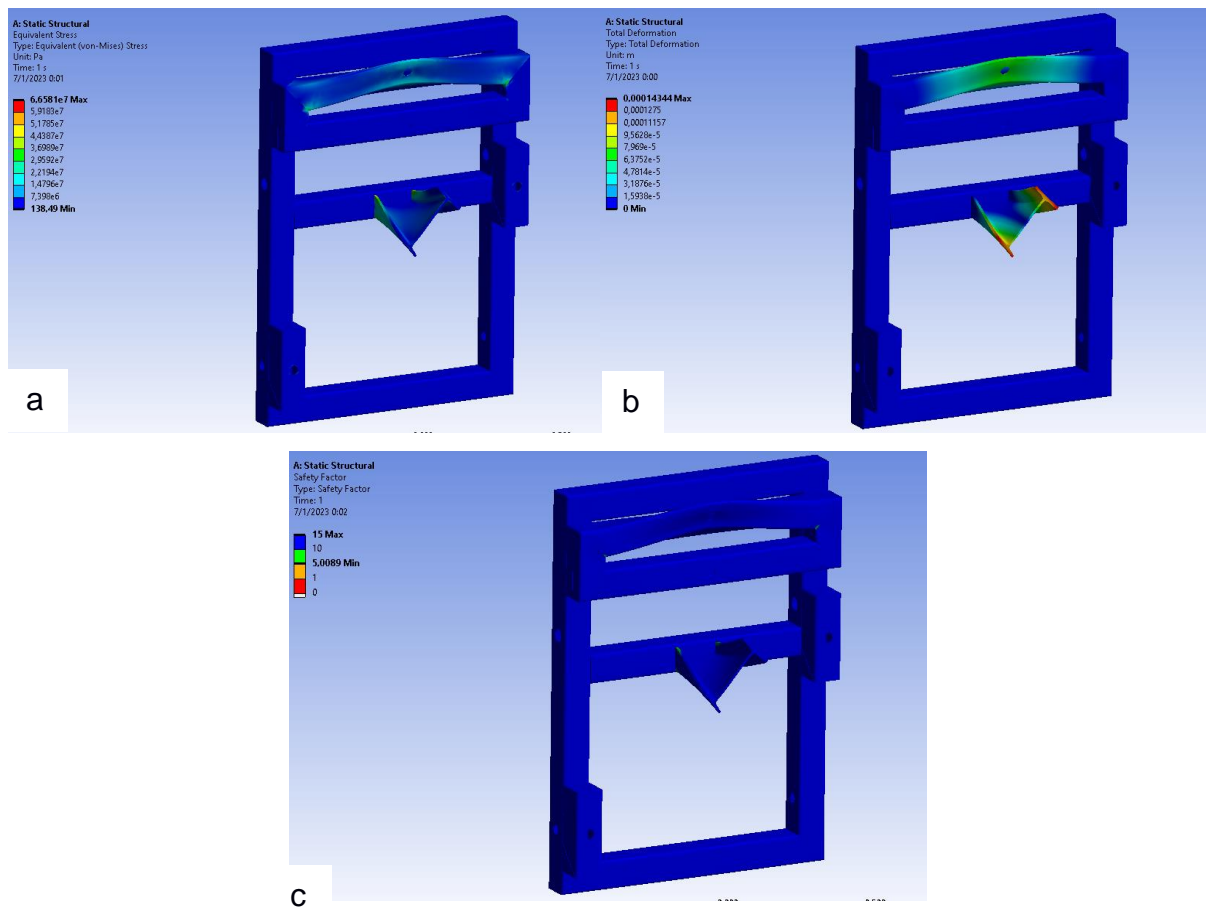


Figura 3.2. Resultados de la simulación del bastidor. a. Se muestra el esfuerzo equivalente con valores máximos en la base del perfil IPE y travesaño superior, así como en la mitad, según se muestra en la escala de colores. b. La deformación total se muestra en su máximo valor en los extremos del perfil IPE, con valores similares en el centro del travesaño superior. c. El factor de seguridad mínimo se encuentra específicamente en la base del perfil IPE, según la escala de colores, el resto del bastidor tiene un factor de seguridad mucho mayor.

Tabla 3.3. Resultados del bastidor

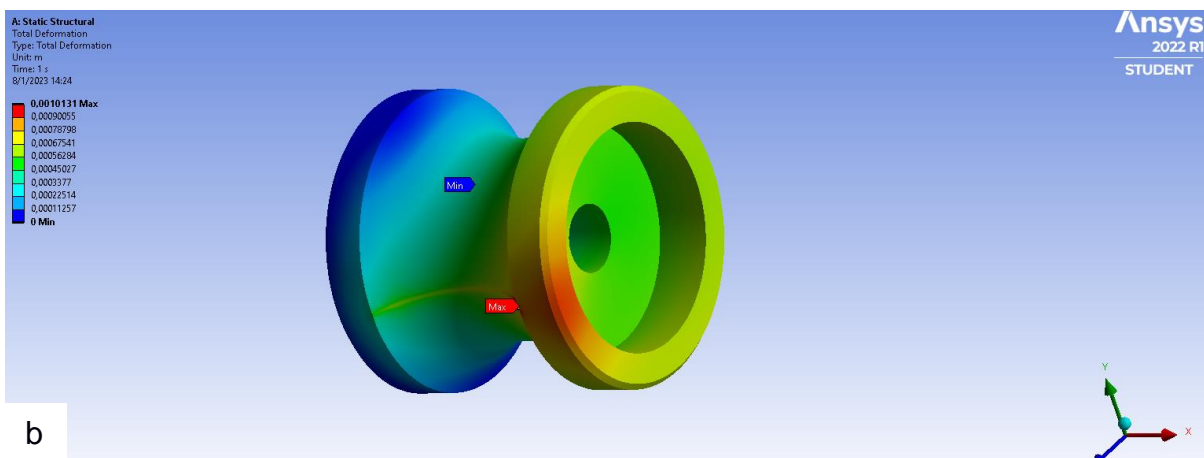
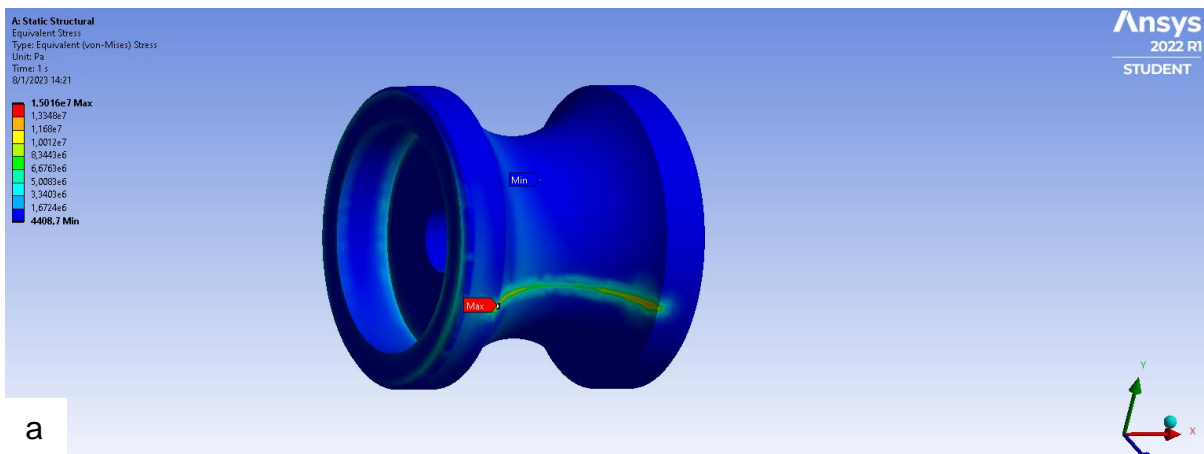
Esfuerzo equivalente	Max: 66.58 MPa
	Min: 0 MPa
Deformación total	Max: 0.0143 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 5.01

3.2.3 Rodillos

La tabla 3.4 muestra los resultados de los valores máximos y mínimos, mientras la figura 3.3 muestra los resultados visuales junto a una descripción.

Tabla 3.4. Resultados de los rodillos

Esfuerzo equivalente	Max: 15.02 MPa
	Min: 0.004 MPa
Deformación total	Max: 1,01 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 5.3



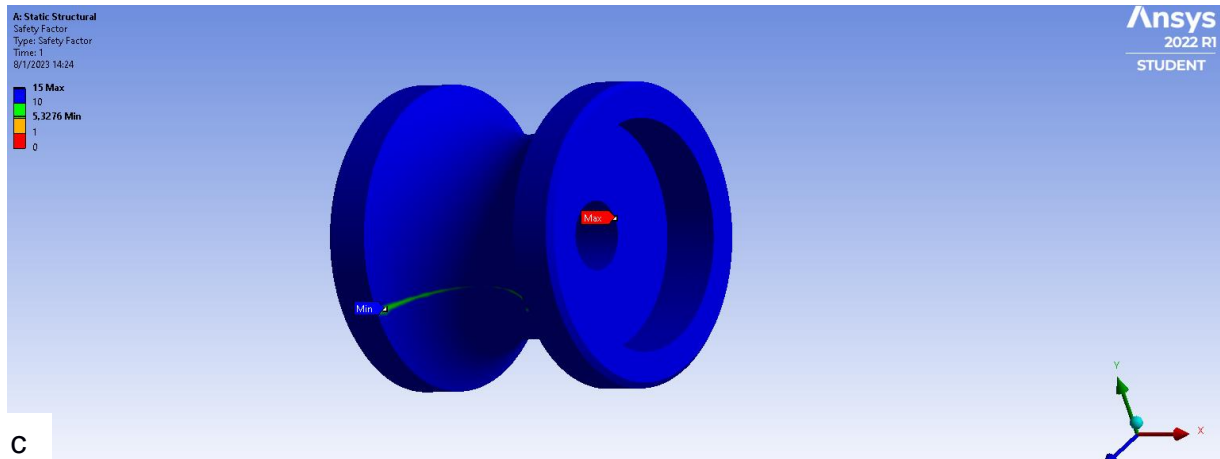


Figura 3.3. Resultados de simulación del rodillo. a. La distribución de esfuerzos equivalente muestra sus valores máximos en la zona de contacto con el riel, así como en la arista interior donde se ubica el rodamiento. b. Se muestra la deformación total, con su máximo valor en la superficie roja al extremo opuesto de la sujeción, y disminuyendo hasta su base, según la escala de colores. c. La zona de color verde representa la zona mínima de factor de seguridad, ubicada en el contacto con el riel.

3.2.4 Riel superior

La tabla 3.5 muestra los resultados de los valores máximo y mínimos de esfuerzo, deformación y factor de seguridad, mientras que la figura 3.4 describe los resultados a partir del contorno de colores obtenido en el software.

Tabla 3.5. Resultados del riel superior

Esfuerzo equivalente	Max: 68.50 MPa
	Min: 1.7×10^{-5} MPa
Deformación total	Max: 0.07 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 5

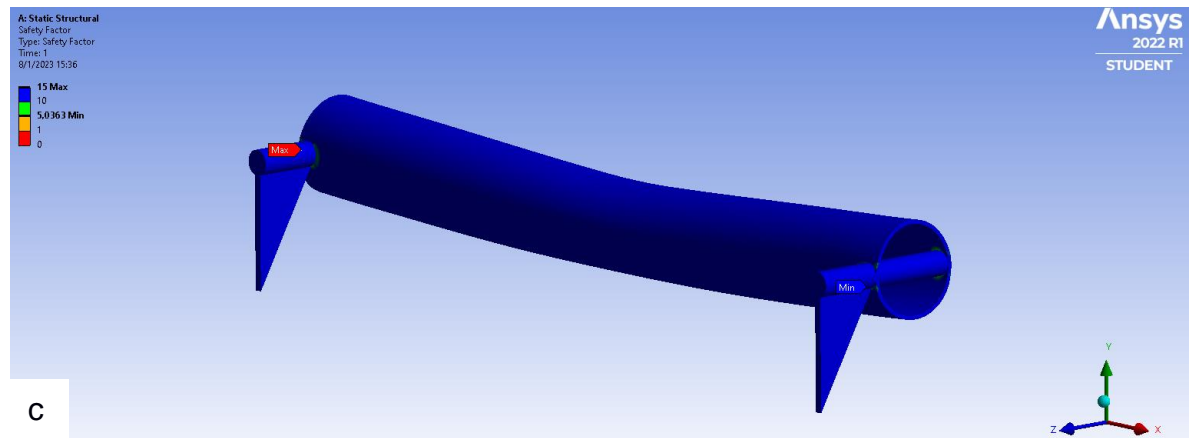
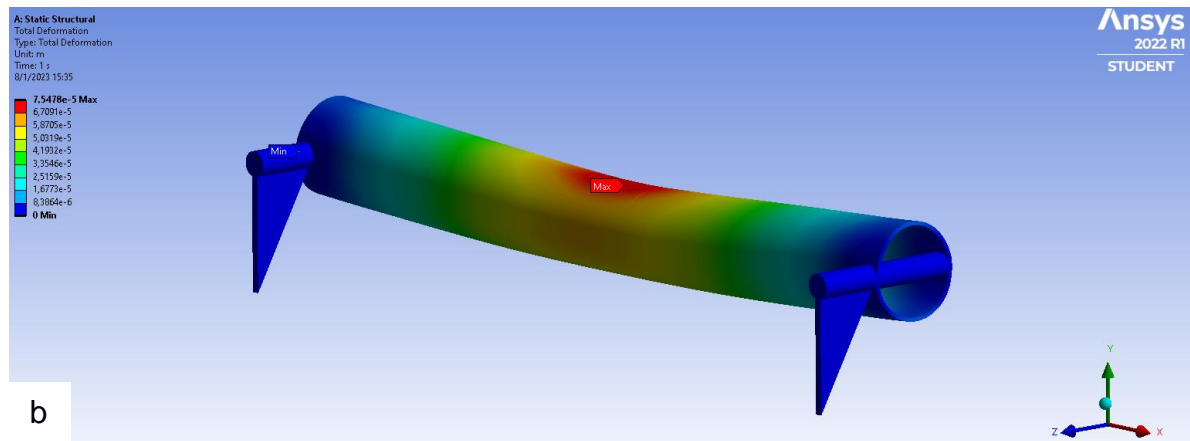
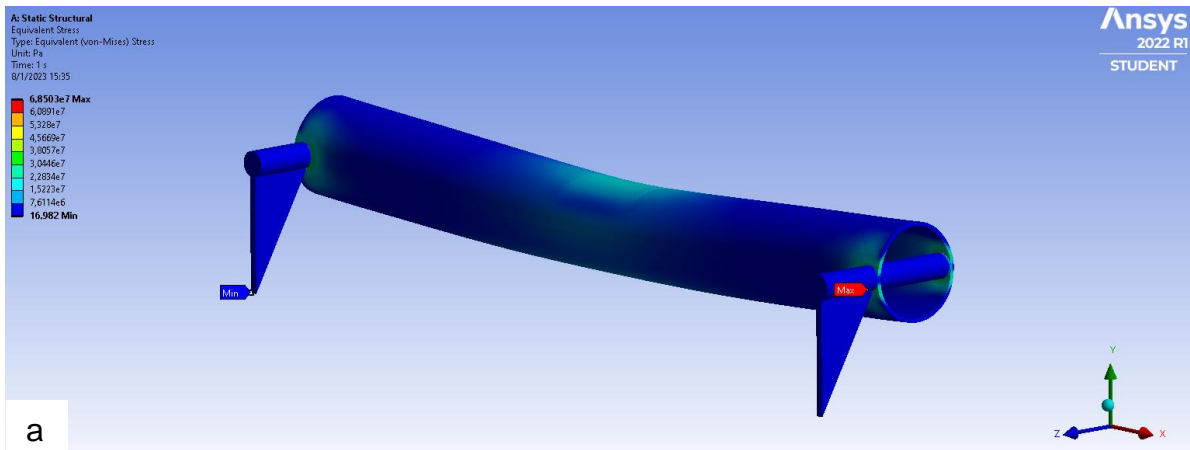


Figura 3.4. Resultados de simulación del riel superior. a. Los contornos verdes representan las zonas en las cuales el esfuerzo equivalente es máximo, ubicado tanto en el centro como en las uniones con los tubos de soporte. b. La deformación máxima se muestra en el centro, donde se encuentra el punto de aplicación de la fuerza, representado con un contorno rojo, disminuyendo hasta los laterales. c. El factor de seguridad mínimo se muestra por una etiqueta azul.

3.2.5 Soporte vertical

La tabla 3.6 muestra los resultados de esfuerzo, deformación y factor de seguridad, en sus valores máximos y mínimos. La figura 3.5 muestra los resultados por medio de una escala de colores.

Tabla 3.6. Resultados de soporte vertical.

Esfuerzo equivalente	Max: 38.31 MPa
	Min: 5.2×10^{-6} MPa
Deformación total	Max: 1.71 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 7.43

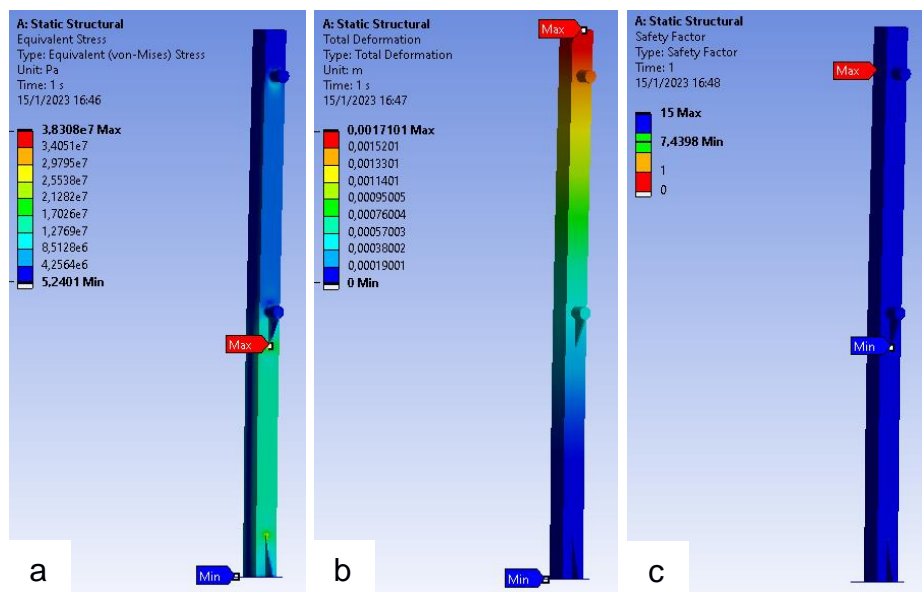


Figura 3.5. Resultados de simulación de soporte vertical. a. Se muestra por los contornos verdes que el esfuerzo equivalente total se distribuye por debajo del riel inferior. B. La deformación máxima se encuentra en el extremo superior y disminuye conforme se acerca a la base. c. Hay una pequeña zona por debajo del riel inferior con un factor de seguridad representado con un color verde, ubicándolo por medio de la etiqueta azul.

3.2.6 Brazo de seguridad

Las tablas a continuación muestran los resultados para cada caso, mientras que la figura 3.6 muestra el comportamiento por medio de escala de colores para la primera condición de este elemento.

Tabla 3.7. Resultados de brazo de seguridad 300 N aplicados a la cara del tubo.

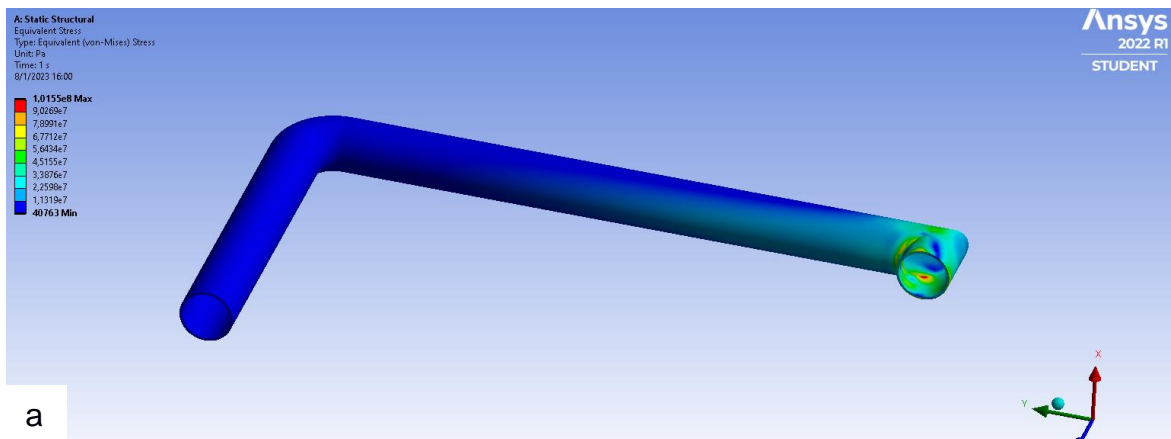
Esfuerzo equivalente	Max: 101.55 MPa
	Min: 0.04 MPa
Deformación total	Max: 1.95 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 2.80

Tabla 3.8. Resultados de brazo de seguridad con carga de 1000 N horizontal.

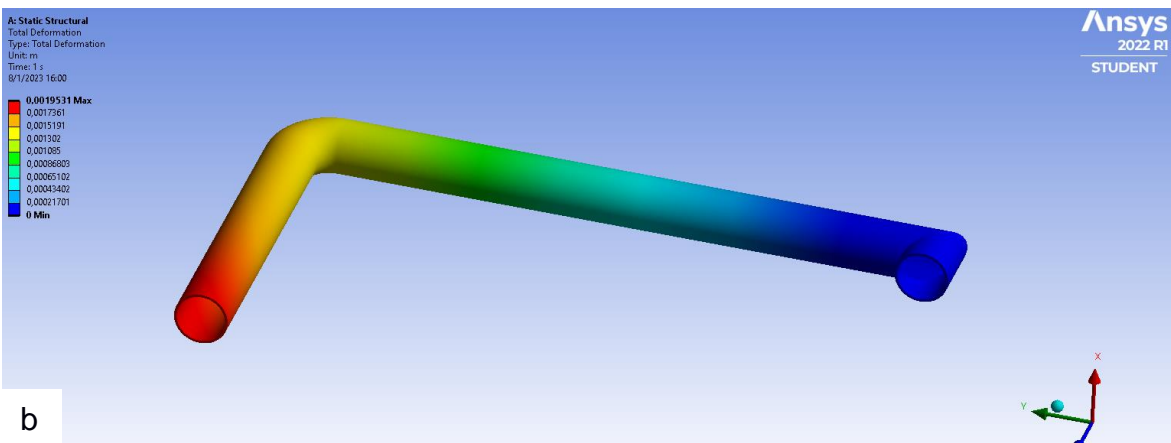
Esfuerzo equivalente	Max: 165.79 MPa
	Min: 0 MPa
Deformación total	Max: 2.73 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 1.71

Tabla 3.9. Resultados de brazo de seguridad con carga de 1000 N vertical.

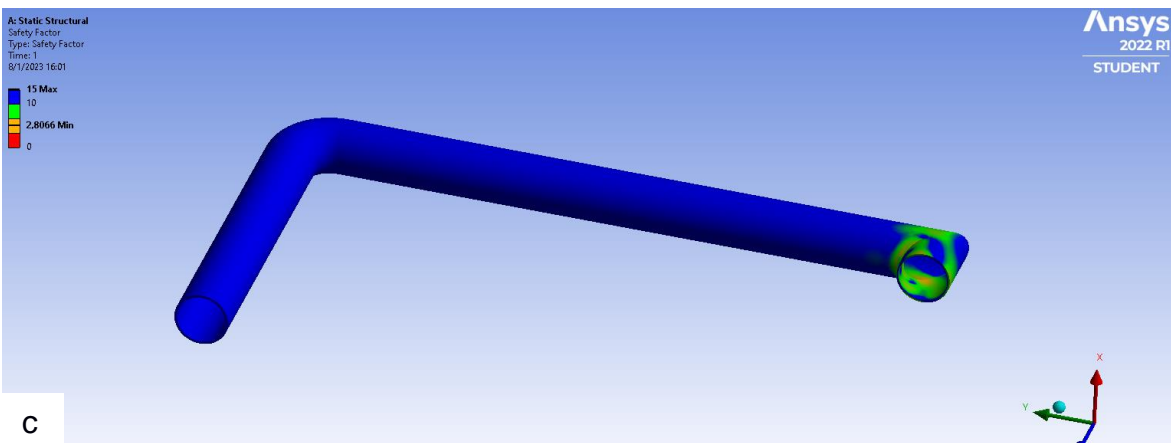
Esfuerzo equivalente	Max: 191.89 MPa
	Min: 0 MPa
Deformación total	Max: 2.30 mm
	Min: 0 mm
Factor de seguridad	Max: 15
	Min: 1.48



a



b



c

Figura 3.6. Resultados de simulación del brazo de seguridad para la carga de 300 N en la cara transversal del tubo. a. Se observa que la zona crítica en cuanto a los esfuerzos es en la base, con un contorno de colores rojos y verdes, denotando valores máximos. b. La deformación es máxima en el punto de aplicación de la fuerza y disminuye hasta llegar a la base, según la escala de colores mostrada. c. Se tiene un factor de seguridad mínimo marcado con un contorno naranja en la base, rodeado de varias zonas verdes que denotan valores inferiores al máximo.

3.3 Costos del proyecto

La información recopilada de los costos del proyecto se realizó, en su mayoría, buscando disponibilidad en el mercado ecuatoriano, también se procuró cotizar la mayor cantidad de elementos en un mismo lugar, de tal forma que se simplifica la distribución y la compra. La tabla C.1, ubicada en el apéndice C, muestra un resumen de los costos de todos los elementos mecánicos, con precios actualizados y utilizando la moneda local.

Además, la tabla 3.10 detalla los precios indirectos, correspondientes a la mano de obra necesaria para la fabricación de un elevador salva – escalera, utilizando precios referenciales a nivel nacional.

Tabla 3.10. Costos por mano de obra.

Costo por mano de obra				
Mano de obra	Cantidad de personas	Costo por día	Número de días	Costo total
Soldador	1	\$ 30,00	2	\$ 60,00
Electricista	1	\$ 25,00	2	\$ 50,00
Cortador	2	\$ 30,00	1	\$ 60,00
Ayudantes	1	\$ 25,00	3	\$ 75,00
Tornero	1	\$ 40,00	2	\$ 80,00
Fresador	1	\$ 40,00	2	\$ 80,00
Personal de montaje	2	\$ 30,00	3	\$ 180,00
Total				\$ 585,00

Se considera también un servicio de mantenimiento anual preventivo para los equipos más importantes del elevador, la tabla 3.11 muestra el detalle de los costos de dicho trabajo, basándose principalmente en la mano de obra.

Tabla 3.11. Costos por mantenimiento preventivo

Equipos	Intervenciones necesarias	Costo por intervención	Número de elementos	Costo total
Motorreductor principal	1	\$ 120,00	1	\$ 120,00
Motorreductor para plegado de plataforma	1	\$ 120,00	1	\$ 120,00
Motorreductor para plegado de brazos	1	\$ 120,00	2	\$ 240,00
Chumaceras y rodamientos	1	\$ 50,00	8	\$ 50,00
Total				\$ 530,00

La tabla 3.12 muestra el desglose de las actividades que se realizarán a los motores, con su respectivo costo.

Tabla 3.12. Costo detallado de mantenimiento de motores.

Tipo de trabajo	Costo por trabajo
Limpieza y desarme	\$50
Análisis de estado general	\$20
Cambio de rodamientos	\$20
Balanceo	\$30
Total	\$120

A continuación, se definen los precios de venta y del servicio de mantenimiento del sistema, que servirán como base para generar ingresos para el proyecto.

Tabla 3.13. Precio de venta del sistema.

Costo de producción	\$ 9.043,97
Porcentaje de ganancia esperado	20%
Precio de venta	\$ 10.852,76

Tabla 3.14. Precio del servicio de mantenimiento.

Costo de producción	\$ 530,00
Porcentaje de ganancia esperado	0%
Precio de venta	\$ 530,00

Cabe mencionar que, al menos en una fase inicial del proyecto, no se espera generar ganancias por el servicio de mantenimiento, como una forma de incentivar la compra de este equipo y mantener un precio competitivo con las empresas ya posicionadas.

A partir de esto, la tabla 3.15 muestra los ingresos totales esperados de manera anual, esperando vender por lo menos 10 unidades, según recomendaciones a partir de un estudio realizado acerca del mercado de salva – escaleras (Mordor Intelligence, 2022).

Tabla 3.15. Ingreso total

Ingreso por venta del sistema	\$ 10.852,76
Ingreso por servicio de mantenimiento	\$ -
Número estimado de unidades vendidas	10
Total de ingresos	\$ 108.527,62

Por otro lado, la tabla 3.16 muestra los costos totales, que consideran los elementos que deben adquirirse, así como la mano de obra para su instalación. Dado que el precio del servicio del mantenimiento es igual a su coste, este no representa un valor en dicha tabla.

Tabla 3.16. Costo total.

Costo de producción del sistema	\$	8.458,97
Costos del servicio de mantenimiento	\$	-
Costos indirectos	\$	585,00
Número estimado de unidades vendidas		10
Total costos	\$	90.439,68

A partir de los costos e ingresos estimados, se obtiene la información necesaria para armar la tabla de flujo de caja. Dicha información se haya en la tabla 3.17, la cual considera un préstamo inicial por el monto total de un año de producción, a una tasa determinada con información del banco central. Definiendo un periodo de 6 años para el pago de dicho préstamo. Además, el valor de depreciación se determinó a partir de un estudio del tiempo de vida de los elevadores salva – escalera (Reco Elevaciones, 2022).

Tabla 3.17. Parámetros para creación de flujo de caja.

Tmar mixta	9,50%
Depreciación lineal	\$ 725,46
Valor de salvamento	\$ 6.500,00
n	6
Préstamo	\$108.527,62
Tasa	9,5%
Impuesto	12%

Finalmente, se crea la tabla C.2, ubicada en el apéndice C, la cual muestra el flujo de activos a lo largo de esos 6 años, concluyendo en el cálculo de la tasa interna de retorno y el valor presente. Cabe recalcar que esta tabla considera un único pago al final del periodo del préstamo, por la totalidad del mismo, incluido intereses.

La tabla 3.18 muestra la tabla de amortización, la cual ayuda a representar el pago realizado de la deuda al final del periodo de 6 años, y el valor futuro del proyecto, considerando la inversión inicial y la tasa de interés.

Tabla 3.18. Tabla de amortización.

Año	intereses	cuota	capital	Residuo del préstamo	Valor futuro
0	\$ -	\$ -	\$ -	\$108.527,62	\$ 187.078,97
1	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
2	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
3	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
4	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
5	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
6	\$ 118.837,74	\$ -	\$ -	\$ -	

3.4 Análisis de resultados

A partir del dimensionamiento de todos los elementos mecánicos descritos en el capítulo 2, se obtuvo el diseño de una plataforma salva – escalera que logra cumplir todos los estándares planteados en las normativas de consulta. Existen varios aspectos por analizar en cuanto al resultado final del diseño: el dimensionamiento generador del sistema, aspectos de seguridad, los resultados obtenidos por el análisis de elementos finitos, y la viabilidad económica del proyecto, para lo cual se utilizarán como referencias, equipos similares presentes en el mercado nacional.

3.4.1 Dimensionamiento del sistema

Partiendo del hecho de que se tomó como referencia una escalera que cumpliera con las medidas mínimas permitidas por la normativa de construcción ecuatoriana (NEC, 2019), fue de suma importancia que el diseño seleccionado pueda adaptarse de manera segura, por esta razón se realizó el diseño de forma procurando aprovechar al máximo el espacio disponible.

En este orden de ideas, se aborda este análisis desde dos perspectivas. La primera es el espacio disponible a lo ancho de la escalera, ya que esta limitará las dimensiones

máximas que la plataforma pueda tener, así como el ancho del bastidor y la separación de los rodillos hasta los rieles. Dado que el diseño seleccionado utiliza 3 cables de acero para el sistema de tracción, fue necesario ubicarlos de tal modo que no ocupe más espacio que los rieles, en la figura 1.7 se muestra un ejemplo de una plataforma en la que se puede observar cómo la parte posterior del bastidor no se extiende más allá del contacto con los rieles. Así, la ubicación de los cables de tracción fue una decisión acertada, pues permite optimizar el espacio disponible a lo ancho de la escalera, el cual es considerablemente limitado.

La segunda perspectiva se refiere a lo largo de la escalera, de manera más precisa, cuánto espacio ocupa fuera del trayecto del elevador. La figura 3.7 muestra un ejemplo de un diseño comercial real, del proveedor (CASADO S.A, 2015), a pesar de ser un tramo corto, se puede observar que el sistema no ocupa más espacio más allá de su recorrido, gracias a que tiene el sistema de tracción dentro del bastidor. Por otro lado, el diseño realizado en este proyecto si ocupa una parte considerable antes y después del primer escalón (Ver figura 2.25), ya que es imposible ubicar el motor principal y las poleas en otro sitio. De este modo, el diseño de la plataforma salva – escalera de tracción por cable no es el indicado para espacios con pasillos reducidos al inicio y al final de la escalera.



Figura 3.7. Ejemplo de plataforma salva – escalera de tramo recto. (CASADO S.A, 2015)

3.4.2 Aspectos de seguridad

Este es el factor principal considerado para este proyecto, ya que el diseño debe ser seguro no solo para el usuario, sino también para las personas alrededor. La figura 1.11 muestra un esquema interno del mecanismo utilizado por el fabricante (Liffttechnik, 2015) el cual es el más utilizado por la mayoría de las empresas en la actualidad. El sistema corona – sinfín permite bloquear el desplazamiento del elevador incluso si existe algún fallo eléctrico o sobrecarga. Además, colocar el sistema de tracción dentro del bastidor lo hace inaccesible, por lo que es completamente imposible que ocurran accidentes por el contacto con cuerpos externos que puedan provocar atascamientos.

El diseño realizado en este proyecto contempla dicho escenario, por ello se colocaron cubiertas a los cables de tracción, reduciendo considerablemente el riesgo de accidentes. No obstante, estos cables de acero no pueden recubrirse por completo debido a las limitaciones inherentes en la instalación y el funcionamiento del equipo. Si bien se considera que dichas cubiertas cumplen con el objetivo de evitar accidentes, no son completamente herméticas en cuanto a objetos externos.

En cuanto al bloqueo del sistema por falla eléctrica o sobrecarga, el diseño plateado cumple exitosamente con dicha consideración al utilizar un motorreductor de sinfín – corona, por lo que un paro de emergencia no representa ningún peligro para el usuario, ni personas externas.

3.4.3 Análisis de elementos finitos

Los resultados obtenidos por el análisis de elementos finitos permitieron verificar la integridad estructural de los elementos más importantes del sistema. Esta herramienta fue de gran ayuda para refinar el diseño, pues hubo elementos que se rediseñaron a partir de los resultados obtenidos. La sección 3.11 muestra todos los elementos simulados, los cuales se analizan por medio de tres aspectos principales: esfuerzo equivalente de Von Mises, deformación total y factor de seguridad.

El esfuerzo equivalente de Von Mises permite observar el esfuerzo resultante en cada punto del mallado generado en el elemento a analizar. Es importante aclarar que todos sufren esfuerzos combinados, debido a su geometría, por lo cual resulta particularmente útil este estudio, evitando realizar un análisis particular de los esfuerzos en cada plano del espacio, y resumiéndolo en un solo resultado general. Dicho resultado se analiza por medio de un contorno de colores y una escala que puede apreciarse en las figuras de dicha sección. De este modo resulta sencillo observar las zonas más vulnerables y reforzarlas de ser necesario. Todos los elementos sufren esfuerzos relativamente bajos con respecto a la resistencia de los materiales seleccionados, y esto tiene relación directa con las fuerzas aplicadas, que no son magnitudes altas debido a que la referencia para la carga nominal es solamente una persona en silla de ruedas.

En cuanto a la deformación total, el elemento más crítico es el soporte vertical, con una deformación máxima mayor a 1 mm, lo cual es considerable. Esto se debe por dos razones estrechamente relacionadas, las cuales son: la fuerza aplicada y el tipo de soporte. Debido a que es un soporte autoportante, este solo se sujeta en la base por medio de pernos autoperforantes, lo cual se representa como una columna empotrada. No se colocó un soporte adicional debido a que se asumió que no habría una pared de ese lado, no obstante, todos los diseños que tengan una pared la utilizan para evitar tal deformación, por lo que dependerá netamente de la escalera. Con respecto a la normativa, esta deformación total no excede el límite definido por (ASME, 2020), que es de 3 mm, por lo que se considera un diseño seguro.

Finalmente, el factor de seguridad se utiliza para determinar si los elementos fallan y en qué proporción, relacionando los esfuerzos aplicados en cada punto y los esfuerzos máximos de cada elemento. De este modo, se verificó que en todos los elementos estructurales cumplan un factor de seguridad mínimo de 5, como recomendación de las normativas de consulta, pudiéndose lograr en su totalidad.

Cabe recalcar que los brazos de seguridad se diseñan a partir de fuerzas aplicadas que resulten en un factor de seguridad mayor a 1, sin especificar un valor mínimo, esto último se debe a que, en su funcionamiento usual, no experimentan fuerzas además de su

propio peso, y las fuerzas aplicadas para su diseño contemplan casos críticos debido a situaciones muy específicas.

3.4.4 Análisis económico

El elevador salva – escalera se considera como un producto que puede salir a la venta en el mercado ecuatoriano, lo cual es importante tener en cuenta para entender los resultados de las tablas de la sección 3.12. La tabla C.1 (Apéndice C) resume todos los costos directos, que son aquellos relacionados a los elementos que conforman el sistema, sin considerar cualquier costo relacionado con la transformación de los mismos. Esto último se refiere a los costos indirectos, resumidos en las tablas 3.10 y 3.11, las cuales corresponden al costo por mano de obra y al costo de un servicio anual de mantenimiento, respectivamente.

Por otro lado, los ingresos se determinaron por medio de la expectativa de ventas de este producto, en un año. El precio se determinó considerando una ganancia del 20% del coste de producción, mientras que la expectativa de venta se definió en 10 unidades. A partir de los costos e ingresos totales, se determinó una estrategia en la cual se realiza un préstamo al banco por el monto total de lo que costaría producir los 10 elevadores, dicha deuda se fijó para pagarse en un periodo de 6 años. De este modo se realiza un pago en el último año del total de la deuda, más intereses, lo que implica que en cada año de este periodo no se tomará en consideración pagar fracciones de la deuda.

Lo anterior mencionado puede observarse en la tabla C.2 (Apéndice C), donde se muestra el flujo de efectivo para dicho periodo, realizando un único pago por el total de la deuda en el último año. De este modo se permite generar ingresos por cada año de ventas y acumular suficientes activos para poder generar un negocio autosustentable.

Se obtuvo una tasa interna de retorno (TIR) del 7%, lo cual es relativamente baja con respecto a este tipo de proyectos, no obstante, permite definir un precio competitivo dentro del mercado, teniendo una mayor proyección de ventas a futuro, asumiendo que el equipo se popularice. Además, considerando que el valor actual es positivo, se aconseja la inversión.

En cuanto al precio del producto, este se muestra bastante competitivo con respecto a equipos similares en el mercado nacional, pero ofrece mayores ventajas dentro del contexto de plataformas de tramo recto. Primero, el elevador salva – escalera está diseñado para un trayecto de aproximadamente 7 metros, mientras que los equipos disponibles, con precios similares, toman como referencia entre 3 y 5 metros de trayectoria. Esto último significa que el precio aumentará para tramos mayores, debido a que se necesita mayor material y más horas de trabajo. Otra ventaja se refiere a los tiempos de entrega, mientras algunos equipos están disponibles para entregarse dentro de 3 meses, el elevador de tracción por cable cuenta con elementos disponibles en el mercado ecuatoriano, lo que implica una entrega inmediata. No obstante, el tiempo de instalación puede ser mayor, puesto a que es necesario ensamblar dichos componentes. Aun así, no se estima un tiempo de instalación mayor a 3 días (Protector mobility, 2022).

De manera adicional, se toma en consideración un servicio de mantenimiento anual para el equipo. Dicho servicio considera costos indirectos por mano de obra únicamente. Se puede observar en la tabla 3.18 que dicho servicio no genera ingresos, lo cual se debe a que el costo del mismo es el precio definido. Esto se realizó de esta manera como un incentivo para la compra del elevador, siendo un factor diferenciador dentro del mercado y sin afectar la tasa de retorno calculada.

Cabe recalcar que la cantidad de unidades vendidas se determinó a partir de un estudio realizado sobre el mercado de elevadores salva – escaleras, el cual indica un crecimiento entre el 2021 y 2026, esto debido al efecto que ha tenido la pandemia de COVID – 19 sobre adultos mayores, limitando su movilidad por enfermedad o encierro. Además, se estima que para el 2050, un sexto de la población total del mundo tenga una edad mayor a 65 años, lo que implica un crecimiento considerable de posibles consumidores (Mordor Intelligence, 2022).

Capítulo 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1.1 Conclusiones

- El diseño de este mecanismo permite la movilización de personas en silla de ruedas dentro de un hogar con una escalera recta, sin tener que realizar modificaciones permanentes y sin limitar el uso de dicha escalera, considerando un caso general que pueda adaptarse fácilmente a un escenario real.
- Las dimensiones generales de la estructura de la base y del bastidor se definieron considerando el ancho mínimo de una escalera según estándares ecuatorianos, lo que quiere decir que no son definitivas, y, según (UNE, 2021), pueden ajustarse hasta un ancho de 750 mm dependiendo del espacio disponible, de tal forma que pueda darse mayor comodidad al usuario.
- El precio del elevador salva – escalera puede competir con productos ya posicionados en el mercado internacional, en Ecuador, se presenta como una alternativa atractiva, pues el costo de adquisición es menor con respecto a elevadores para trayectos igual de largos, además de poder entregarse en cortos periodos de tiempo, al evitar trámites de importación, como consecuencia de no existir una producción local de dicho sistema.
- A partir de los resultados obtenidos por el análisis de elementos finitos, se concluye que la mejor geometría para el codo de unión entre la plataforma y el bastidor es con una geometría triangular, en base al factor de seguridad mínimo. En cuanto al resto de componentes, el diseño de forma fue acertado al cumplir con los requerimientos mínimos de seguridad según las normativas de consulta.

4.1.2 Limitaciones

- El sistema de tracción por cable no permite que el elevador siga tramos curvos, por lo que el diseño presentado funciona únicamente para escaleras rectas.

- Se debe considerar un espacio adicional antes y después del trayecto a realizar por el elevador, ya que el motor principal y la polea tensora están ubicados allí, lo que significa que no se podrá adaptar el diseño a todas las viviendas.

4.1.3 Recomendaciones

- Se recomienda seleccionar una escalera en particular dentro de una residencia para el dimensionamiento del elevador, de tal modo que las medidas del sistema se adapten a cada caso.
- Para la instalación del sistema se recomienda montar previamente los motores al bastidor, así como las planchas y las uniones de la base, de tal forma que se ahorre tiempo de trabajo y se disminuyan los costos.
- Realizar un programa de mantenimiento detallado para los motores y rodamientos, así como realizar evaluaciones periódicas de los demás elementos con el fin de determinar su estado actual y hacer cambios de ser necesario, alargando la vida útil del sistema.
- Utilizar procesos de maquinado tradicionales para la fabricación de piezas como los rodillos y ejes, y solo utilizar equipos de control numérico (CNC) si se plantea una producción en masa.

4.1.4 Trabajo futuro

- Diseñar un sistema de producción a gran escala que pueda permitir reducir el costo de venta del producto, manteniendo los estándares de seguridad definidos en este proyecto.
- Explorar opciones para la fabricación local de algunas piezas mecánicas cuya disponibilidad en el mercado pueda verse limitada.
- Diseñar el sistema de control y cableado eléctrico.

BIBLIOGRAFÍA

- Acosta Maldonado, M. E., & Peciña Lopez, D. (29 de Marzo de 2022). *Mejorando vidas en Ecuador: Vivienda social inclusiva*. Obtenido de <https://blogs.iadb.org/ciudades-sostenibles/es/mejorando-vidas-en-ecuador-vivienda-social-inclusiva/>
- AGMA. (1992). *Practice for enclosed cylindrical wormgear speed reducers and gearmotors*. Alexandria.
- Ascensores Excelsior. (2020). *Tipos de salvaescaleras y sus principales características*. Obtenido de <https://www.grupoexcelsior.com/tipos-de-salvaescaleras-y-sus-principales-caracteristicas/>
- ASME. (2020). *Safety Standard for Platform Lifts and Stairway Chairlifts*. New York.
- Bernio. (2022). *Bernio*. Obtenido de Gear Motor MVR 737 30 Q26.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- Cables de Acero. (2022). *Grapa Cables de Acero*.
- Cargo Flet Blasant. (2022). Cable.
- CASADO S.A. (2015). Obtenido de Plataforma salvaescalera Casado 90R: <https://docplayer.es/15769965-Plataforma-salvaescaleras-casado-90-r.html>
- Cien, F. (15 de Octubre de 2012). *La movilidad y deterioro cognitivo*. Obtenido de <http://blog.fundacioncien.es/index.php/2012/10/la-movilidad-y-deterioro-cognitivo/>
- CONADIS. (25 de Septiembre de 2012). *LEY ORGÁNICA DE DISCAPACIDADES*. Obtenido de https://www.consejodiscapacidades.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2014/02/ley_organica_discapacidades.pdf
- CONADIS. (Junio de 2020). *Más de 266.000 personas con discapacidad en situación vulnerable han recibido apoyo integral por parte del gobierno*. Obtenido de <https://www.consejodiscapacidades.gob.ec/mas-de-266-000-personas-con-discapacidad-en-situacion-vulnerable-han-recibido-apoyo-integral-por-parte-del-gobierno/#:~:text=Según%20datos%20de%20la%20Secretaría,de%20pobreza%20y%20pobreza%20extrema.>
- CONADIS. (Enero de 2022). *Estadística de discapacidad*. Obtenido de <https://www.consejodiscapacidades.gob.ec/estadisticas-de-discapacidad/>

- DIPAC. (2022). *Tubo estructural redondo*. Obtenido de <https://dipacmanta.com/producto/tubos/tubo-estructural/tubo-estructural-redondo-negro/>
- DISMETAL. (2022). <https://dismetal.ec/productos/planchas/laminadas-en-caliente/1220-x-2440>.
- Egea, C., & Saribia, A. (2004). *VISIÓN Y MODELOS CONCEPTUALES DE LA DISCAPACIDAD*. Obtenido de https://www.um.es/discatif/METODOLOGIA/Egea-Sarabia_modelos.pdf
- Farina, A. L. (2018). Motores eléctricos trifásicos: usos, componentes y funcionamiento. 5.
- Flexiforce. (2022). *Tambor para cable*. Obtenido de <https://catalogue.flexiforce.com/es/en-el-eje/tambores-para-cables/ff05nl8.html>
- FreeLifeStyle. (2015). *Arco Lift La Plataforma Salvaescalera*. Obtenido de <https://docplayer.es/9248027-La-plataforma-salvaescalera.html>
- Fundación de red de energía - BUN - CA. (marzo de 2010). Buenas prácticas en eficiencia energética. *Motores Eléctricos*, 16.
- HighAqua. (2020). *Manguera plana de lona*. Obtenido de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/3-inch-Canvas-surface-rubber-fire-647633316.html>
- Importaciones Ecuador. (11 de Enero de 2022). *Impratación de bienes para discapacitados*. Obtenido de <https://www.importacionesecuador.com.ec/despacho-aduanero/importacion-de-bienes-para-discapacitados/>
- INEN. (2016). *Accesibilidad de las personas al medio físico. Circulaciones verticales. Escaleras. Requisitos*. Quito.
- Ingemecanica. (2022). *Medidas Normalizadas para Tornillos y Tuercas*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutoriales/tornillos.html>
- IPAC. (2019). *Catalogo IPAC, Productos y Servicios*. Obtenido de http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC_2019.pdf
- IPAC. (2019). *ipac-acero*. Obtenido de Catalogo IPAC: http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC_2019.pdf

- KMX Industrial Equipment. (17 de mayo de 2022). *Carrete retráctil*. Obtenido de <https://www.kmx.cl/product/carrete-retractil-para-manguera/#tab-id-2>
- Liffttechnik, L. (2015). *Manual de usuario - Sillas sube escaleras ALPHA*.
- Lincoln Electric. (2022). *ELECTRODO REVESTIDO (SMAW) E 7018*. Obtenido de https://www.lincolnelectric.com/assets/global/Products/Consumable_StickElectrodes-MildandLowAlloySteels-BajoHidrogeno-E7018/E7018_es-co.pdf
- Lozano Monge, J., & Soria López, F. (30 de abril de 2014). *Mecanismos*. Obtenido de https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/52_tornillo_sinfncorona.html
- MargieLift. (2015). *La silla salvaescalera*.
- Miravete, A., & Larrodé, E. (2007). *Elevadores: Principios e Innovaciones*. Obtenido de <https://books.google.com.pe/books?id=BsaqGTRli58C&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false>
- Montanari Group. (2022). *montanarigiulio.com*. Obtenido de <https://www.montanarigiulio.com/wp-content/uploads/2019/10/Montanari-Diverting-Pulley-TAB60.pdf>
- Mordor Intelligence. (2022). *Mercado de elevadores de escaleras: crecimiento, tendencias, impactor de COVID-19 y pronósticos 2022 - 2027*. Obtenido de <https://www.mordorintelligence.com/es/industry-reports/stair-lift-market>
- NEC. (2019). *Accesibilidad Universal (AU)*.
- Norton, R. (2011). *Diseño de máquinas*. México: Pearson.
- NTN. (2022). *NTN corporation*. Obtenido de Rodamiento de Bolas y Rodillos CAT. NO. 2202-&/S.
- OEPM. (20 de Julio de 2012). *OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS*. Obtenido de Salvaescaleras: http://www.oepm.es/pdf/ES/0000/000/02/38/52/ES-2385282_T3.pdf
- OEPM. (14 de Febrero de 2012). *OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS*. Obtenido de SILLA SALVAESCALERAS: <https://patentimages.storage.googleapis.com/a9/25/a7/b15322e7e14da7/ES2374207T3.pdf>
- OMS. (22 de Mayo de 2001). *Definición de Discapacidad*. Obtenido de Clasificación-CIF-Tipos-de-Discapacidad:

https://www.mintrabajo.gob.gt/images/Servicios/DEL/Informe_del_Empleador/Clasificación-CIF-Tipos-de-Discapacidad_CIF.pdf

Protector mobility. (2022). *Elevadores de plataforma para sillas de ruedas*. Obtenido de <http://www.protor.com.ec>

Reco Elevaciones. (5 de junio de 2022). *Preguntas frecuentes sobre sillas salvaescaleras*. Obtenido de <https://elevacionesreco.com/blog/preguntas-frecuentes-sillas-salvaescaleras/#:~:text=incómoda%20al%20sentarse,-¿Cuál%20es%20la%20vida%20útil%20de%20un%20salvaescaleras%3F,entre%2010%20y%2015%20años>.

Rodavigo S.A. (2022). *Rodavigo Rodamientos Vigo*.

Rossi. (2022). *Motorreductores coaxiales*.

Secretaría de inclusión social. (Enero de 2016). *Direcciones y teléfonos de organizaciones de personas con discapacidad*. Obtenido de https://issuu.com/ifpoveda/docs/directorio_discapacidad

Siemens. (2015). *Motorreductor sinfín-corona S Instrucciones de servicio resumidas*. agosto.

Stannah. (19 de noviembre de 2020). *Dimensiones y medidas mínimas para las plataformas salvaescaleras*. Obtenido de <https://www.stannah.es/recursos/dimensiones-plataformas-salvaescaleras/>

Stopher, A. B., & Suffolk, E. (17 de Abril de 1985). *Europa Patente nº 84302981.0*. Recuperado el 23 de Octubre de 2022, de <https://data.epo.org/publication-server/document?iDocId=227834&iFormat=2>

Transtencia. (16 de Diciembre de 2022). *Transtencia Transmision de Potencia S.A.*

UNE. (Junio de 2021). *Nuevas normas y proyectos*. Obtenido de UNE-EN 81-40: *Salvaescaleras y plataformas elevadoras inclinadas para el uso por personas con movilidad reducida*: <https://revista.une.org/37/salvaescaleras-y-plataformas-elevadoras-inclinadas-para-el-u.html>

APÉNDICES

APÉNDICE A: ASPECTOS, REQUERIMIENTOS Y CÁLCULOS DE DISEÑO

Tabla A.1. Análisis de aspectos generales y su relación con cada una de las alternativas de solución.

Aspectos	Relación
Salud publica	Todas las alternativas permiten a personas con movilidad reducida, recuperar significativamente su independencia dentro de sus hogares.
	Todas las alternativas disminuyen la susceptibilidad de personas con movilidad reducida, ante situaciones de emergencia.
Aspectos globales	Todos los sistemas de tracción están conformados por elementos mecánicos comunes (material y tamaño), lo que permite su construcción en cualquier parte del mundo.
	Se utiliza parámetros de diseño estándares, por lo que es adaptable, y por ende, comercializable alrededor de todo el mundo.
Aspectos ambientales	Ninguna alternativa ocasiona contaminación directa con el ambiente, al estar en un entorno residencial.

	El material predominante de los elementos mecánicos que conforman todos los sistemas es acero.
Seguridad	Todas las alternativas cuentan con estándares de seguridad basados en normas internacionales (espacio a ocupar, velocidad, inclinación, etc).
	En los tres sistemas, tanto el motor como las guías cuentan con sistemas de frenado de emergencia, así como botones de parada de emergencia de fácil acceso.
Aspectos culturales	Ninguna alternativa tiene relación con aspectos culturales.
Bienestar	Todas las alternativas ofrecen mejorar el estilo de vida de personas con movilidad reducida, que no puedan utilizar escaleras.
	Todas las alternativas mejoran la movilidad de las personas que lo requieran, disminuyendo el riesgo de deterioro mental.
Aspectos sociales	Ninguna alternativa tiene relación con conductas sociales.

Tabla A.2. Requerimientos del proyecto a partir de aspectos específicos.

Aspecto específico	Requerimiento
Aspectos técnicos	La escalera cumpla con las dimensiones mínimas propuestas en la normativa ecuatoriana de construcción.

	<p>La salva escalera debe cumplir con normativa de ASME 17.1 dentro de los aspectos de diseño, con el fin de dimensionar adecuadamente el mecanismo y seleccionar los componentes necesarios para su funcionamiento.</p>
	<p>El diseño del sistema requiere cumplir normativa NTE INEN 2249 de accesibilidad de las personas al medio físico.</p>
<p>Aspectos económicos</p>	<p>El costo del sistema tiene que ser competente con el mercado actual.</p>
<p>Aspectos de seguridad</p>	<p>La velocidad de movimiento de la plataforma debe cumplir la disposición de seguridad propuesta en la normativa a utilizar.</p>
	<p>La plataforma debe contar con un seguro que evite que la integridad física de las personas que usan silla de ruedas se vea expuesta con el movimiento de la plataforma, además de contar con agarraderas.</p>
	<p>Ante un posible paro del sistema la plataforma debe contar con un freno que evite su caída.</p>
<p>Aspectos globales</p>	<p>Los componentes y materiales por usar deben encontrarse, en su mayoría, en el mercado nacional con el fin de asegurar su construcción sin restricción alguna.</p>

PLATAFORMA

Para el dimensionamiento de los tubos cuadrados se evaluó el elemento más crítico, siendo este el número 1, al momento en el que la persona se sube o se baja de la plataforma.

La figura A.1 muestra el diagrama de cuerpo libre de dicho elemento estructural.

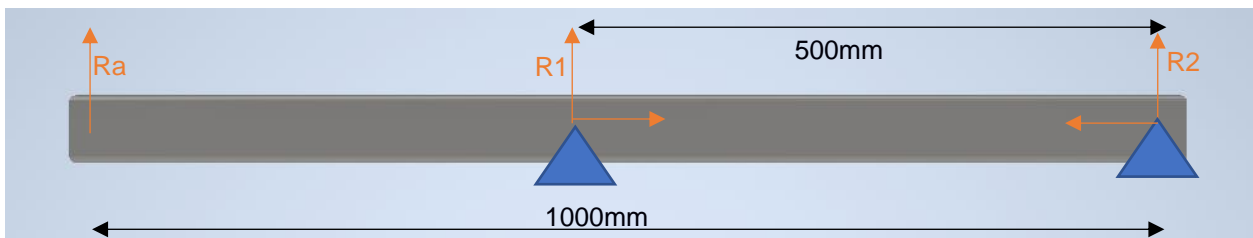


Figura A.1 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1

Donde:

R_a : Reacción en el elemento 2 como resultado de soportar la carga nominal en el centro.

R_1 : Reacción entre el elemento 1 y el elemento 3.

R_2 : Reacción entre el elemento 1 y el elemento 4.

Para el cálculo de estas reacciones se aplican las fórmulas 1.11 y 1.12 de equilibrio estático. Primero, para determinar R_a , se analiza el elemento 2 mediante el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura A.2.

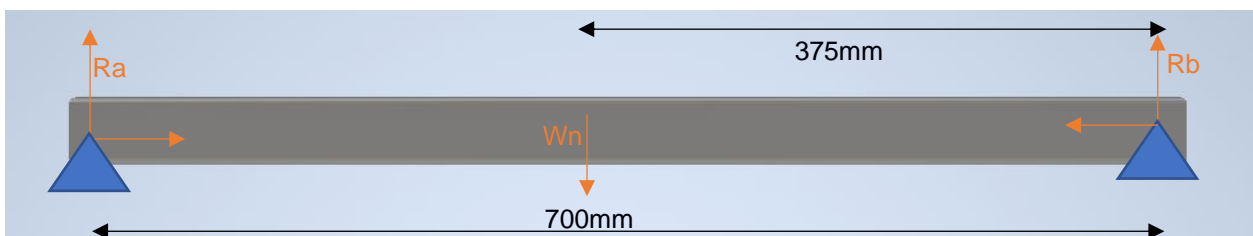


Figura A.2. Diagrama de cuerpo libre del elemento 2

Donde:

R_b : Reacción en el extremo derecho del elemento.

W_n : Carga nominal

Aplicando la fórmula 1.11 se obtiene:

$$\sum F_y = R_a + R_b - W_n = 0$$
$$R_a + R_b = W_n \quad (\text{A.1})$$

Con esta información se realiza el diagrama de cortante máximo y momento flector, a partir del cual se obtiene el momento flector máximo que sufre el elemento estructural.

Reemplazando la fórmula 1.2 en la ecuación 1.1 se obtiene

$$\eta = \frac{S_y * I}{M * c} \quad (\text{A.2})$$

Donde la inercia se define en la ecuación A.3, tal que:

$$I = \frac{S}{c} \quad (\text{A.3})$$

Donde:

S: Modulo de sección elástico.

c: Distancia al eje neutro del elemento.

Reemplazando la fórmula A.3 en la A.2, y despejando el módulo de sección elástico y se obtiene la ecuación A.4.

$$S = \frac{\eta * M}{S_y} \quad (\text{A.4})$$

El material de los tubos cuadrados es SAE J 403 grado 1008 (Ver figura D.5), según disponibilidad en el mercado ecuatoriano. Además, el factor de seguridad a utilizar es de 5, según la normativa (UNE, 2021). Se utilizará este perfil para toda la estructura de la base.

REEMPLAZO

Aplicando la ecuación A.1 al elemento 2, y tomando como referencia las variables mostradas en la figura A.2, se obtienen las reacciones en los extremos, tal que:

$$R_a = R_b = \frac{W_n}{2} = \frac{2452.5 \text{ N}}{2} = 1226.25$$

Así, se realiza el diagrama de fuerza cortante y momento flector del elemento 1, a partir del diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura A.1.

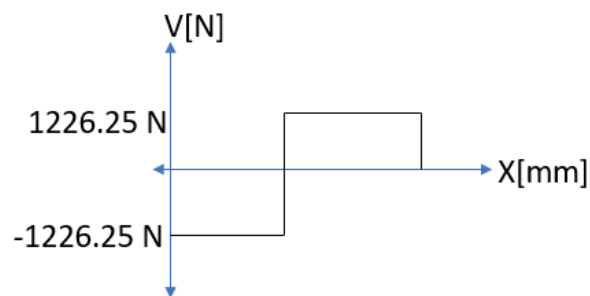


Figura A.3. Fuerza cortante que sufre la sección crítica de la plataforma

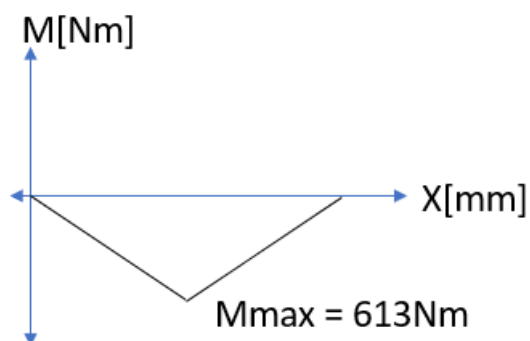


Figura A.4. Momento flector que sufre la sección crítica de la plataforma

Del último diagrama, se obtiene un momento máximo de 613 Nm.

Sabiendo que el módulo de fluencia es de 285MPa, y con la información descrita en la sección 2.4.2, se obtiene el módulo de sección elástico aplicando la ecuación A.4:

$$S = \frac{\eta * M}{S_y} = \frac{5 * 613Nm}{285x10^6Pa} = 10.75cm^3$$

Del catálogo de IPAC se aprecia que el tubo cuadrado que mejor se ajusta a este valor es el de 60mmx3mm, sin embargo, de manera local, solamente se comercializa a partir de 75mmx2mm, el cual tiene un valor de módulo de sección elástico de $13.47cm^3$ (Ver figura E.1). Así, el factor de seguridad resultante es el siguiente:

$$\eta = \frac{S * S_y}{M} = \frac{1.347x10^{-5}m^3 * 285x10^6Pa}{613Nm} = 6$$

Se confirma entonces que el tubo cuadrado de 75mmx2mm seleccionado es el correcto para la construcción de la estructura de la plataforma.

MECANISMO DE PLEGADO DE LA PLATAFORMA

Las dimensiones de la rampa están definidas por la normativa americana (ASME, 2020), donde el largo debe ser 8 veces el alto de la plataforma. Sabiendo que este último valor es de 75 mm, entonces el largo de la rampa es de 600 mm. Se conoce que la densidad del material es de $8.25x10^{-6} \frac{Kg}{mm^3}$, según el mismo catálogo.

La figura A.5 muestra el detalle de las medidas de la rampa, con lo que es posible calcular el peso a partir de la ecuación A.5

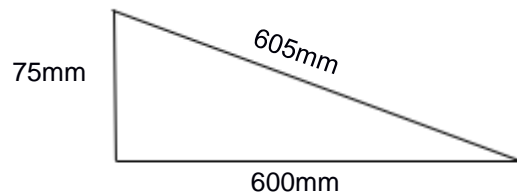


Figura A.5. Detalle de medidas de la rampa.

$$W_{plancha} = \rho_{plancha} * V_{plancha} * \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \tag{A.5}$$

Donde:

$W_{plancha}$: Peso total de las planchas.

$\rho_{plancha}$: Densidad del material de la plancha.

$V_{plancha}$: Volumen de las planchas

El peso de la estructura de la plataforma está definido por la ecuación A.6

$$W_{estructurab} = W_{miembros} * L \quad (\text{A.6})$$

Donde:

$W_{estructurab}$: Peso de la estructura de la base.

$W_{miembros}$: El peso de los elementos por unidad de longitud.

L : Longitud total de todos los elementos.

Así, el peso total de la base está dado por la ecuación A.7.

$$W_{base} = W_{plancha} + W_{estructurab} \quad (\text{A.7})$$

Donde:

W_{base} : Peso total de la base.

Finalmente, la potencia requerida del motorreductor se define con la ecuación 1.3 y 1.4, siguiendo el detalle de la figura A.7. Así, se tiene que:

$$P_{mb} = T_b * \omega_b = W_{base} * D_{base} * \omega_b \quad (\text{A.8})$$

Donde:

P_{mb} : Potencia del motor de la base.

ω_b : Velocidad de giro de plegado de la base.

W_{base} : Peso total de la base.

D_{base} : Distancia entre la posición del peso hasta el punto de plegado de la base.

La potencia real se calcula a partir de la ecuación A.9, tomando en consideración un factor de eficiencia de 0.75 para este tipo de motorreductores (Fundación de red de energía - BUN - CA, 2010).

$$P_{mbreal} = \frac{P_{mb}}{F} \quad (\text{A.9})$$

Donde:

F: Factor de eficiencia.

REEMPLAZO

Conociendo las dimensiones de las planchas que conforman las rampas y la superficie de la plataforma se obtiene el peso total de la plataforma a partir de la ecuación A.7. Cabe recalcar que las características de las planchas mencionadas se obtienen a partir del catálogo del proveedor (Dismetal, 2022), mostrada en la figura E.2.

$$W_{base} = 161.12 + 132.73 + 113.35 + 36.49 \text{ N} = 443.69 \text{ N}$$

Definida la velocidad angular, en la sección 2.4.3, se obtiene la potencia necesaria para el motor que realiza el giro. Aplicando la ecuación A.8 se obtiene:

$$P_{mb} = 443.69 \text{ N} * 0.485 \text{ m} * 3.14 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 675.69 \text{ W}$$

La potencia real, a partir de la ecuación A.9 es:

$$P_{mbreal} = \frac{675.69 \text{ W}}{0.75} = 0.90 \text{ KW} = 1.21 \text{ HP}$$

Se buscó un motor cuyas dimensiones físicas permitieran ubicar el eje por lo que se selecciona un motor de 1.5 HP, con un giro de 30 rpm, del proveedor (Transtencia, 2022).

MECANISMO DE PLEGADO DE RAMPAS

El centro del tambor se ubicó a 735 mm desde la superficie de la base, de tal forma que pueda acomodarse correctamente entre el motor de plegado de la base y el travesaño del bastidor. El punto de sujeción del cable está ubicado a la mitad de la rampa, por lo que es posible determinar el ángulo de la dirección de la fuerza de tensión del cable por medio de la función trigonométrica tangente, a partir del detalle mostrado en la figura A.6.

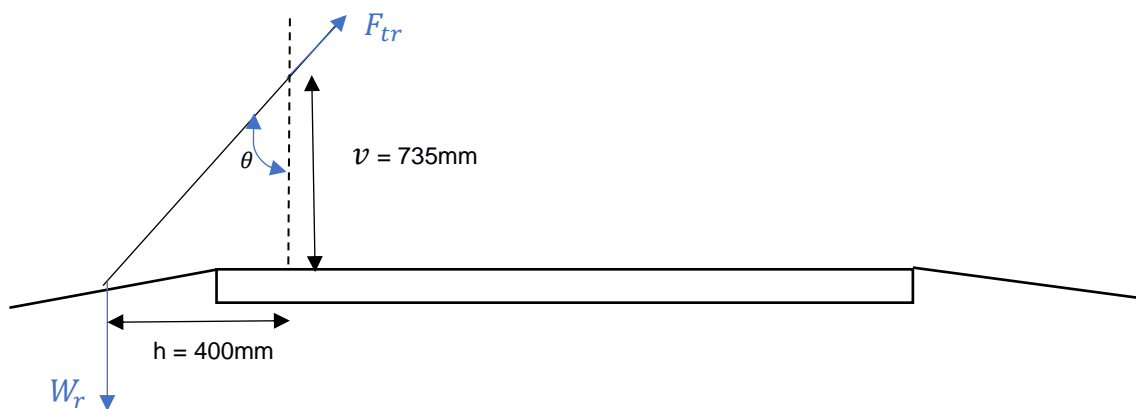


Figura A.6. Detalle de medidas y fuerza sobre una rampa.

así, el ángulo de inclinación es:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{h}{v}\right) \quad (\text{A.10})$$

Donde:

h: Componente horizontal desde tambor hasta el punto de sujeción con la rampa.

v: Componente vertical desde tambor hasta el punto de sujeción con la rampa.

En la figura A.6 se muestra la fuerza de tensión a lo largo del cable, y el peso de la rampa ubicado en el punto de sujeción. En este orden de ideas, la fuerza de tensión necesaria para elevar la rampa es la componente del peso de la misma, proyectada un ángulo θ . Se utilizó la ecuación A.11 para determinar dicha fuerza de tensión.

$$F_{tr} = \eta * \frac{W_r}{\cos \theta} \quad (\text{A.11})$$

Donde:

F_{tr} : Fuerza de tensión del cable.

W_r : Peso de la rampa.

θ : Angulo de inclinación con respecto a la vertical.

η : Factor de seguridad

Considerando un factor de seguridad de 5, según la normativa (ASME, 2020), se seleccionó un cable de acero a partir de su carga de rotura tabulada.

Para la selección del motorreductor que girará el tambor, se utilizó la ecuación 1.3 y 1.4, tomando en consideración la fuerza de tensión ejercida a una distancia igual al radio de la polea. Además, la velocidad angular se fija a 6 rpm ya que es la velocidad del motor que se puede encontrar en el mercado.

$$P_{mc} = T_c * \omega_t = F_{trreal} * R_{tambor} * \omega_t \quad (\text{A.12})$$

Donde:

P_{mc} : Potencia de motorreductor para plegado de rampa.

T_c : Torque ejercido por el cable.

ω_t : Velocidad de giro del tambor.

R_{tambor} : Radio del tambor.

Tomando en consideración el factor de eficiencia se tiene la potencia real:

$$P_{mcreal} = \frac{P_{mc}}{0.75} \quad (\text{A.13})$$

REEMPLAZO

De la ecuación A.10 se obtiene el ángulo de inclinación de la fuerza del cable, como se muestra en la figura A.6:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{400 \text{ mm}}{735 \text{ mm}}\right) = 28.56^\circ$$

Así, la fuerza de tensión para un cable se obtiene a partir de la ecuación A.11:

$$F_{tr} = 5 * \frac{56.67 \text{ N}}{\cos(28.56)} = 322.61 \text{ N}$$

Del catálogo del proveedor (Cargo Flet Blasant, 2022), se selecciona un cable de 3mm de diámetro (Ver figura E.5), con una carga a la rotura de 6.4 KN, con el cual se obtiene un factor de seguridad de 15. A partir del diámetro del cable, se selecciona un tambor de enrollamiento, obtenido del catálogo del proveedor (Flexiforce, 2022), cuyas dimensiones generales se muestran en la figura E.4.

En cuanto al motorreductor que estará conectado al tambor, se aplica la ecuación A.12, para obtener la potencia nominal, y la ecuación A.13 para determinar la potencia real, tal que:

$$P_{mc} = \frac{56.67 \text{ N}}{\cos(28.56)} * 0.0575 \text{ m} * 0.63 \text{ rad/s} = 2.33 \text{ W}$$

$$P_{mcreal} = \frac{2.33 \text{ W}}{0.75} = 3.11 \text{ W}$$

Del catálogo de (Bernio, 2022) se selecciona un motor MVR 737 30 Q 26 de ratio 640, con una velocidad de giro de 6 rpm (Ver figura E.6).

BRAZOS DE SEGURIDAD

Aplicando la primera condición, se ubica la fuerza de 300N en el punto más alejado con respecto a la base del brazo, como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la figura A.7.

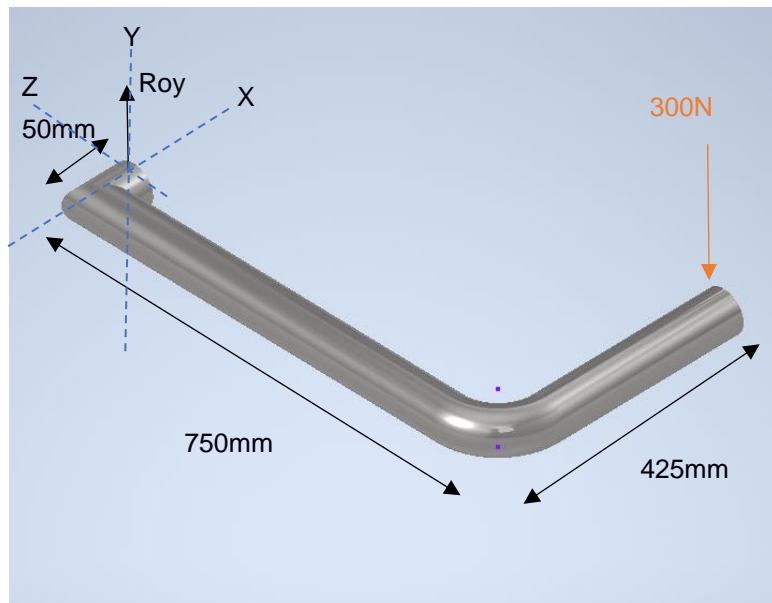


Figura A.7. Diagrama de cuerpo libre del brazo y detalle de punto más crítico.

De este modo, el punto más crítico se ubica en la base de esta estructura, donde sufre una combinación de esfuerzos, torsor y flector. Aplicando la ecuación 1.2 se calculó el esfuerzo de flexión, mientras que el esfuerzo torsor se calculó a partir de la ecuación A.14.

$$\tau_o = \frac{T_o * r}{J} \quad (\text{A.14})$$

Donde:

T_o : Torque generado por la carga.

r : Radio de la sección transversal del brazo.

J : Momento polar de inercia de la sección transversal.

Para determinar el esfuerzo resultante, se aplicó la teoría de Von Misses, definida en la ecuación A.15.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_y^2 - \sigma_o\sigma_y + 3\tau_o^2} \quad (\text{A.15})$$

Donde:

σ_o : Esfuerzo de flexión generado en el eje z.

σ_y : Esfuerzo de flexión generado en el eje y.

τ_o : Esfuerzo de torsión generado.

El módulo de sección elástico se determinó aplicando la ecuación A.4.

Luego, se procedió a verificar la segunda condición, ubicando una fuerza de 1000[N] paralela al eje Y, como se muestran en el diagrama de cuerpo libre de la figura A.8

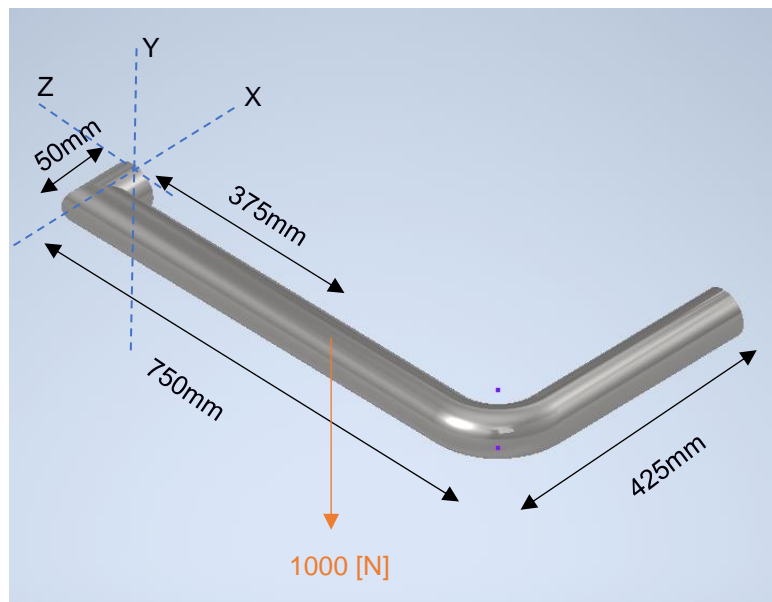


Figura A.8. Diagrama de cuerpo libre del brazo con carga vertical de 1000 [N].

De manera similar al primer caso, se encontró que el punto crítico está ubicado en la base del brazo, donde se generan esfuerzos combinados, y, de manera más específica,

se tiene esfuerzo torsor a lo largo del eje X, mientras que en los ejes Z e Y, la sección sufre esfuerzos de flexión.

Así, los esfuerzos flectores se calcularon a partir de la ecuación 1.2, mientras que el esfuerzo torsor se determinó a partir de la ecuación A.14. Luego, aplicando la teoría de Von Misses (Ec. A.15) fue posible determinar el esfuerzo equivalente necesario para calcular el módulo de sección elástico, por medio de la ecuación A.15.

Finalmente, se evaluó la última condición, ubicando la fuerza de 1000[N] paralelo al eje X, como se muestra en la figura A.9. En este caso solo se produce un esfuerzo flector alrededor del eje Y, pudiéndose calcular a partir de la ecuación 1.2. A partir de esto, se aplica directamente la ecuación A.4 para determinar el módulo de sección elástico.

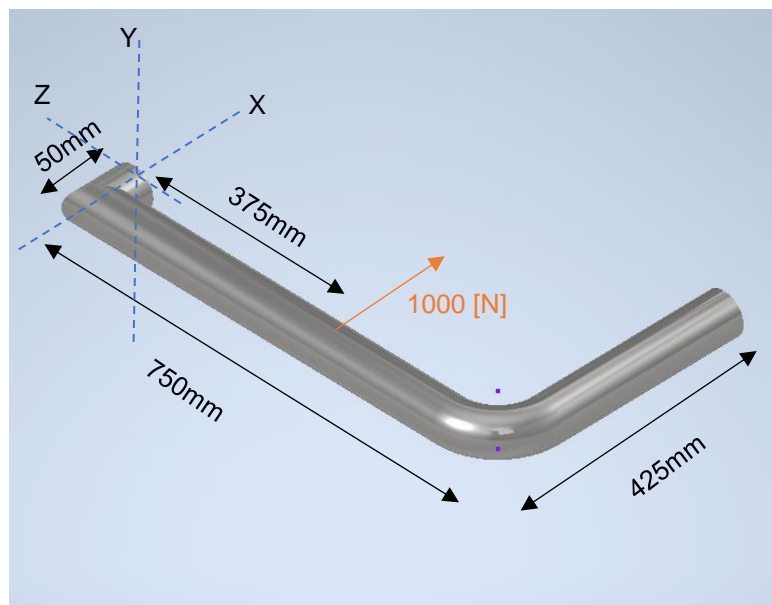


Figura A.9. Diagrama de cuerpo libre del brazo con carga horizontal de 1000 [N].

REEMPLAZO

Para verificar la primera condición, descrita en la sección 2.4.5, se determina, utilizando la ecuación 1.12 con magnitudes vectoriales, el momento y el torque producido sobre la base del brazo. Se utiliza el sistema de referencia mostrado en la figura A.7.

$$M_{T_0} = \vec{r}_x \vec{F} = (750\hat{k} - 375\hat{i})\text{mm} \times (-300\hat{j})\text{N} = (225\hat{i} + 112.5\hat{k})\text{Nm}$$

Donde la primera componente vectorial representa el torque, y la segunda el momento.

Luego, se procede a determinar el esfuerzo producido por el momento flector en variable del módulo de sección elástico, a partir de la ecuación 1.2, de la cual se obtiene la ecuación A.16

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_o * C}{I} \\ \sigma_o &= \frac{M_o}{S}\end{aligned}\tag{A.16}$$

Donde:

σ_o : Esfuerzo flector para el cálculo de Von Misses

Reemplazando la magnitud del momento obtenido, se tiene la expresión del esfuerzo flector para este caso particular, descrito en la ecuación A.17:

$$\sigma_o = \frac{112.5 Nm}{S}\tag{A.17}$$

En cuanto al esfuerzo torsor, se determina la ecuación A.18 a partir de la ecuación A.14, reemplazando la magnitud del torque obtenido:

$$\tau_o = \frac{225 Nm}{S}\tag{A.18}$$

La ecuación A.19 muestra el esfuerzo de Von Misses que se obtiene al reemplazar la ecuación A.17 y A.18 en la ecuación A.15:

$$\sigma' = \frac{405.61 Nm}{S}\tag{A.19}$$

Se procede a despejar el diámetro usando un factor de seguridad de 5 según la normativa (ASME, 2020), aplicando la ecuación 1.1:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{285 \times 10^6 \text{ Pa} * S}{405.61}$$

$$S = \frac{405.61 * 5}{285 \times 10^6 \text{ Pa}} = 7.116 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 7.12 \text{ cm}^3$$

Por lo cual se escoge el tubo de 64 mm de diámetro y 3 mm de espesor del catálogo (IPAC, 2019), mostrado en la figura E.7.

Se verifica ahora para la carga de 300 aplicada en la cara del punto crítico de la tubería, donde se tiene:

$$M_{T_o} = \vec{r} \times \vec{F} = (750\hat{k} - 375\hat{i})\text{mm} \times (300\hat{i})\text{N} = (225\hat{j})\text{Nm}$$

Luego, se determina el esfuerzo.

$$\sigma_{M_o} = \frac{225\text{Nm}}{8.24 \text{ cm}^3} = 27.31\text{MPa}$$

Dado que no se generaron más esfuerzos a partir de la fuerza, no hace falta calcular esfuerzo equivalente de Von Mises, por lo tanto, el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{M_o}} = \frac{285\text{MPa}}{27.31\text{MPa}} = 10.43$$

De manera similar, para la segunda condición descrita en la norma (UNE, 2021), se determinó la magnitud vectorial del momento producido por la fuerza, tal que:

$$M_{T_o} = \vec{r} \times \vec{F} = (375\hat{k} + 50\hat{i})\text{mm} \times (-1000\hat{j})\text{N} = (375\hat{i} - 50\hat{k})\text{Nm}$$

Donde la última componente representa un momento flector y el primero un momento torsor.

Aplicando la ecuación A.16 y A.14, se obtienen las magnitudes de los esfuerzos flector y torsor, utilizando el mismo sistema de referencia.

La magnitud del esfuerzo flector en Z es:

$$\sigma_{Mo} = \frac{-50Nm}{8.24 \text{ cm}^3} = -6.07MPa$$

La magnitud del esfuerzo torsor producido en X es:

$$\tau_{ox} = \frac{375Nm}{8.24 \text{ cm}^3} = 45.51MPa$$

Reemplazando los resultados en la ecuación A.15, se obtiene un esfuerzo Von Misses de:

$$\sigma' = 78.59 MPa$$

Así, el factor de seguridad que se obtiene, a partir de la ecuación 1.1 es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{285MPa}{78.59MPa} = 4$$

En cuanto a la tercera condición, se sigue el mismo procedimiento realizado Magnitud vectorial del momento producido por las fuerzas:

$$M_{To} = \vec{r}_x \vec{F} = (375\hat{k} + 50\hat{i})mm \times (1000\hat{i})N = (375\hat{j})Nm$$

Luego, se determina el esfuerzo.

$$\sigma_{Mo} = \frac{375Nm}{8.24 \text{ cm}^3} = 45.51MPa$$

Dado que no se generaron más esfuerzos por a partir de la fuerza, no hace falta calcular esfuerzo equivalente de Von Misses, por lo tanto, el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{Mo}} = \frac{285MPa}{45.51MPa} = 6$$

MECANISMO DE PLEGADO DE BRAZOS DE SEGURIDAD

Para la selección del motor que realiza el giro de los brazos, se toma en cuenta únicamente el peso del mismo, ubicado a la mitad del largo del brazo. Conociendo el peso a partir del catálogo de (IPAC, 2019), y la velocidad angular, definidas en la sección 2.4.6, se aplican las ecuaciones A.8 y A.9 para determinar la potencia del motorreductor del cual se obtiene una potencia real de 8.35 W. Del catálogo de (Bernio, 2022) se selecciona un motor MVR 737 30 Q 26 de ratio 1280, con una velocidad de giro de 2.8 rpm.

BASTIDOR

Para su dimensionamiento, se modeló el elemento estructural más crítico, según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura A.10. Dicho elemento es aquel que soporta un tercio de la carga total y que sirve de apoyo para los rodillos.

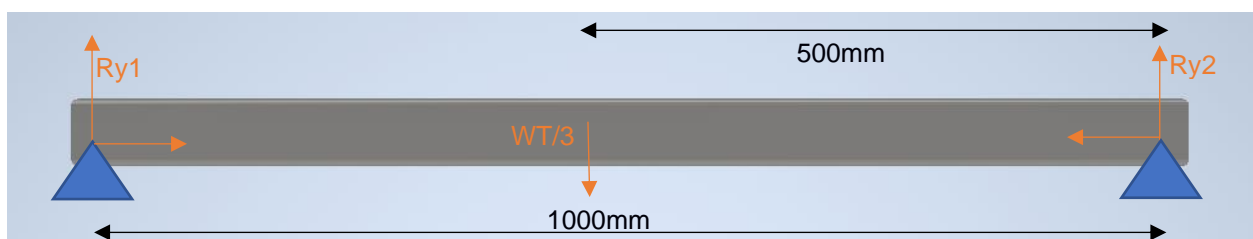


Figura A.10. Diagrama de cuerpo libre de soporte para rodillos.

Las reacciones se determinaron a partir de las ecuaciones 1.11 y 1.12 de equilibrio estático, con las cuales fue posible realizar el diagrama de fuerza cortante y momento flector. A partir de esto, se determinó el módulo de sección elástica haciendo uso de la ecuación A.4, tomando en cuenta el mismo material y factor de seguridad utilizado para el diseño de la plataforma (Ver sección 2.4.2).

Cabe recalcar que para determinar el peso total que debe soportar el elemento estructural, se tomó en consideración el peso de todos los elementos, según la siguiente ecuación.

$$W_{total} = W_{plataforma} + W_{motores} + W_{tambores} + W_{planchas} + W_{viga} + W_{bastidor} + W_{cables\ rampa} + W_{carga} + W_{brazos} \quad (\text{A.20})$$

Dado que la fuerza de tensión tiene una componente en el eje X y otra en el eje Y, se producen dos momentos como reacción en la base del perfil IPE. Las figuras A.11 y A.12 muestra el diagrama de cuerpo libre del mismo elemento en dos planos distintos.

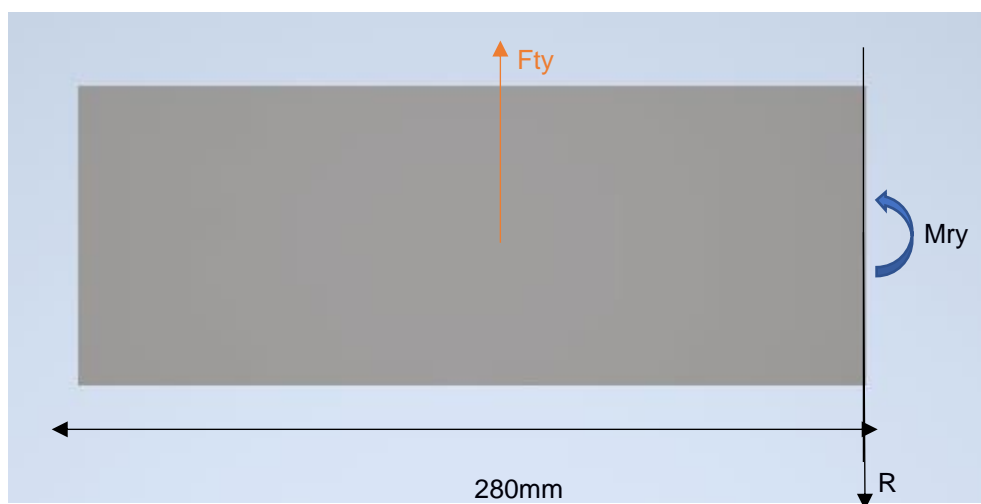


Figura A.11. Diagrama de cuerpo libre de la viga IPE vista en YZ

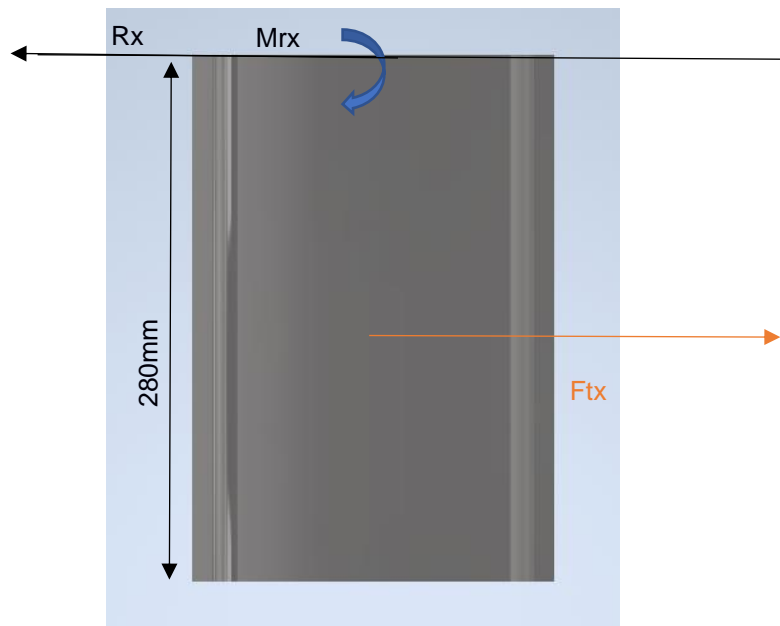


Figura A.12. Diagrama de cuerpo libre de la viga IPE vista en XZ

La fuerza de tensión de cálculo considerando el peso de la estructura con los tubos cuadrados calculados en base al análisis realizado al inicio de esta sección, se verificó cual perfil se ajustaba mejor al primer cálculo realizado. Una vez seleccionado el perfil IPE, se repitió el cálculo para el nuevo peso y se evaluó esa nueva tensión, de tal modo que dicho elemento estructura seleccionado pueda soportar los esfuerzos de toda la estructura.

En el capítulo 3 se mostraron los resultados del último cálculo realizado, en el que se determina de manera definitiva el perfil IPE a utilizar. Además, el procedimiento para el cálculo de la tensión se muestra en la sección 2.4.8.

Se calcularon las reacciones a partir de las ecuaciones 1.11 y 1.12 de equilibrio estático y, con el momento máximo obtenido del diagrama de momento flector se calculó el módulo de sección elástico considerando un factor de seguridad de 5.

También se verifica que el travesaño, conformado por el mismo tubo cuadrado calculado para el cuerpo del bastidor, resista las reacciones producidas por el perfil IPE. Las figuras

A.13 y A.14 muestran el diagrama de cuerpo libre del mismo elemento en dos planos distintos.

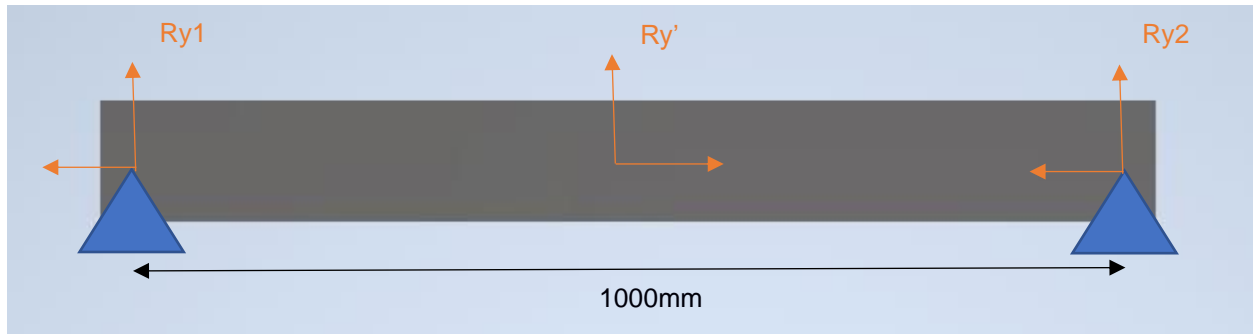


Figura A.13. Diagrama de cuerpo libre del tubo vista en YX.

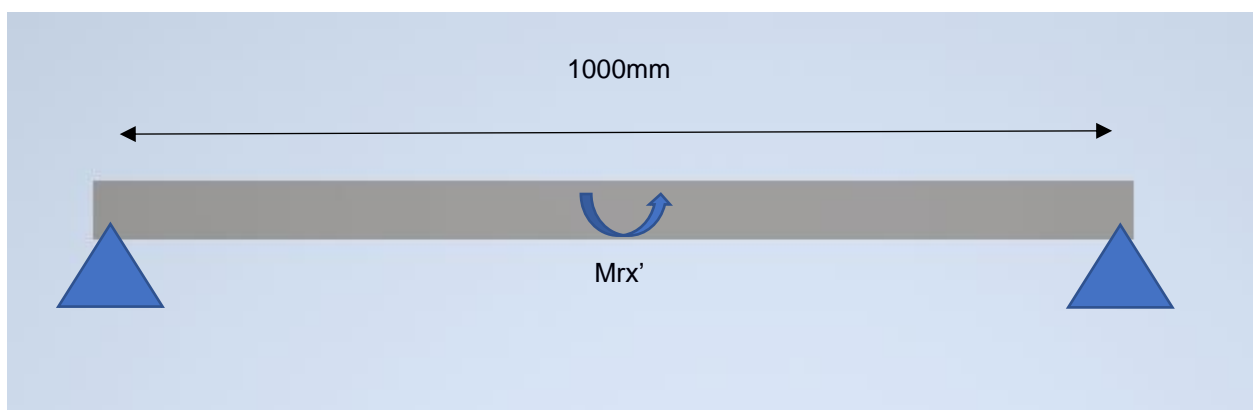


Figura A.14. Diagrama de cuerpo libre del tubo vista XZ

En este caso, conociendo el módulo de sección elástico, se verificó que el factor de seguridad sea mayor a 5, para el caso en el que el momento máximo sea el más crítico. Para esto se aplicó la ecuación A.2 y A.3, utilizando el módulo de sección elástico del catálogo del fabricante.

REEMPLAZO

A partir del diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura A.10, se realiza el diagrama de fuerza cortante y momento flector del elemento que soporta los rodillos, partiendo de las reacciones calculadas por estática teniendo como resultado 861.27 N.

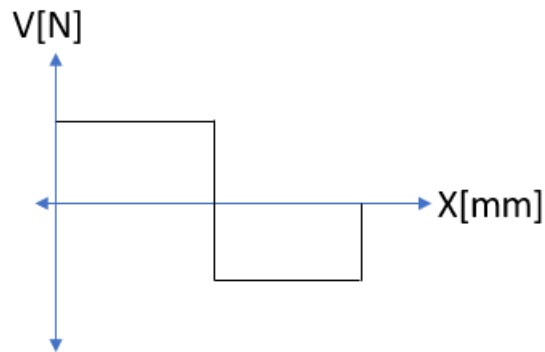


Figura A.15. Diagrama de fuerza cortante del soporte de rodillos del bastidor.

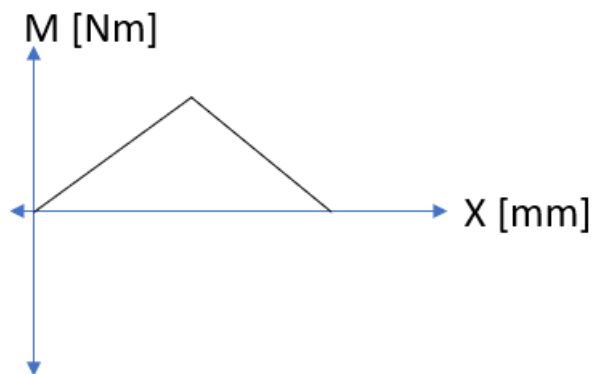


Figura A.16. Diagrama de momento flector del soporte de rodillos del bastidor.

De la figura A.16 se determina que el momento máximo es de 430.63 Nm.

Para determinar el módulo de sección elástico se aplica la ecuación A.4, con la particularidad de que para este elemento se debe tomar en cuenta el concentrador de esfuerzo producido por el agujero ubicado a la mitad, que servirá para colocar el eje de los rodillos. Sabiendo que el rodillo tiene un eje de 28 mm, el factor K se obtiene del gráfico de la figura D.1:

Conociendo las dimensiones del tubo cuadrado se tiene

$$\frac{d}{w} = \frac{d}{h} = \frac{28}{100} = 0.28$$

Por lo tanto, el factor de concentración de esfuerzos es de 2.2. Así, se obtiene el módulo de sección elástico:

$$S = \frac{5 * 430.63 \text{ Nm} * 2.15}{285 * 10^6 \text{ Pa}} = 16.24 \text{ cm}^3$$

Del catálogo del fabricante (IPAC, 2019), se selecciona un tubo cuadrado de 100 x 3 mm.

Para la viga IPE, a partir de la ecuación 1.1 se calcula la Normal que experimenta el bastidor en base al diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura A.23.

$$N = Wt * \cos(32.74^\circ) = 5167.6 * \cos(32.74^\circ) = 4346.64 \text{ N}$$

Con dicha normal se calcula la fuerza de tensión que soporta la viga.

$$FT = Wt * \sin(32.74^\circ) + N(\mu) = 5164.6 * \sin(32.74^\circ) + 4346.64 (0.57) = 5272.37 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza de tensión, a partir del diagrama de cuerpo libre de la viga (figura A.11 y A.12) se calculan las reacciones y momentos que experimenta la viga a partir de las ecuaciones 1.1 y 1.2.

$$R_y = FT * \sin(32.74^\circ) = 5272.37 * \sin(32.74^\circ) = 2851.44 \text{ N}$$

$$M_{Ry} = R_y * \left(\frac{0.280 \text{ m}}{2} \right) = 2851.44 * 0.14 = 399.20 \text{ Nm}$$

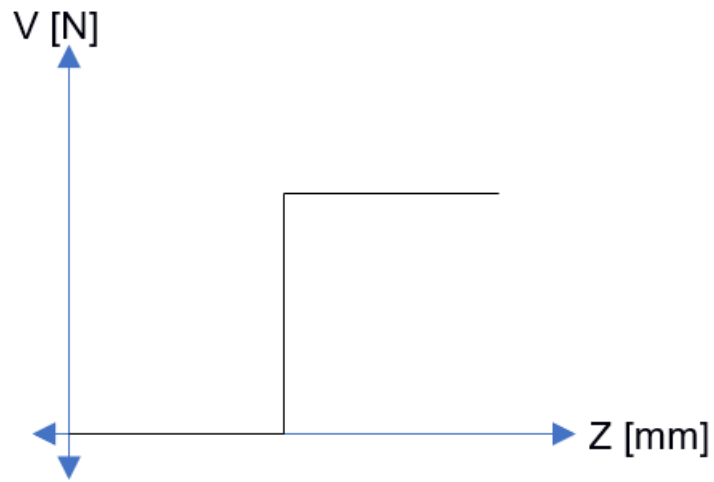


Figura A.17. Diagrama cortante de a viga IPE.

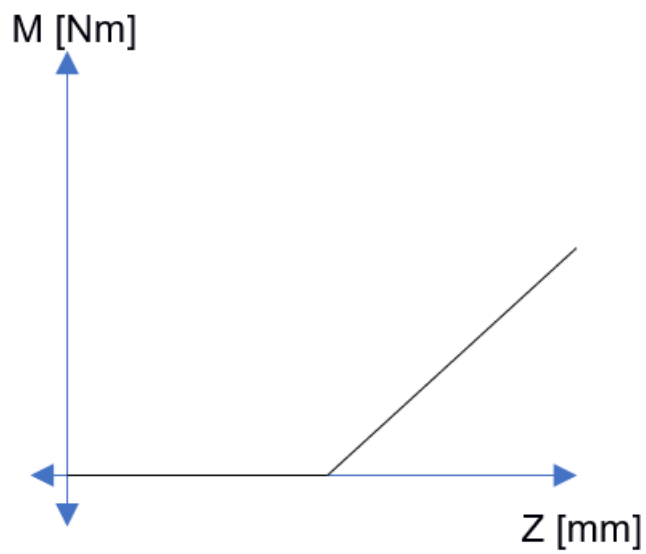


Figura A.18. Diagrama de momento flector de la viga IPE.

$$R_x = FT * \cos(32.74^\circ) = 5272.37 \cos(32.74^\circ) = 4434.77 \text{ N}$$

$$M_{Rx} = R_x * \left(\frac{0.280 \text{ m}}{2}\right) = 4434.77 * 0.14 = 620.88 \text{ Nm}$$

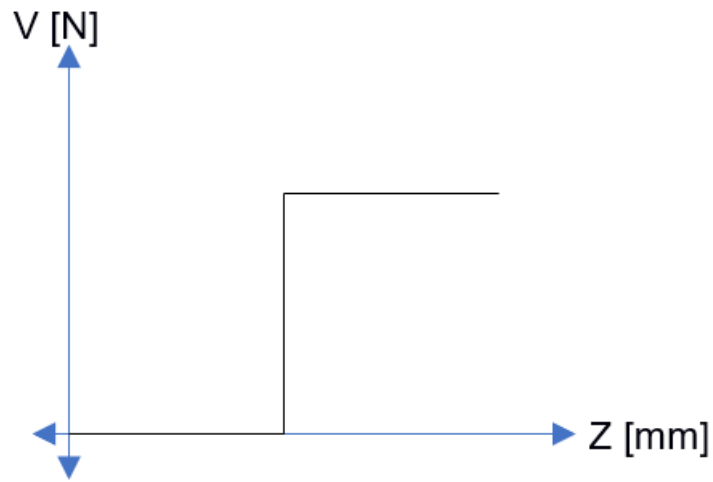


Figura A.19. Diagrama de fuerza cortante de la viga IPE.

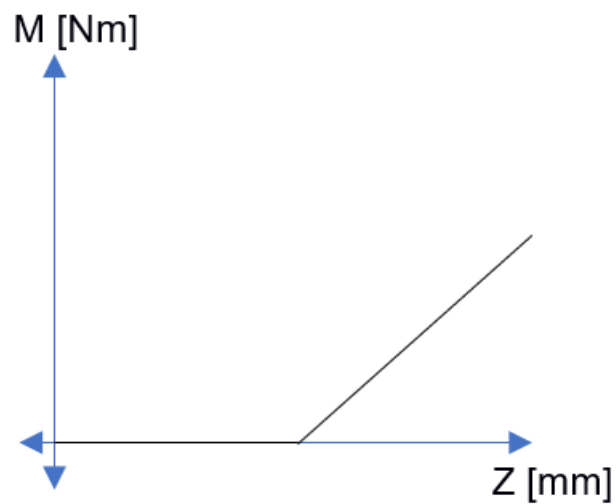


Figura A.20. Diagrama de momento flector de la viga IPE.

Con los momentos calculados se procede a calcular el módulo de sección elástico para cada sección mediante la ecuación A.4 con factor de seguridad de 5 (ASME, 2020).

$$S_{MRy} = \frac{\eta * M_{Ry}}{S_y} = \frac{5 * 399.20 \text{ Nm}}{345 \times 10^6 \text{ Pa}} = 5.78 \text{ cm}^3$$

$$S_{MRx} = \frac{\eta * M_{Rx}}{S_y} = \frac{5 * 620.88 \text{ Nm}}{345 \times 10^6 \text{ Pa}} = 9.00 \text{ cm}^3$$

Se comprueba mediante el catálogo del fabricante (IPAC, 2019) que la viga IPE 80 cumple con los módulos de sección elástico requeridos, sin embargo, se selecciona la viga IPE 160.

Para el tubo cuadrado que sostiene la viga IPE se realizan los cálculos de fuerzas y momentos mediante las ecuaciones 1.1 y 1.2 de estática se tienen valores de fuerza de 2851.44 N y momento flector debido a reacción de 712.86 Nm.

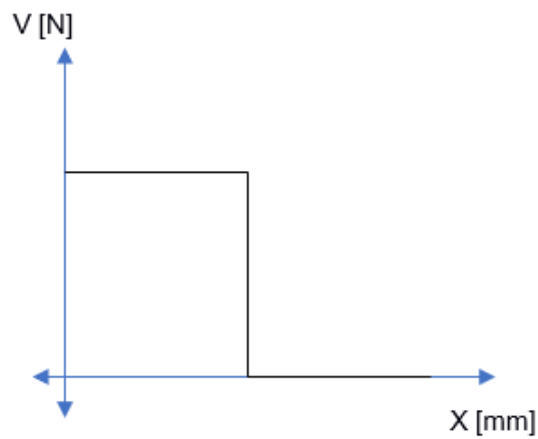


Figura A.21. Diagrama de fuerza cortante del elemento que soporta el perfil IPE.

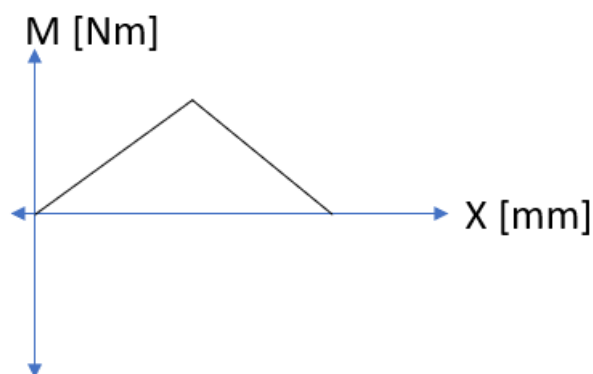


Figura A.22. Diagrama de momento flector del elemento que soporta el perfil IPE.

$$M_{FRx} = M_{Rx} = 620.88 \text{ Nm}$$

Como el tubo a elegir es cuadrado, se debe comprobar que el tubo resiste para el momento con mayor valor, por lo que mediante la ecuación A.4 se calcula el módulo de sección elástico.

$$S_{MRy} = \frac{\eta * M_{FRy}}{S_y} = \frac{5 * 712.86 \text{ Nm}}{285 \times 10^6 \text{ Pa}} = 12.51 \text{ cm}^3$$

Se comprueba mediante el catálogo del fabricante (IPAC, 2019) que el tubo seleccionado de 100x100 mm de 3 mm (Ver figura E.8) de espesor cumple con los requisitos.

SISTEMA DE TRACCION

Primero, se calcula el diámetro del cable de tracción, el cual está sometido a una fuerza de tensión que se calcula a partir de diagrama de cuerpo libre de la figura A.23.

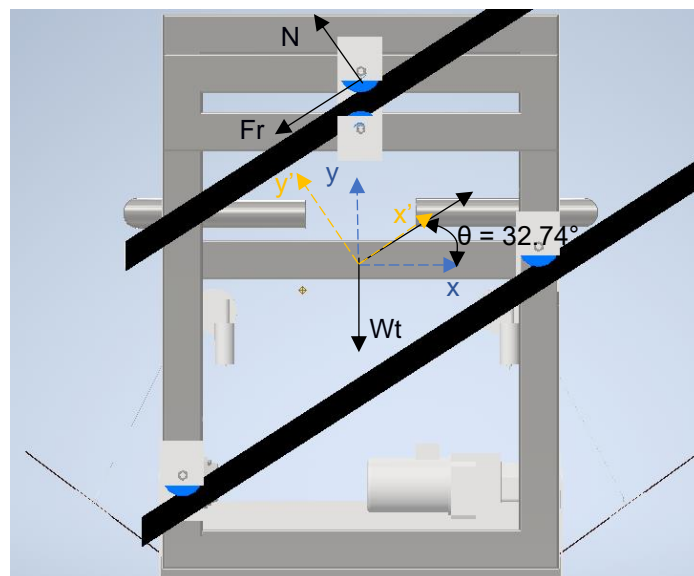


Figura A.23. Diagrama de cuerpo libre del sistema.

Se aplicaron las ecuaciones 1.11 para determinar las fuerzas mostradas en el diagrama de cuerpo libre. Para esto se consideró un ángulo de inclinación de 32.74° y un coeficiente de fricción entre los rodillos y los rieles de 0.57.

Una vez obtenida la fuerza de tensión, el diámetro del cable de tracción se determina en base a la fuerza de tracción máxima que puede soportar según catálogo del fabricante. Con esta información, y conociendo que el material es SAE 304, se verifica el factor de seguridad por medio de la ecuación A.21.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_A} = \frac{S_y}{\frac{F_T}{n * A}} = \frac{S_y * \pi * r^2}{\frac{F_T}{n}} \quad (\text{A.21})$$

Donde:

S_y : Resistencia a la fluencia del material.

σ_A : Esfuerzo axial.

F_T : Fuerza de tensión.

n : Numero de cables.

A : Área donde el cable experimenta la fuerza.

r : Radio del cable.

η : Factor de seguridad.

N : Fuerza normal

En cuanto a la polea, se seleccionó directamente en base al diámetro del cable. En base a las dimensiones de la polea, el motorreductor se seleccionó utilizando la ecuación A.8, con una velocidad angular que resulta de la velocidad lineal planteada al inicio de esta sección y del radio de la polea seleccionada, mientras que el torque resulta de la fuerza de tensión calculada a una distancia igual al radio de la polea.

La potencia real del motorreductor principal se calculó a partir de la ecuación A.8, considerando un factor de 0.75.

REEMPLAZO

Para el cálculo de la polea y del motor principal primero se calcula el diámetro del cable que ejerce la tensión para el sistema de tracción empleando la ecuación A.21 del cual se despeja el diámetro, teniendo en cuenta que se usaran 3 cables y el material del cable es SAE 304 con un factor de seguridad de 12 bajo norma (ASME, 2020).

$$\eta = \frac{Sy}{\sigma_A} = \frac{Sy}{\frac{F_T}{n * A}} = \frac{Sy * \pi * r^2}{\frac{F_T}{n}}$$

$$d = 2 \left(\sqrt{\frac{\eta * F_T}{Sy * \pi * n}} \right) = 2 \left(\sqrt{\frac{12 * 5272.37N}{241 * 10^6 Pa * \pi * 3}} \right) = 0.01056 m \approx 11 mm$$

Con dicho resultado se selecciona la polea T060121000 del fabricante (Montanari Group, 2022), cuyas dimensiones generales se muestran en la figura E.9.

Con la polea seleccionada, de diámetro de 454 mm, se selecciona el motor del sistema de tracción calculando la potencia que se requiere mediante las ecuaciones A.8 y A.9, usando una velocidad de 0.15 m/s por recomendación.

$$P_{mp} = F_T * \frac{d_p}{2} * \frac{V}{\frac{d_p}{2}} = 5272.37N * 0.227m * \frac{0.15 m/s}{0.227m}$$

$$P_{mp} = 790.85 W$$

La potencia real, a partir de la ecuación A.9 es:

$$P_{mpreal} = \frac{790.85 W}{0.75} = 1054.47 W = 1.05 kW$$

Con dicha potencia se selecciona motorreductor helicoidal sinfín – corona del fabricante (Siemens, 2015) de 1.3 kW de potencia de 60 Hz con velocidad de 6.8 RPM (Ver figura E.11).

RIELES

Se determina el peso que soporta el tramo de riel más crítico, basado en el diagrama de cuerpo libre de la figura 2.11:

$$W_{TP} = \frac{5167.6N}{3} * \cos(32.74^\circ) = 1448.88 [N]$$

Donde:

W_{TP} : Peso total perpendicular al tubo.

A partir de esto se determina que el momento máximo del riel es de 241 [Nm] (Ver figura A.25).

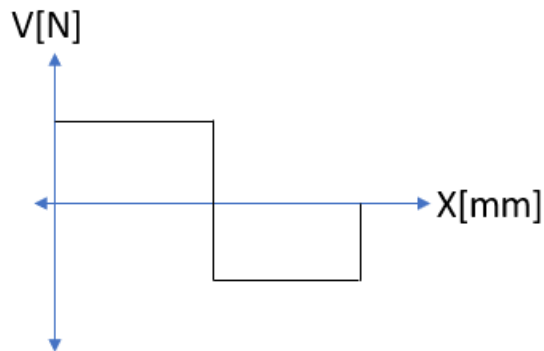


Figura A.24. Diagrama de fuerza cortante de un tramo de riel.

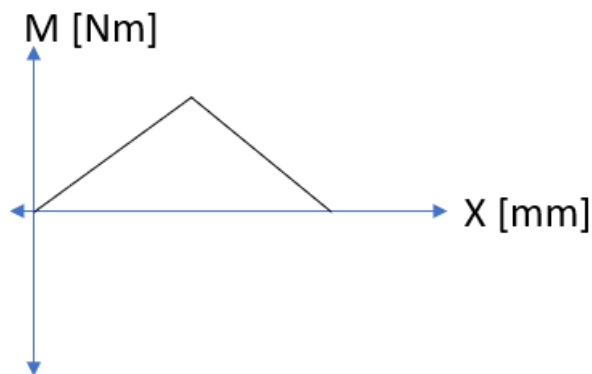


Figura A.25. Diagrama de momento flector sobre un tramo de riel.

El material del tubo seleccionado es acero negro, y se aplicó la ecuación A.4, con un factor de seguridad de 5 (ASME, 2020), resultando un módulo de sección elástico de

$$S = 4.22 \text{ cm}^3$$

Del catálogo de (IPAC, 2019), se selecciona un tubo de 76 mm de diámetro y 3 mm de espesor. A pesar de que es posible utilizar un tubo más pequeño, se seleccionó un

diámetro de 3 pulgadas con el fin de permitir ubicar la conexión entre el soporte vertical y el riel, el espesor se definió por disponibilidad en el mercado.

EJES

Para el cálculo del eje de los rodillos se tiene en cuenta el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.13, para el cálculo de la fuerza y momentos se toman las ecuaciones 1.1 y 1.2, además el método de Goodman para cálculo de diámetros (ecuación 1.5).

$$R_{y1} = \frac{\frac{Wt}{3}(0.1481)}{0.1} = \frac{\frac{1722.53}{3}(0.1481)}{0.1} = 2551.07N$$

$$R_{y0} = R_{y1} - \frac{Wt}{3} = 2551.07 - 1722.53 = 828.54 N$$

$$M_{max} = 82.85 Nm$$

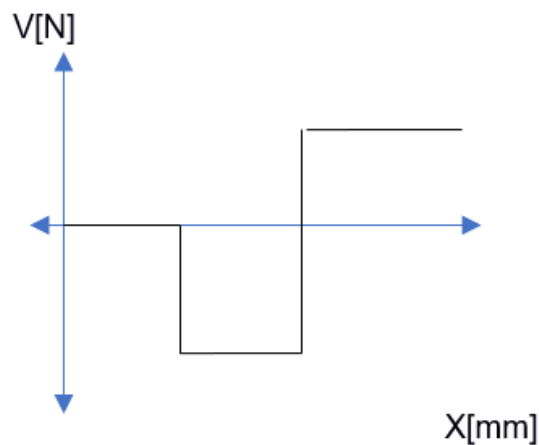


Figura A.26. Diagrama de fuerza cortante del eje del rodillo.

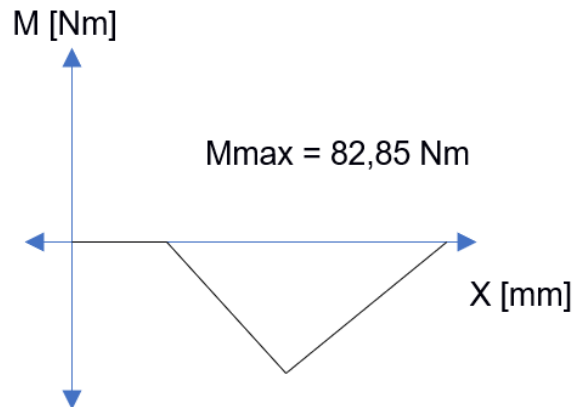


Figura A.27. Diagrama de momento flector del eje del rodillo.

Se tiene en cuenta que el material del que está hecho el eje es de acero AISI 4340 (Ver figura D.6) con un esfuerzo último de 965 MPa y de fluencia de 855 MPa y el factor de seguridad recomendado es de 5 (ASME, 2020).

Como este eje no es de transmisión de potencia, se realiza el cálculo mediante esfuerzos estático usando la ecuación 1.2.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * 32}{\pi * \emptyset^3} = \frac{82.85 * 32}{\pi * \emptyset^3}$$

Con la ecuación 1.1 se despeja el diámetro:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$5 = \frac{885 \times 10^6}{\frac{82.85 * 32}{\pi * \emptyset^3}}$$

$$\emptyset = 0.01702 \text{ m} = 17.02 \text{ mm} \approx 17 \text{ mm}$$

Para el cálculo del eje del motor de rampa se tiene en cuenta el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.14, para el cálculo de la fuerza y momentos se toman las ecuaciones 1.1 y 1.2, además el método de Goodman para cálculo de diámetros (ecuación 1.5).

$$R_{yo} = Ft = \frac{56.67 \text{ N}}{\cos(28.56)} = 64.52 \text{ N}$$

$$M_{max} = 64.52 \text{ N} * \frac{0.041 \text{ m}}{2} = 1.32 \text{ Nm}$$

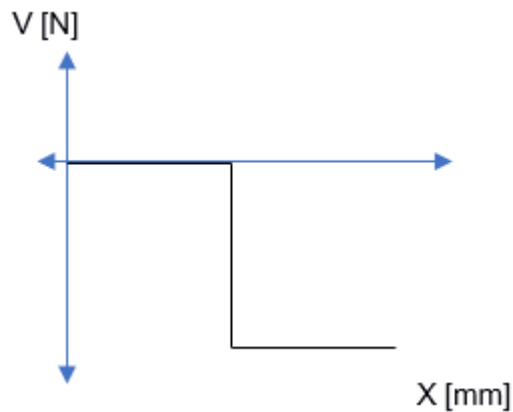


Figura A.28. Diagrama de fuerza cortante del eje del motor de la rampa.

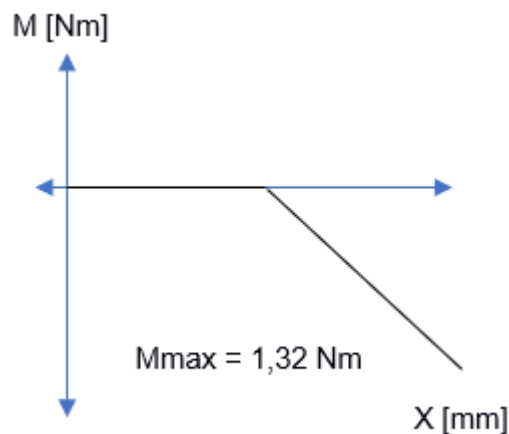


Figura A.29. Diagrama de momento flector del eje del motor de la rampa.

Se calcula el esfuerzo torsor que sufre el eje

$$T_m = Ft * r_{tambor} = \frac{56.67 \text{ N}}{\cos(28.56)} * 0.0575 \text{ m} = 3.71 \text{ Nm}$$

Se tiene en cuenta que el material del que está hecho el eje es de acero AISI 4340 con un esfuerzo ultimo de 965 MPa y el factor de seguridad recomendado es de 2. Además, el eje experimenta esfuerzo flector y esfuerzo torsor.

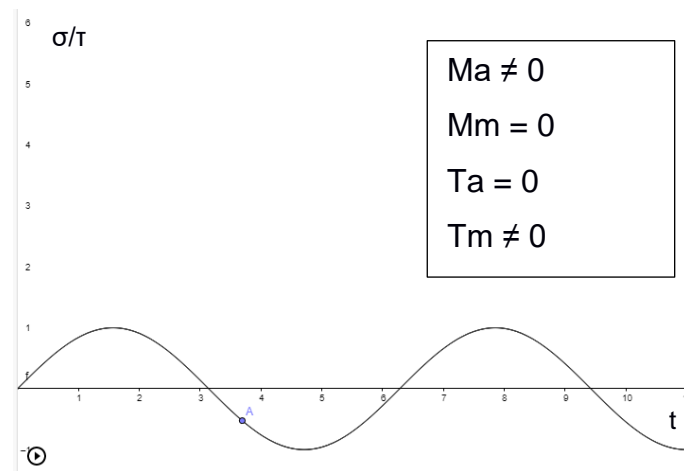


Figura A.30. Comportamiento de esfuerzos que experimentan los ejes de transmisión de potencia diseñados.

Se calcula el diámetro mediante el método de Goodman (Ecuación 1.5)

$$d_E = \sqrt[3]{\left\{ \frac{32N_f}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{(k_f * Ma)^2 + 3/4(k_s * Ta)^2}}{Se} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * Mm)^2 + 3/4(k_{fsm} * Tm)^2}}{Sut} \right] \right\}}$$

$$d_E = \sqrt[3]{\left\{ \frac{32N_f}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{(k_f * Ma)^2}}{Se} + \frac{\sqrt{3/4(k_{fsm} * Tm)^2}}{Sut} \right] \right\}}$$

por Chavetero se tiene K_t y K_{ts} de 4 (Ver figura D.3), por lo tanto:

$$k_t = k_{ts} = 4$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_{fsm} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

Por flexión $q = 0.72$ y por torsión $q_s = 0.75$ (Ver figura 2.4)

$$k_f = 1 + q(kt - 1) = 1 + 0.72(4 - 1) = 3.16$$

$$k_{fsm} = 1 + qs(kts - 1) = 1 + 0.75(4 - 1) = 3.25$$

Se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga corregida mediante la ecuación 1.6.

$$Se = C_{CA}C_{TA}C_{TE}C_{SU}C_R[0,5 S_{ut}]$$

$$C_{CA} = 1 \text{ por Von Misses}$$

$$C_{TA} = 1$$

$$C_{TE} = 1$$

$$C_{SU} = 0.71 \text{ @Maquinado}$$

$$C_R = 0.897 \text{ @90\%}$$

$$Se = 1 * 1 * 1 * 0.71 * 0.897 * 0.5 * 965 = 307.29 \text{ MPa}$$

El límite de resistencia a la fatiga corregida es igual para todos los ejes, debido a que son del mismo material y son maquinados con el mismo proceso.

Reemplazando en la ecuación 1.5 se obtuvo:

$$d_E = \sqrt[3]{\left\{ \frac{32(2)}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{(3.16 * 1.32)^2}}{307.29 \times 10^6} + \frac{\sqrt{3/4(3.25 * 3.71)^2}}{965 \times 10^6} \right] \right\}} = 0.00792 \text{ m} = 7.92 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$$

Para el cálculo del eje para el despliegue del brazo de seguridad se tiene en cuenta el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.15, para el cálculo de la fuerza y momentos se toman las ecuaciones 1.1 y 1.2 se obtienen valores donde la reacción Ry1 es 71.63 N y Ry0 es 17.77 N, además de un momento máximo de 1.777 Nm.

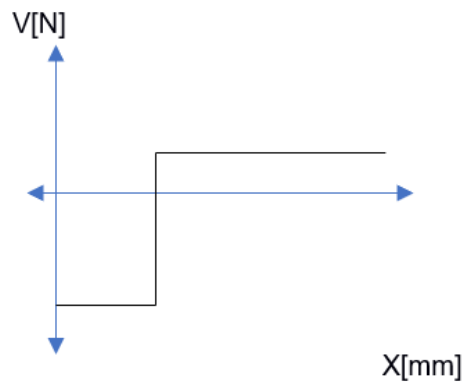


Figura A.31. Diagrama de fuerza cortante del eje del sistema de plegado del brazo de seguridad.

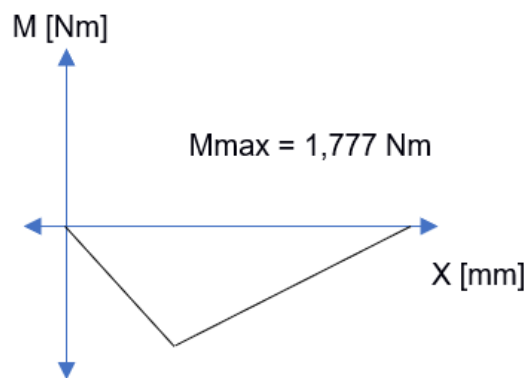


Figura A.32. Diagrama de momento flector del eje del sistema de plegado del brazo de seguridad.

El torque es:

$$T_m = 53.86 \text{ N} * 0.375 \text{ m} = 20.20 \text{ Nm}$$

Se tiene en cuenta que el material del que está hecho el eje es de acero AISI 4340 con un esfuerzo ultimo de 965 MPa y el factor de seguridad recomendado es de 2. Además, el eje experimenta esfuerzo flector y esfuerzo torsor.

No hay cambio de sección y por Chavetero se tiene K_t y K_{fs} de 4. Reemplazando en la ecuación 1.5 se obtuvo un diámetro de 12 mm.

Para el cálculo del eje para el despliegue de la plataforma se tiene en cuenta el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.16, para el cálculo de la fuerza y momentos se toman las ecuaciones 1.1 y 1.2, donde se obtuvo como resultado para la reacción R_{y1} igual a 510.24 N y R_{y0} igual a 66.55 N, con un momento máximo de 6.65 Nm, además el método de Goodman para cálculo de diámetros (ecuación 1.5).

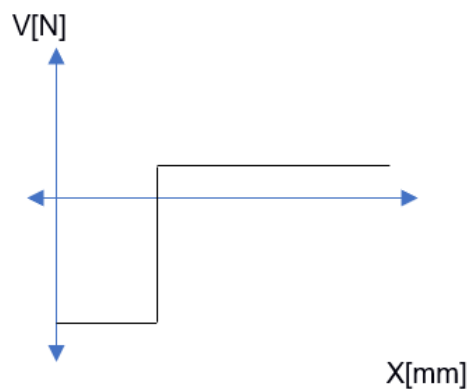


Figura A.33. Diagrama de fuerza cortante del sistema de plegado de la plataforma.

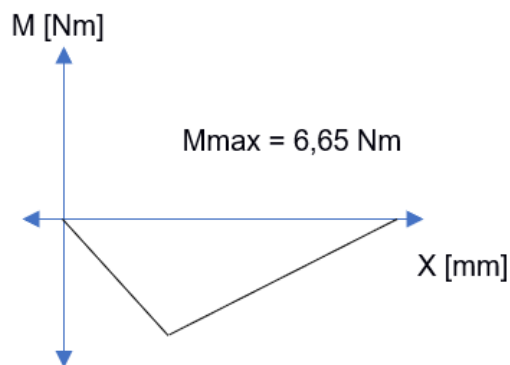


Figura A.34. Diagrama de momento flector del eje del sistema de plegado de la plataforma.

El torque es:

$$T_m = 443.69 \text{ N} * 0.485 \text{ m} = 215.19 \text{ Nm}$$

Se tiene en cuenta que el material del que está hecho el eje es de acero AISI 4340 con un esfuerzo ultimo de 965 MPa y el factor de seguridad recomendado es de 2. Además, el eje experimenta esfuerzo flector y esfuerzo torsor.

No hay cambio de sección y por Chavetero se tiene K_t y K_{fs} de 4. Reemplazando en la ecuación 1.5 se obtuvo un diámetro de 24 mm.

Para el cálculo del eje del sistema de tracción del elevador se tiene en cuenta el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.17, para el cálculo de la fuerza y momentos se toman las ecuaciones 1.1 y 1.2 donde se tienen el valor de las reacciones siendo de 2636.18 N, y momento máximo de 329.52 Nm.

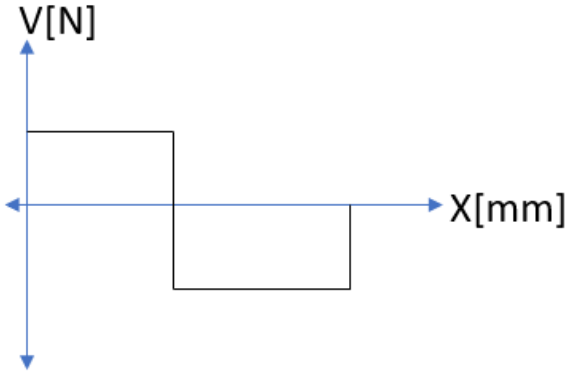


Figura A.35. Diagrama de fuerza cortante del eje del sistema de tracción del elevador.

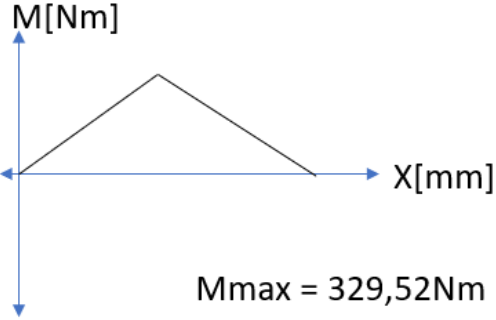


Figura A.36. Diagrama de momento flector del eje del sistema de tracción del elevador.

El torque es 1197.96 Nm

Se tiene en cuenta que el material del que está hecho el eje es de acero AISI 4340 con un esfuerzo ultimo de 965 MPa y el factor de seguridad recomendado es de 2. Además, el eje experimenta esfuerzo flector y esfuerzo torsor.

Hay cambio de sección, sin embargo, por Chavetero se tiene Kt y Kfs de 4.

Reemplazando en la ecuación 1.5 se obtuvo un diámetro de 52 mm

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS

Para la selección de rodamientos se utilizó la ecuación A.22:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60n} \quad (\text{A.22})$$

Donde:

L_{10h} : Vida nominal del rodamiento.

C: Capacidad básica de carga dinámica.

P: Carga que soporta el rodamiento.

p: Valor dependiente de los elementos rodantes (bolas o rodillos).

n: Revoluciones por minuto.

REEMPLAZO

Para el cálculo de rodamientos se seleccionó una vida de mínimo 12000 horas basada en la tabla que se muestra a continuación (figura D.2), además todos los rodamientos en este sistema solo soportan cargas radiales.

Seleccionada la vida de los rodamientos se procede a realizar el cálculo para las chumaceras del eje del sistema de tracción del elevador usando la ecuación A.22 para rodamientos.

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

Donde se tiene como datos:

L_{10h} : 12000 horas.

C: 35.1 kN

P: como soportan solo carga radial $P = \text{Fuerza radial} = R_{y1}$ del cálculo del eje, es decir 2.64 kN.

p: Como el rodamiento es de bolas $p = 3$

n: 6.8 RPM.

$$L_{10h} = \left(\frac{35.1}{2.64}\right)^3 * \frac{10^6}{60(6.8)} = 5760357.08 \text{ Horas}$$

Dicho calculo se basa en una confiabilidad del 90%. Dado que 5760357.08 horas es mayor a 12000 horas, se considera correcta la selección de la chumacera para el eje del sistema de tracción siendo la unidad ESPE210 (Ver figura E.13)

Se procede a calcular los rodamientos para el rodillo usando la ecuación A.22:

Para el cálculo de las revoluciones se tiene que la velocidad lineal es de 0.15 m/s y el diámetro del rodillo es de 105 mm.

$$n = \frac{v}{r} = \frac{0.15}{0.0525} = 2.86 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 27.31 \text{ RPM}$$

Además, se tiene como datos 12000 horas a cumplir, una capacidad de 9.60 kN según el fabricante (NTN, 2022), una carga radial de 2.55 kN, obteniendo como resultado 34568.44 Horas. Dicho calculo se basa en una confiabilidad del 90%. Dado que 34568.44 horas es mayor a 12000 horas, se considera correcta la selección de la chumacera para el eje del sistema de tracción siendo el rodamiento 6203. (Ver figura E.14)

Se procede a calcular la chumacera para el eje de la plataforma usando la ecuación A.22, donde se tiene como datos 12000 horas a cumplir, capacidad de 29.6 kN según el fabricante (NTN, 2022), una carga radial de 0.51 kN, obteniendo como resultado 98741430.48 horas. Dicho calculo se basa en una confiabilidad del 90%. Dado que 98741430.48 horas es mayor a 12000 horas, se considera correcta la selección de la

chumacera para el eje del sistema de tracción siendo la unidad ESFE208 (Ver figura E.15).

SOPORTE DE POLEA TENSORA

Se procede a realizar el cálculo de momento máximo en el punto crítico usando las ecuaciones 1.11 y 1.12 de estática y momento, donde se obtuvo que las reacciones son de 40.06 N y el momento máximo es de 10.86 Nm.

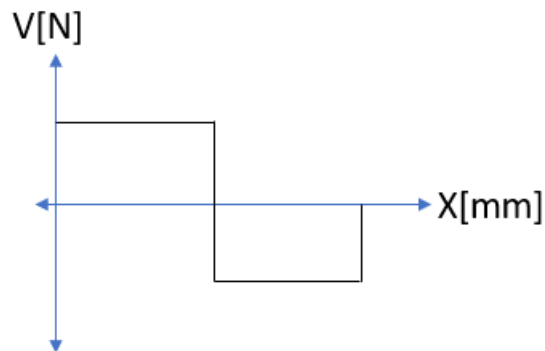


Figura A.37. Diagrama de fuerza cortante que experimenta el canal U crítico del soporte.

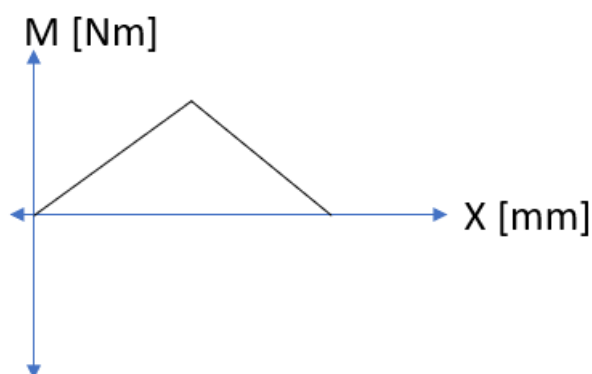


Figura A.38. Diagrama de momento flector que experimenta el canal U crítico del soporte.

Luego se calcula el módulo de sección elástico mediante la ecuación A.4, teniendo en cuenta que el material presenta una resistencia a la fluencia de 285 MPa.

$$S_M = \frac{\eta * M_{max}}{S_y} = \frac{5 * 10.86 \text{ Nm}}{285 * 10^6 \text{ Pa}} = 0.19 \text{ cm}^3$$

Por lo que se selecciona el canal U 60mmx30mmx2mm del proveedor (DIPAC, 2022), cuyas propiedades y dimensiones se encuentran en la figura E.16.

BASE DE MOTOR PRINCIPAL

Se procede a realizar el cálculo de momento máximo en el punto crítico usando las ecuaciones 1.11 y 1.12, se tiene en cuenta que el peso que soporta el canal es la mitad del motor y el peso de la polea, siendo de 567.33 N, obteniendo como reacciones R_{y0} igual 59.31 N y R_{y1} igual a 508.02, y un momento máximo de 29.21 Nm.

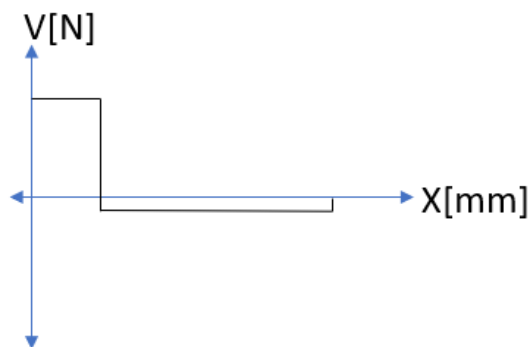


Figura A.39. Diagrama de fuerza cortante que experimenta el canal U crítico de la base del motor.

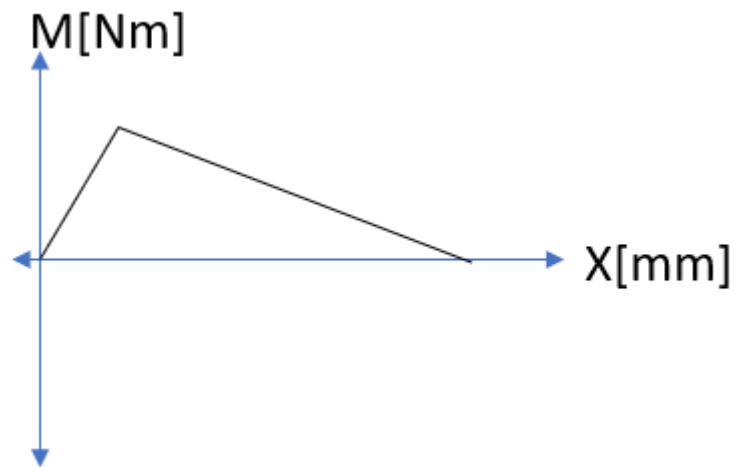


Figura A.40. Diagrama de momento flector que experimenta el canal U crítico de la base del motor.

Luego se calcula el módulo de sección elástico mediante la ecuación A.4, teniendo en cuenta que el material presenta una resistencia a la fluencia de 285 MPa.

$$S_M = \frac{\eta * M_{max}}{S_y} = \frac{5 * 29.21 Nm}{285 * 10^6 Pa} = 0.51 cm^3$$

Por lo que se selecciona el canal U 60mmx30mmx2mm del proveedor (DIPAC, 2022).

SOLDADURA DE VIGA IPE

Para calcular el espesor de la base y la garganta de la soldadura, se utilizó el método de Blodgett, en el que el cordón de soldadura se considera como una línea. Las ecuaciones A.23 y A.24 representan el área y el módulo de sección linealizados.

$$A_w = 2b + 2d \tag{A.23}$$

$$S_w = bd + \frac{d^2}{3} \tag{A.24}$$

Donde:

b: Ancho del perfil

d: El alto del perfil

Luego se calcula el esfuerzo de flexión como parámetro de cálculo.

$$f_r = \frac{M}{S_w} = \frac{F_t * L}{S_w} \quad (\text{A.25})$$

Donde:

f_r : Esfuerzo de flexión linealizado.

S_w : Modulo de sección linealizado.

M: Momento producido en la viga.

Ft: Fuerza de tensión.

L: Longitud de la viga.

A partir de esto se puede calcular el esfuerzo permisible del cordón, el cual se realiza a partir del material del electrodo, que en este caso es E7018 (Ver figura E.21), por su gran disponibilidad en el mercado y su afinidad con el acero ASTM A-36.

$$\sigma_{per} = 0.3 Sut \quad (\text{A.26})$$

Donde:

σ_{per} : Esfuerzo permisible.

Sut: Esfuerzo último del material.

A partir de las fuerzas, se calcula el esfuerzo total que sufre el cordón, a partir de la fórmula A.27.

$$\sigma_f = \frac{f_r}{t} \quad (\text{A.27})$$

Donde:

σ_f : Esfuerzo total.

f_r : Fuerza resultante.

t: Espesor calculado.

REEMPLAZO

Se calcula usando las ecuaciones A.23 y A.24

$$A_w = 2b + 2d = 2(82) + 2(160) = 0.484 \text{ m}$$
$$S_w = bd + \frac{d^2}{3} = 82(160) + \frac{160^2}{3} = 0.021 \text{ m}^2$$

Luego se procede a calcular por medio de la ecuación A.25:

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{F_t * L}{S_w} = \frac{5272.37(0.280)}{0.021} = 70298.27 \frac{N}{m}$$
$$f_r = f_b = 70298.27 \frac{N}{m}$$

A continuación, se calcula el esfuerzo permisible mediante la ecuación A.26, además se tiene en cuenta que el esfuerzo último del material del electrolito E7018 es de 482 MPa.

$$\sigma_{per} = 0.3 S_{ut} = 0.3(482 \text{ MPa}) = 114.6 \text{ MPa}$$

Se procede a estimar el esfuerzo

$$\sigma_f = \sigma_{per}$$
$$\frac{f_r}{t} = 114.6 \text{ MPa}$$
$$t = \frac{70298.27 \text{ N/m}}{114.6 \text{ MPa}} = 6.13 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.61 \text{ mm}; w = 0.5 \text{ mm}$$

Para espesores $6 < T < 12$; $t = 5$; por lo tanto, si cumple.

PERNOS DE SUGECIÓN DE SOPORTE DE POLEA

Para el cálculo de los pernos de sujeción se usaron las ecuaciones A.28, A.29 y A.30.

$$F' = \frac{W_{tot}}{n} \quad (\text{A.28})$$

Donde:

F' : Fuerza primaria.

W_{tot} : Peso total de estructura y elementos.

n : Cantidad de pernos.

$$F'' = \frac{M * r}{\sum r_i^2} \quad (\text{A.29})$$

Donde:

M : Momento generado por el peso.

r : Distancia del perno hacia el centroide.

$$\tau = \frac{F}{\pi * \frac{d^2}{4}} \quad (\text{A.30})$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante

F : Fuerza resultante de la primaria y secundaria

d : Diámetro de perno.

REEMPLAZO

Se considera el peso total de la estructura es de 51430.93 N, sumado al peso de la polea el peso total es de 51591.14 N, mediante la ecuación A.28 se calcula la fuerza primaria que experimenta cada perno, se tiene en cuenta que la cantidad de pernos es de 6.

$$F6' = \frac{W_{tot}}{n} = \frac{51591.14}{6} = 8598.52 \text{ N}$$

Luego se procede a calcular la fuerza secundaria, se considera como punto crítico el perno 6.

$$F6'' = \frac{M * r}{\sum r_i^2} = \frac{(5191.14N * 0.250m) * 0.26m}{0.26^2 + 0.25^2 + 0.26^2 + 0.26^2 + 0.25^2 + 0.26^2 m^2} = 8481.09 N$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{0.060}{0.250} \right) = 13.495$$

$$\theta = 90 - \alpha = 90 - 13.495 = 76.505$$

$$F6''x = 8481.09 \cos (76.505) = (-1975.15 i)N$$

$$F6''xy = 8481.09 \sen (76.505) = (-8246.93 j)N$$

Se calcula la fuerza total que experimenta el perno mediante del teorema de Pitágoras

$$F6total = \sqrt{(-1975.15i)^2 + (-8598.52j - 8481.09j)^2} = 17193.44 N$$

Finalmente se estima el diámetro del perno usando la ecuación 1.1 del factor de seguridad para esfuerzo cortante y la ecuación A.30, se considera que el esfuerzo a la fluencia del material del perno es de 420 MPa, además de un factor de seguridad recomendado de 2.

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$\eta = \frac{0.5(S_y) * \pi * d^2}{4F6total}$$

$$d = \sqrt{\frac{\eta * 4F6total}{0.5(S_y) * \pi}} = \sqrt{\frac{2 * 4(17193.44)}{0.5(420 \times 10^6) * \pi}} = 0.01443 m = 14.33 mm$$

Dado el resultado se seleccionan pernos de sujeción de 16 mm de diámetro (Ver figura E.18).

ACELERACION DE ARRANQUE Y DE FRENADO

Se calculó la aceleración de arranque y de frenado usando la ecuación de aceleración

$$a = \frac{v - v_o}{t - t_o} \quad (\text{A.31})$$

Donde:

v : Velocidad nominal del trayecto.

v_o : Velocidad inicial del trayecto.

t : tiempo en el que el sistema se estabiliza y alcanza la velocidad nominal.

t_o : tiempo inicial del recorrido.

Se definió el tiempo en que se alcanza la velocidad nominal con un valor de 0.8 m/s².

REEMPLAZO

Se calculó la aceleración de arranque usando la ecuación A.31, teniendo como dato que el sistema parte del reposo, es decir velocidad inicial de 0 m/s y con un tiempo inicial de 0 s, y que la velocidad nominal del sistema es de 0.15 m/s.

$$a = \frac{v - v_o}{t - t_o} = \frac{0.15 - 0}{0.8 - 0} = 0.19 \frac{m}{s^2}$$

APÉNDICE B: INFORMACIÓN RELACIONADA AL ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Tabla B.1. Tabla propiedades de los elementos mecánicos del elevador.

Material	Elementos	Propiedades
SAE J 403 grado 1008	Tubos cuadrados	-Densidad = 7872 Kg/m^3 -Módulo de Young = $2 \times 10^5 \text{ MPa}$ -Módulo de Poisson = 0.29
	Tubos circulares	Límite de fluencia = 285 MPa -Último límite a la tracción = 340 MPa
Acero ASTM A 572 Gr50	Placas de soporte de plataforma	-Densidad = 7850 Kg/m^3 -Módulo de Young = $2 \times 10^5 \text{ MPa}$ -Módulo de Poisson = 0.26 Límite de fluencia = 345 MPa -Último límite a la tracción = 450 MPa
	Codos de unión entre plataforma y bastidor.	
	Perfil IPE 160	
	Tubos de conexión entre soportes verticales y riel	
	Nervios	
	Plancha de la base del soporte vertical	
Plancha de soporte del motor de las rampas		
Nylon 6.6	Rodillos	-Densidad = 1150 Kg/m^3 -Módulo de Young = 300 MPa -Módulo de Poisson = 0.39 Límite de fluencia = 80 MPa -Último límite a la tracción = 200 MPa

Tabla B.2. Tabla número de elementos, número de nodos, tamaño de elementos y tipo de elementos en el mallado de los elementos mecánicos en ANSYS.

Estructura	N. de elementos	N. de nodos	Tamaño de elementos	Tipo de elementos
Plataforma	15995	113675	10mm	Cuadrado
Bastidor	32349	81586	25mm	Cuadrado/Tetraédrico
Rodillos guías	122309	179036	3mm	Tetraédrico
Riel superior	172444	353548	2mm/3mm	Cuadrado/Tetraédrico
Riel inferior	240521	545255	3mm	Cuadrado/Tetraédrico
Soporte vertical	36909	73127	10mm	Tetraédrico
Plancha de soporte de motor de rampas	30735	156987	1mm	Cuadrado
Brazo de seguridad	60181	119097	5mm	Tetraédrico

APÉNDICE C: RESULTADOS DE ANÁLISIS ECONÓMICO

Tabla C.1. Tabla de costos de materiales del elevador.

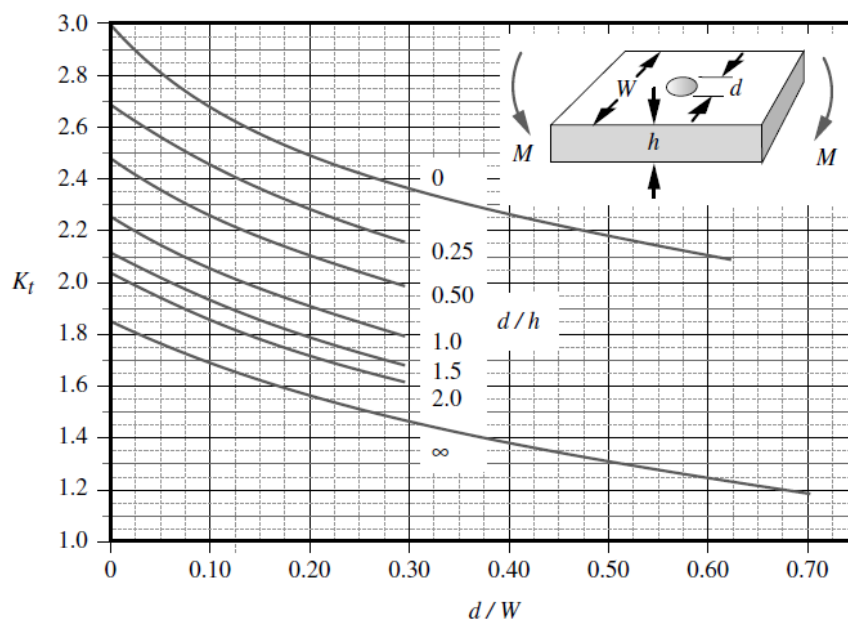
Elemento mecánico	Cantidad	Precio total
Tubo cuadrado de 75x2mm	4	\$ 135,80
Tubo cuadrado de 100x3mm	2	\$ 135,08
Perfil IPE 160	1	\$ 144,10
Tubo circular de 76 mm y 3 mm de espesor	3	\$ 122,67
Tubo circular de 64 mm y 3 mm de espesor	1	\$ 32,79
Perfil U 60x30x2 mm	1	\$ 12,20
Motorreductor lineal MR3I64 de 1.5HP / 33rpm / 295Nm	1	\$ 1.295,36
Motorreductor MVR 752 24V/DC	4	\$ 1.179,00
Motorreductor de tornillo sinfín de 1.3Kw / 6.8rpm /	1	\$ 1.500,00
Chumaceras de 50 mm de diámetro	2	\$ 167,82
Chumaceras de (plataforma)	2	\$ 121,40
Rodamientos de 17 (Rodillos)	6	\$ 81,96
Cable de acero de 11 mm	1 (42 metros)	\$ 89,46
Guarda-cables para cable de acero de 11 mm	6	\$ 12,00
Grapas para cable de 11 mm	24	\$ 48,00
Cable de acero de	1 (2 metros)	\$ 1,04

3 mm		
Grapa para cable de 3 mm	6	\$ 3,00
Guarda-cable para cable de 3 mm	2	\$ 1,00
Cáncamo de cable de 3 mm	2	\$ 1,50
Polea de 3 ranuras para cable de 11 mm	3	\$ 355,35
Tambor para cable de 3mm	2	\$ 200,00
Plancha de acero ASTM A 36 de 2mm de espesor	3	\$ 181,80
Plancha de acero ASTM A 36 de 3 mm de espesor	1	\$ 90,90
Plancha de acero ASTM A36 de 6mm de espesor	2	\$ 363,60
Carrete para tubo de lona de 60 mm	2	\$ 658,32
Tubo de lona de 60 mm	1 (11 metros)	\$ 88,00
Pernos autoperforantes M16	6	\$ 2,50
Pernos autoperforantes M5	40	\$ 5,00
Pernos M10	10	\$ 3,00
Barra para de acero AISI 4340	9	\$ 180,00
Barra de Nylon 6.6	3	\$90
Barra de acero ASTM A 36	16	\$250
Total antes de impuesto		\$ 7.552,65
Impuesto (I.V.A)		12%
Total después de impuestos		\$ 8.458,97

Tabla C.2. Flujo de caja.

	0	1	2	3	4	5	6
Ingresos		\$ 108.527,62	\$ 108.527,62	\$ 108.527,62	\$ 108.527,62	\$ 108.527,62	\$ 108.527,62
Costos		\$ 90.439,68	\$ 90.439,68	\$ 90.439,68	\$ 90.439,68	\$ 90.439,68	\$ 90.439,68
Depreciación		\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46
Gatos financieros							\$ 118.837,74
Utilidad antes de impuestos		\$ 17.362,48	\$ 17.362,48	\$ 17.362,48	\$ 17.362,48	\$ 17.362,48	\$- 101.475,26
Impuestos		\$ 2.083,50	\$ 2.083,50	\$ 2.083,50	\$ 2.083,50	\$ 2.083,50	\$ - 12.177,03
Utilidad después de impuestos		\$ 15.278,98	\$ 15.278,98	\$ 15.278,98	\$ 15.278,98	\$ 15.278,98	\$ - 89.298,23
Depreciación		\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46	\$ 725,46
Capital							
Valor de salvamento							\$ 6.500,00
Flujo neto de efectivo	\$ - 10.852,76	\$ 16.004,44	\$ 16.004,44	\$ 16.004,44	\$ 16.004,44	\$ 16.004,44	\$ - 82.072,77
VPN	\$13.840,61	TIR	7%				

APÉNDICE D: TABLAS Y GRÁFICOS DE CONSULTA



para $\frac{d}{h} \Rightarrow 0$ y $\frac{d}{W} \leq 0.65$:

$$K_t \cong 2.9947 - 3.4833 \frac{d}{W} + 5.8268 \left(\frac{d}{W}\right)^2 - 4.1986 \left(\frac{d}{W}\right)^3$$

para $\frac{d}{h} \geq 0.25$: $K_t \cong A e^{b(d/W)}$

donde:

d/h	A	b
0.25	2.68750	-0.75128
0.50	2.46620	-0.77215
1.00	2.24000	-0.78739
1.50	2.02430	-0.80821
2.00	2.10560	-0.79878
∞	1.80820	-0.66702

Figura D.1. Gráfica de factor de concentrador de esfuerzo para un cuerpo con agujero sometido a flexión (Norton, 2011).

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3 h$				
	~ 4	4 ~ 12	12 ~ 30	30 ~ 60	60 ~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> • Aplicaciones domésticas • Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> • Maquinaria agrícola • Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> • Equipos médicos • Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores de acondicionadores de aire residenciales • Equipos de construcc. • Elevadores • Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> • Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> • Automóviles • Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños • Buses/camiones • Transmisiones de engranes en general • Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> • Husillos de máquinas • Motores industriales • Trituradores • Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> • Transmisiones de engranes principales • Máquinas de caucho/plástico • Rodillos de calandrias • Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> • Laminadores • Escaleras eléctricas • Transportadores • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de vehículos ferroviarios • Acondicionadores de aire • Motores grandes • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de locomotoras • Motores de tracción • Elevadores mineros • Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquinas de fabricación de papel • Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> • Equipos de abastecimiento de agua • Bombas de drenaje/ventiladores para minería • Equipos para generación de potencia

Figura D.2. Aplicaciones en maquinarias y vida requerida para cálculo de rodamientos (NTN, 2022).

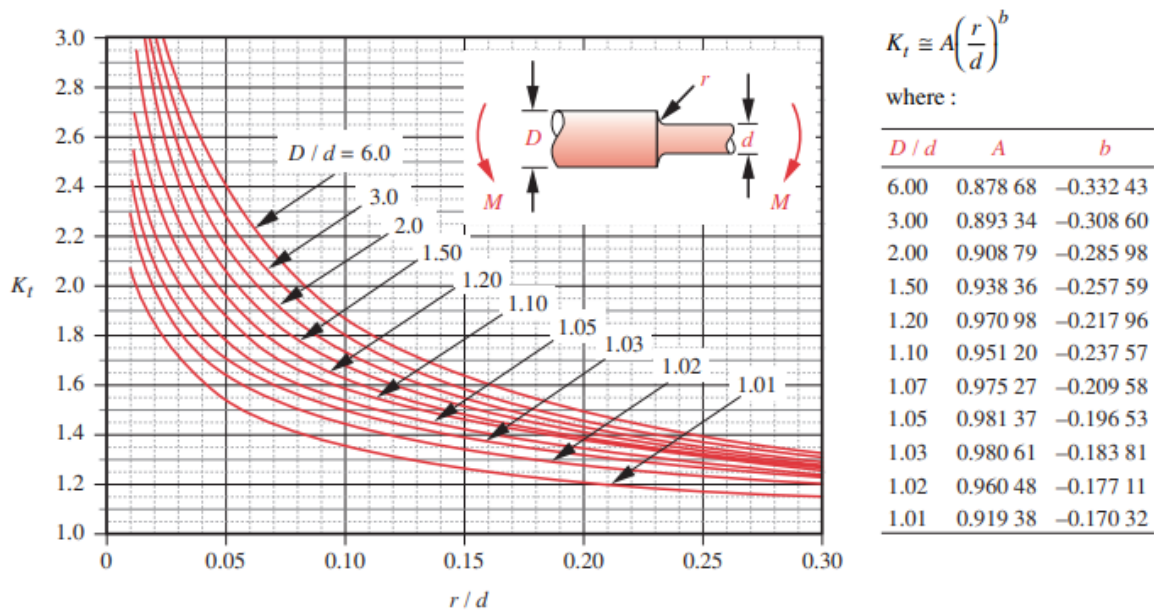


Figura D.3. Gráfica de factor de concentrador de esfuerzo por cambio de sección de un eje sometido a flexión (Norton, 2011).

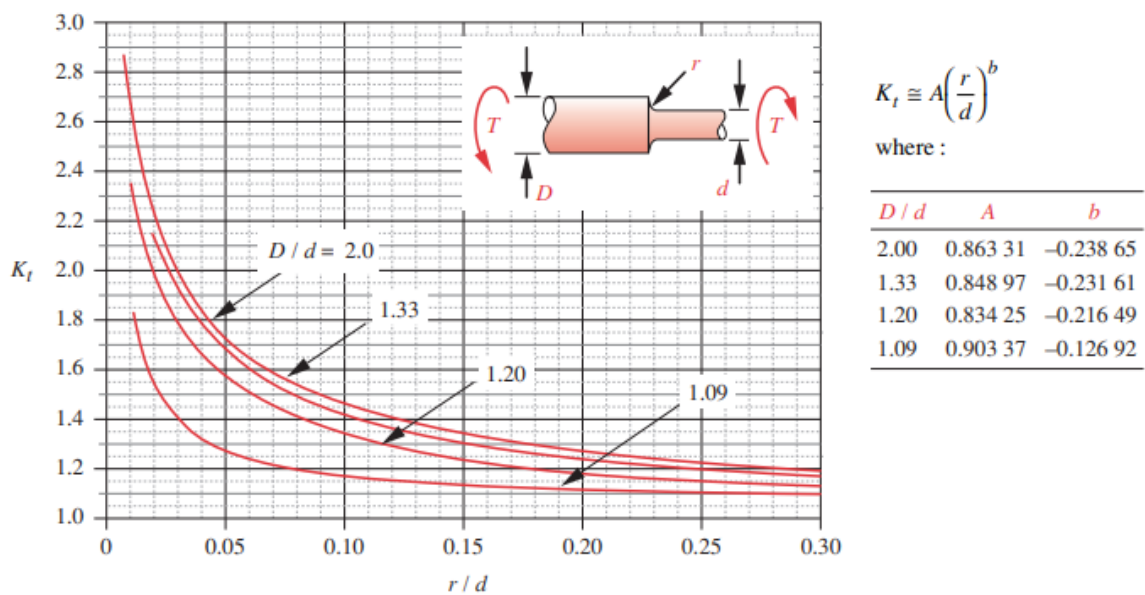


Figura D.4. Gráfica de factor de concentrador de esfuerzo por cambio de sección de un eje sometido a torsión (Norton, 2011).

Table A-9 Mechanical Properties for Some Carbon Steels
Data from Various Sources. * Approximate Values. Consult Material Manufacturers for More Accurate Information

SAE / AISI Number	Condition	Tensile Yield Strength (0.2% offset)		Ultimate Tensile Strength		Elongation over 2 in %	Brinell Hardness -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	hot rolled	26	179	47	324	28	95
	cold rolled	44	303	53	365	20	105
1020	hot rolled	30	207	55	379	25	111
	cold rolled	57	393	68	469	15	131
1030	hot rolled	38	259	68	469	20	137
	normalized @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	cold rolled	64	441	76	524	12	149
	quench & temper @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	quench & temper @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	quench & temper @ 400°F	94	648	123	848	17	495
	quench & temper @ 200°F	106	731	140	965	17	277
1035	hot rolled	40	276	72	496	18	143
	cold rolled	67	462	80	552	12	163
1040	hot rolled	42	290	76	524	18	149
	normalized @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	cold rolled	71	490	85	586	12	170
	quench & temper @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	quench & temper @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	quench & temper @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	hot rolled	45	310	82	565	16	163
	cold rolled	77	531	91	627	12	179
1050	hot rolled	50	345	90	621	15	179
	normalized @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	cold rolled	84	579	100	689	10	197
	quench & temper @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	quench & temper @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	quench & temper @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	hot rolled	54	372	98	676	12	200
	normalized @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	quench & temper @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	quench & temper @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	quench & temper @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	hot rolled	66	455	120	827	10	248
	normalized @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	quench & temper @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	quench & temper @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	quench & temper @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Figura D.5. Propiedades mecánicas de aceros al carbono (Norton, 2011).

Table A-10 Mechanical Properties for Some Alloy and Tool Steels

Data from Various Sources. * Approximate Values. Consult Material Manufacturers for More Accurate Information

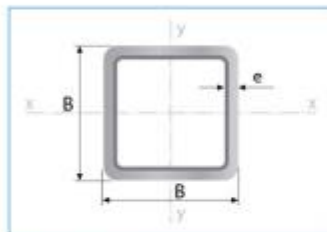
SAE / AISI Number	Condition	Tensile Yield Strength (0.2% offset)		Ultimate Tensile Strength		Elongation over 2 in %	Brinell or Rockwell Hardness
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	annealed	63	434	102	703	25	204HB
	quench & temper	109	752	125	862	21	250HB
4027	annealed	47	324	75	517	30	150HB
	quench & temper	113	779	132	910	12	264HB
4130	annealed @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalized @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	quench & temper @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	quench & temper @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	quench & temper @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	annealed @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalized @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	quench & temper @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	quench & temper @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	quench & temper @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	quench & temper @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	quench & temper @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	quench & temper @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	quench & temper @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	annealed	59	407	96	662	23	192HB
	quench & temper	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	annealed	60	414	95	655	25	190HB
	quench & temper	133	917	144	993	18	288HB
H-11	annealed @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	quench & temper @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	annealed @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	quench & temper @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	annealed @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	quench & temper @ 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	annealed @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	quench & temper @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	annealed @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	quench & temper @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	annealed @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	quench & temper @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	annealed @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	quench & temper @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	annealed @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	quench & temper @ 1 050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

Figura D.6. Propiedades mecánicas de aceros aleados (Norton, 2011).

APÉNDICE E: CATÁLOGOS DE CONSULTA

Tubería Estructural Cuadrada



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Calidad de Acero:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM
A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

Aplicaciones

- Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques.
- Agroganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: soportes.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: columnas.
- Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.

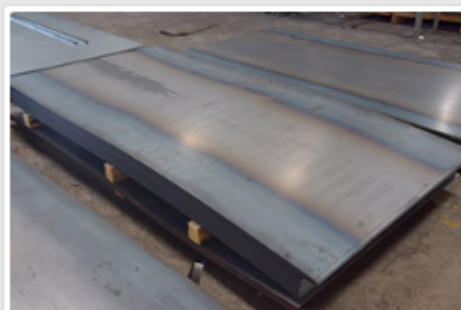
INEN



Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x = y-y			
			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
38	1,40	2,00	1,57	4,41	2,32	1,48
	1,50	2,13	1,67	4,67	2,46	1,48
	1,80	2,52	1,98	5,42	2,85	1,47
	2,00	2,78	2,18	5,89	3,10	1,46
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,83	14,15	5,68	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,98	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,90	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,48	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	60,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	68,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
120	2,50	11,59	9,10	264,81	44,13	4,78
	3,00	13,81	10,84	312,38	52,06	4,76
	4,00	18,15	14,25	402,38	67,06	4,71
	4,50	20,27	15,91	444,87	74,14	4,68
	5,00	22,36	17,55	485,73	80,95	4,66
	6,00	26,43	20,75	562,68	93,78	4,61

Figura E.1 Catálogo tubo estructural cuadrado (IPAC, 2019).

PLANCHAS DE ACERO 1220 x 2440

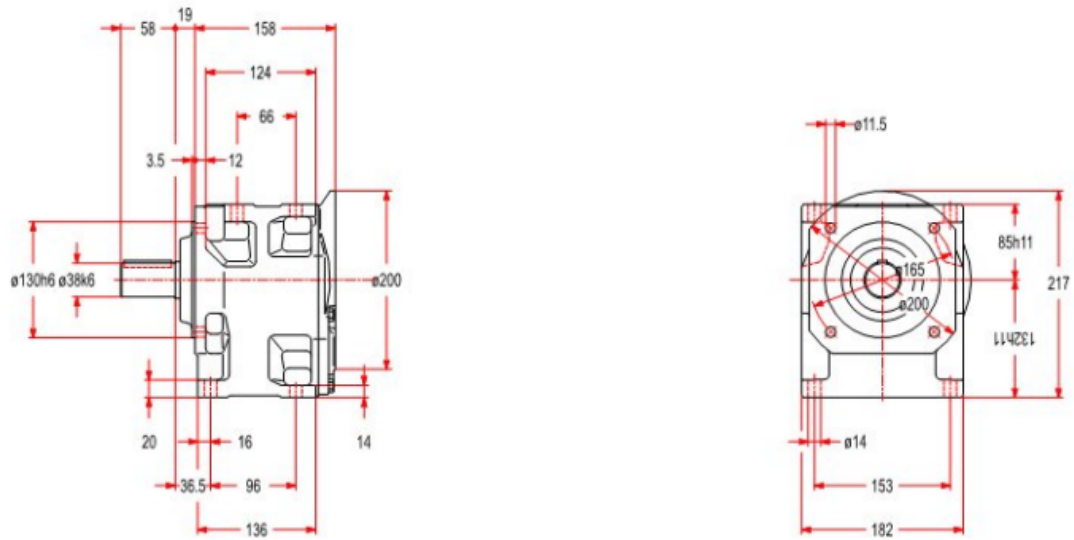


CALIDAD: ASTM A36
 OTRAS CALIDADES: PREVIA CONSULTA
 FORMATO: 1220 x 2244
 ACABADOS: NATURAL

ESPESOR	DIMENSIONES		PESO
	ancho	largo	
mm	mm	mm	kg.
2	1220	2440	46.74
3	1220	2440	70.11
4	1220	2440	93.48
5	1220	2440	116.85
6	1220	2440	140.22
8	1220	2440	186.96
9	1220	2440	210.33
10	1220	2440	233.70
12	1220	2440	280.44
15	1220	2440	350.55
18	1220	2440	420.66
20	1220	2440	467.40
22	1220	2440	514.14
25	1220	2440	584.25
30	1220	2440	701.10
38	1220	2440	888.06
50	1220	2440	1168.50

Figura E.2. Catálogo planchas de acero (DISMETAL, 2022).

Dimensiones principales [mm] (para accesorios, ver Pág. siguientes)



Información

Tornillo corto M 12 x 35 - Tornillo largo M 12 x 40

Sinfines UNI 5588: M 12

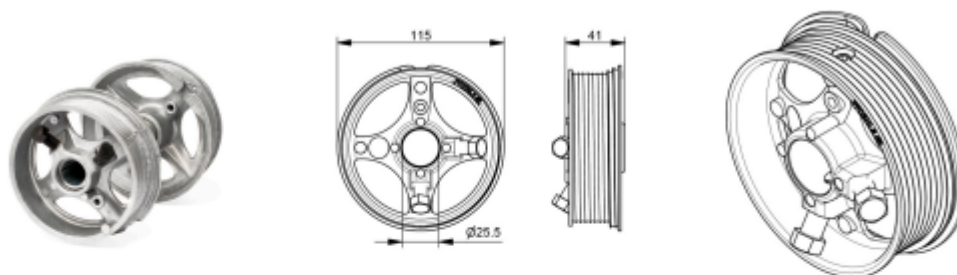
Fiabilidad del producto, consideraciones sobre la aplicación

El cliente es responsable de la correcta selección y aplicación del producto en vista de propias necesidades industriales y/o comerciales, salvo el caso donde la utilización no se recomendó por personal técnico de Rossi, debidamente informado por el Cliente acerca de sus propias necesidades operativas. En este caso, todos los datos necesarios para la selección tendrán que ser comunicados, fielmente y por escrito, por el Cliente, indicados en el pedido y confirmados por Rossi. El cliente es siempre responsable de la seguridad en el ámbito de las aplicaciones del producto. En la redacción del catálogo se ha puesto la máxima atención para garantizar la exactitud de los datos, no obstante no se puede aceptar responsabilidad alguna por eventuales errores, omisiones o datos no actualizados. Debido a la evolución constante del estado del arte del sector, Rossi se reserva la facultad de modificar en cualquier momento el contenido de la presente publicación. El responsable último de la selección del producto es el Cliente, salvo acuerdos diferentes debidamente formalizados por escrito y firmados por las partes.

Figura E.3. Dimensiones motorreductor (Transtencia, 2022).

FF05NL8 Tambor para cables

Imágenes:



Descripción:

- Subcategoría	: 01. Residencial
- IND/RES	: RES
- Contenido total del paquete	: 30
- Unidad	: Par (2)
- Peso/Unidad	: 0,35kg
- Material	: Aluminio
- Longitud	: 41mm
- Familia de productos	: 02 Cable drums
- Diámetro interior	: 25,5mm
- Diámetro máx. del cable	: 3mm
- Peso máx. de la puerta	: 245kg
- Diámetro exterior	: 115mm
- Bobinados de seguridad	: 0.5
- Tamaño de eje	: 1"
- Marcado	: RH, LH
- Descripción comercial	: side-screws
- Descripción	: Max. H with 2 safety wraps is 1950mm. Cable provided with a terminal (pressed alu sleeve) can be hooked into camber of the drum. Drum fixed directly to shaft with 2x3/8inch bolts (hexagon).

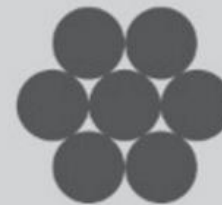
Figura E.4. Características tambor para cable (Flexiforce, 2022).

CABLES MONOCORDÓN

Comando y estructurales

Cables galvanizados monocordones para arriostamiento, tensores y todo tipo de uso estático como elemento para incrementar la rigidez estructural. Las unidades de medida y características de estos cables responden a la norma IRAM 722, galvanizado pesado.

También pueden proveerse bajo otras normas según distintas aplicaciones, por ejemplo, ASTM A475 (Hilo de guardia).



IPH 17

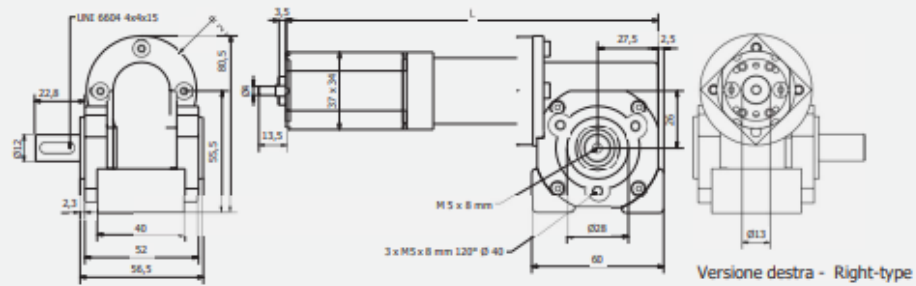
Carga mínima de rotura

Diámetro	Masa aprox.	Grado 120 daN/mm ²		Grado 140 daN/mm ²		Grado 1770 N/mm ²	
		[kN]	[t]	[kN]	[t]	[kN]	[t]
[mm]	[Kg/m]						
1,20	0,007	-	-	-	-	1,50	0,15
1,50	0,011	-	-	-	-	2,17	0,22
3,00	0,050	6,4	0,65	7,9	0,81	-	-
3,50	0,070	9,5	0,97	11,0	1,12	-	-
4,80	0,110	16,4	1,67	19,0	1,94	-	-
6,00	0,18	25,6	2,61	29,6	3,02	-	-
7,50	0,28	40,0	4,08	46,4	4,73	-	-
8,10	0,32	46,6	4,76	54,0	5,51	-	-
9,00	0,40	57,5	5,87	66,7	6,81	-	-
10,00	0,50	71,0	7,24	-	-	-	-
10,50	0,54	73,3	7,48	-	-	-	-
12,70	0,78	114	11,6	-	-	-	-

Construcción: 1x7 cordones Ø 1,20 - 1,50 mm, en grado 1770 N/mm².
 Revestimiento: galvanizado.

Figura E.5. Cables mono - cordón. (Cargo Flet Blasant, 2022).

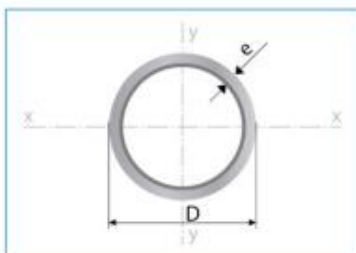
Motoriduttore • Gear motor ■ MVR 737 30Q 26



Tipo	L mm	Rapporto riduzione	*R.P.M. a vuoto min ⁻¹	*R.P.M S1 min ⁻¹	Coppia S1 Nm	*R.P.M S2 min ⁻¹	Coppia S2 Nm	Coppia Max Nm	I Max 24 Vdc
Type	L mm	Ratio	*R.P.M. no load min ⁻¹	*R.P.M S1 min ⁻¹	S1 Torque Nm	*R.P.M S2 min ⁻¹	S2 Torque Nm	Max Torque Nm	I Max 24 Vdc
MVR 737 30Q26 160	156	160	32	27	1,8	23	3,7	13	5,4
MVR 737 30Q26 320	156	320	14	12	3,5	10	7	25	5,4
MVR 737 30Q26 640	165	640	8,5	7,5	6,8	6	14	32	3,5
MVR 737 30Q26 1280	165	1280	3,5	3	8/0,75A	2,8	16/1,2A	32	2,1
MVR 737 30Q26 1920	165	1920	2,8	2,4	9/0,9A	2,2	18/1,5A	32	2,5
MVR 737 30Q26 2560	174	2560	2	1,8	9/0,5A	1,6	18/0,75A	32	1,1

Figura E.6. Catálogo motorreductores DC (Bernio, 2022).

Tubería Estructural Redonda



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Calidad de Acero:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM
A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

Aplicaciones

- Automotriz y de autopartes: carrocería, guardachoques, tubos de escape, remolques y rodados.
- Agroganadera: maquinaria e implementos agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: alumbrado, soportes para señalética.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: rejas, portones, columnas, andamios.
- Estructuras: portantes, galpones, invernaderos y naves industriales.

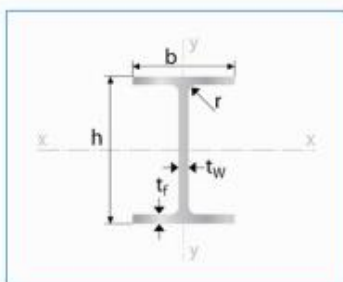
Beneficios

- Duradero: Al construir con acero, asegura que su producto tenga una vida útil, superior a los materiales de construcción convencionales.
- Económico: Se optimiza el uso del material produciéndose ahorro en obras, por facilidad y rapidez de uso y armado ahorra en tiempo y personal.
- Ecológico: Con el uso de acero, se minimiza la utilización de madera y su desecho, por lo que contribuye al medio ambiente.

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas			
Diámetro Exterior	Espesor			Flexión			
D	e	A	P	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
pulg.	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	
3/4	19,10	1,40	0,78	0,61	0,30	0,32	0,63
		1,50	0,83	0,65	0,32	0,34	0,62
		1,80	0,98	0,77	0,37	0,39	0,61
		2,00	1,07	0,84	0,39	0,41	0,61
7/8	22,20	1,40	0,92	0,72	0,50	0,45	0,74
		1,50	0,98	0,77	0,53	0,47	0,73
		1,80	1,16	0,91	0,61	0,55	0,72
		2,00	1,27	1,00	0,66	0,59	0,72
1	25,40	1,40	1,06	0,83	0,76	0,60	0,85
		1,50	1,13	0,88	0,81	0,64	0,85
		1,80	1,33	1,05	0,93	0,74	0,84
		2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83
1 1/4	31,80	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
		1,50	1,43	1,12	1,63	1,03	1,07
		1,80	1,69	1,33	1,91	1,20	1,06
		2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
		1,50	1,72	1,35	2,89	1,52	1,30
		1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28
		2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 3/4	44,50	1,40	1,89	1,49	4,39	1,98	1,52
		1,50	2,02	1,59	4,67	2,10	1,52
		1,80	2,41	1,89	5,49	2,47	1,51
		2,00	2,67	2,09	6,02	2,71	1,50
1 7/8	47,60	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
		1,50	2,17	1,71	5,79	2,43	1,63
		1,80	2,59	2,03	6,81	2,86	1,62
		2,00	2,87	2,25	7,47	3,14	1,61
2	50,80	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
		1,50	2,32	1,82	7,06	2,78	1,74
		1,80	2,77	2,18	8,33	3,28	1,73
		2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
2 3/8	60,30	3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69
		4,00	5,88	4,62	16,22	6,39	1,66
		1,50	2,77	2,18	12,00	3,98	2,08
		1,80	3,31	2,60	14,18	4,70	2,07
2 1/2	63,50	2,00	3,66	2,88	15,60	5,17	2,06
		3,00	5,40	4,24	22,25	7,38	2,03
		4,00	7,08	5,56	28,21	9,35	2,00
		1,50	2,92	2,29	14,05	4,42	2,19
3	76,20	1,80	3,49	2,74	16,62	5,23	2,18
		2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18
		3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14
		4,00	7,48	5,87	33,24	10,47	2,11
4	101,60	1,50	3,52	2,76	24,56	6,45	2,64
		1,80	4,21	3,30	29,13	7,65	2,63
		2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62
		3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59
5	127,00	4,00	9,07	7,12	59,30	15,56	2,56
		5,00	11,18	8,78	71,22	18,69	2,52
		2,00	6,26	4,91	77,63	15,28	3,52
		3,00	9,29	7,29	113,04	22,25	3,49
6	152,40	4,00	12,26	9,63	146,28	28,80	3,45
		5,00	15,17	11,91	177,47	34,93	3,42
		6,00	18,02	14,15	206,68	40,68	3,39
		2,00	7,85	6,17	153,44	24,16	4,42
6 5/8	168,30	3,00	11,69	9,17	224,75	35,39	4,39
		4,00	15,46	12,13	292,61	46,08	4,35
		5,00	19,16	15,04	357,14	56,24	4,32
		6,00	22,81	17,90	418,44	65,90	4,28
7	193,00	3,00	14,08	11,05	393,01	51,58	5,28
		4,00	18,65	14,64	513,73	67,42	5,25
		5,00	23,15	18,18	629,54	82,62	5,21
		6,00	27,60	21,66	740,57	97,19	5,18
8	219,00	3,00	15,58	12,23	532,28	63,25	5,85
		4,00	20,65	16,21	697,09	82,84	5,81
		5,00	25,67	19,94	855,22	99,58	5,77
		6,00	30,55	23,51	1007,00	113,58	5,73

Figura E.7. Tubos estructurales circulares (IPAC, 2019).

Productos Laminados Vigas IPE



Largo normal:
6 metros / 12 metros
Recubrimiento:
Negro
Calidad de Acero:
ASTM A 36 / ASTM A 572 Gr 50
Norma de Fabricación:
INEN 2230 / INEN 2215 / EN 10024
Observaciones:
Otras dimensiones y largos previa
consulta.

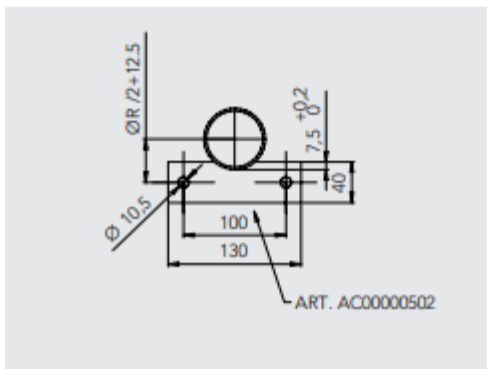
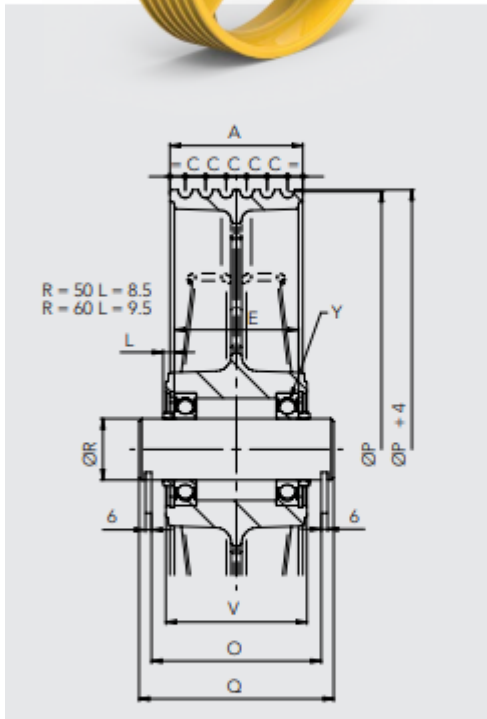
Aplicaciones

- Estructuras.
- Soporte de polipasto en puentes grúas o techos.
- Puentes.
- Rieles.



Designación	Dimensiones							Área	Peso	Propiedades Elásticas						Módulo Plástico		Módulo Torsión
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y			Eje x-x			Zx	Zy	Jt
	h	s	b	t	r1	r2	d			Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	Zx	Zy	Jt
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm ⁴	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³
IPE 80	80,00	3,80	46,00	5,20	5,00	68,60	59,60	7,64	6,00	80,10	20,00	3,24	8,50	3,70	1,05	23,20	5,80	0,70
IPE 100	100,00	4,10	55,00	5,70	7,00	88,60	74,60	10,30	8,10	171,00	34,20	4,07	15,90	5,80	1,24	39,40	9,10	1,20
IPE 120	120,00	4,40	64,00	6,30	7,00	107,40	93,40	13,20	10,40	318,00	53,00	4,90	27,70	8,60	1,45	60,70	13,60	1,74
IPE 140	140,00	4,70	73,00	6,90	7,00	126,20	112,20	16,40	12,90	541,00	77,30	5,74	44,90	12,30	1,65	88,30	19,20	2,45
IPE 160	160,00	5,00	82,00	7,40	9,00	145,20	127,20	20,10	15,80	869,00	109,00	6,58	68,30	16,70	1,84	124,00	26,10	3,60
IPE 180	180,00	5,30	91,00	8,00	9,00	164,00	146,00	23,90	18,80	1317,00	146,00	7,42	101,00	22,20	2,05	166,00	34,60	4,79

Figura E.8. Vigas tipo IPE (IPAC, 2019).



ART.	P	O	Gole Grooves Gorges Rillen Ranuras		Fune Rope Cable Seilen Cable		A	C	E	V	Q	R	Y	Carico Max. Load Max. Höchstlast Carga Max.	
			mm	mm	mm	mm								mm	mm
TO60109000				3											
TO60110000	320	146		4	8	94	17	104	118	170	55	6011		2200	
TO60111000				5											
TO60112000				6		111								2800	
TO60113000				3											
TO60114000	360	146		4	9	94	17	104	118	170	55	6011		2630	
TO60115000				5											
TO60116000				6		111								3230	
TO60117000				3											
TO60118000				4											
TO60119000	400	146		5	10	94	17	104	118	170	55	6211		3150	
TO60120000				6		111								3750	
TO60121000				3											
TO60122000	450	146		4	11	94	17	104	118	170	55	6211		3930	
TO60123000				5											
TO60124000				6		111								4730	
TO60125012				3											
TO60126012	500	146		4	12	94	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60127012				5											
TO60128012				6		111								4750	
TO60129000				3											
TO60130000	500	146		4	12	94	20	104	118	170	55	6211		5100	
TO60131000				5		111									
TO60132000		166		6		130		122	138	190	60	6212		6200	
TO60700000				3											
TO60701000	520	146		4	11	94	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60702000				5											
TO60703000				6		111								4750	
TO60704013				3											
TO60705013	520	146		4	13	94	20	104	118	170	55	6211		5100	
TO60706013				5		111									
TO60707013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6200	
TO60133000				3											
TO60134000	550	146		4	11	94	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60135000				5											
TO60136000				6		111								4750	
TO60137013				3											
TO60138013	550	146		4	13	94	20	104	118	170	55	6211		5230	
TO60139013				5		111									
TO60140013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6330	
TO60141000				3											
TO60142000	600	146		4	11	94	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60143000				5											
TO60144000				6		111								4750	
TO60145013				3											
TO60146013	600	146		4	13	94	20	104	118	170	55	6211		5230	
TO60147013				5		111									
TO60148013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6330	
TO60149000				3											
TO60150000	650	146		4	11	94	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60151000				5											
TO60152000				6		111								4750	
TO60153013				3											
TO60154013	650	146		4	13	111	20	104	118	170	55	6211		5230	
TO60155013				5											
TO60156013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6330	
TO60157000				3											
TO60158000	700	146		4	11	94	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60159000				5											
TO60160000				6		111								4750	
TO60161013				3											
TO60162013	700	146		4	13	94	20	104	118	170	55	6211		5230	
TO60163013				5		111									
TO60164013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6330	
TO60165000				3											
TO60166000	750	146		4	11	111	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60167000				5											
TO60168000				6										4750	
TO60169013				3											
TO60170013	750	146		4	13	111	20	104	118	170	55	6211		5230	
TO60171013				5											
TO60172013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6330	
TO60173000				3											
TO60174000	800	146		4	11	111	17	104	118	170	55	6211		3950	
TO60175000				5											
TO60176000				6										4750	
TO60177013				3											
TO60178013	800	146		4	13	111	20	104	118	170	55	6211		5230	
TO60179013				5											
TO60180013		166		6		130		122	138	190	60	6212		6330	

Figura E.9. Catálogo de poleas (Montanari Group, 2022).

Motorreductores Motorreductores helicoidales sinfín-corona

Motorreductores de hasta 11 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_S	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso ^{*)} kg
	n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹						
0,75 (50 Hz)	C.38-LA80M4							
0,90 (60 Hz)	19,6	24	247	0,84	71,12	2KJ1601 - ■DC13 - ■■U1		26
	21	25	228	0,89	65,68 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■T1		26
	26	31	236	1,0	53,53	2KJ1601 - ■DC13 - ■■R1		26
	30	36	208	1,1	46,93 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■Q1		26
	33	40	187	1,2	42,00	2KJ1601 - ■DC13 - ■■P1		26
	37	44	167	1,4	37,28 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■N1		26
	43	52	147	1,3	32,67	2KJ1601 - ■DC13 - ■■M1		26
	49	59	129	1,6	28,72 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■L1		26
	54	65	117	1,8	25,95	2KJ1601 - ■DC13 - ■■K1		26
	62	74	102	2,0	22,61 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■J1		26
	69	83	92	2,1	20,31	2KJ1601 - ■DC13 - ■■H1		26
	76	91	83	2,5	18,33 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■G1		26
	84	101	75	2,6	16,62	2KJ1601 - ■DC13 - ■■F1		26
	92	110	68	2,7	15,13 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■E1		26
	104	125	60	2,7	13,37	2KJ1601 - ■DC13 - ■■D1		26
	113	136	56	3,0	12,35 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■C1		26
131	157	48	3,6	10,63	2KJ1601 - ■DC13 - ■■B1		26	
144	173	44	3,8	9,67 ★	2KJ1601 - ■DC13 - ■■A1		26	
1,1 (50 Hz)	C.88-LA90S4							
1,3 (60 Hz)	4,0	4,8	1 851	0,86	354,55	2KJ1604 - ■EL13 - ■■R2		81
	4,4	5,3	1 681	0,94	318,50 ★	2KJ1604 - ■EL13 - ■■Q2		81
	5,2	6,2	1 458	1,0	273,00	2KJ1604 - ■EL13 - ■■P2		81
	5,7	6,8	1 327	1,1	247,00 ★	2KJ1604 - ■EL13 - ■■N2		81
	6,2	7,4	1 229	1,1	228,00	2KJ1604 - ■EL13 - ■■M2		81
	7,1	8,5	1 074	1,2	198,25 ★	2KJ1604 - ■EL13 - ■■L2		81
	7,9	9,5	977	1,3	180,00	2KJ1604 - ■EL13 - ■■K2		81
	8,6	10,3	893	1,4	164,36 ★	2KJ1604 - ■EL13 - ■■J2		81
	9,4	11,3	820	1,5	150,80	2KJ1604 - ■EL13 - ■■H2		81
	10,2	12,2	756	1,6	138,94 ★	2KJ1604 - ■EL13 - ■■G2		81
	11,2	13,4	687	1,7	126,18	2KJ1604 - ■EL13 - ■■F2		81
	12,3	14,8	626	1,8	114,95 ★	2KJ1604 - ■EL13 - ■■E2		81
	13,0	15,6	684	1,9	108,50	2KJ1604 - ■EL13 - ■■D2		81
	15,6	18,7	573	2,2	90,62	2KJ1604 - ■EL13 - ■■B2		81

Figura E.10. Catálogo motorreductores sinfín corona (Siemens, 2015).

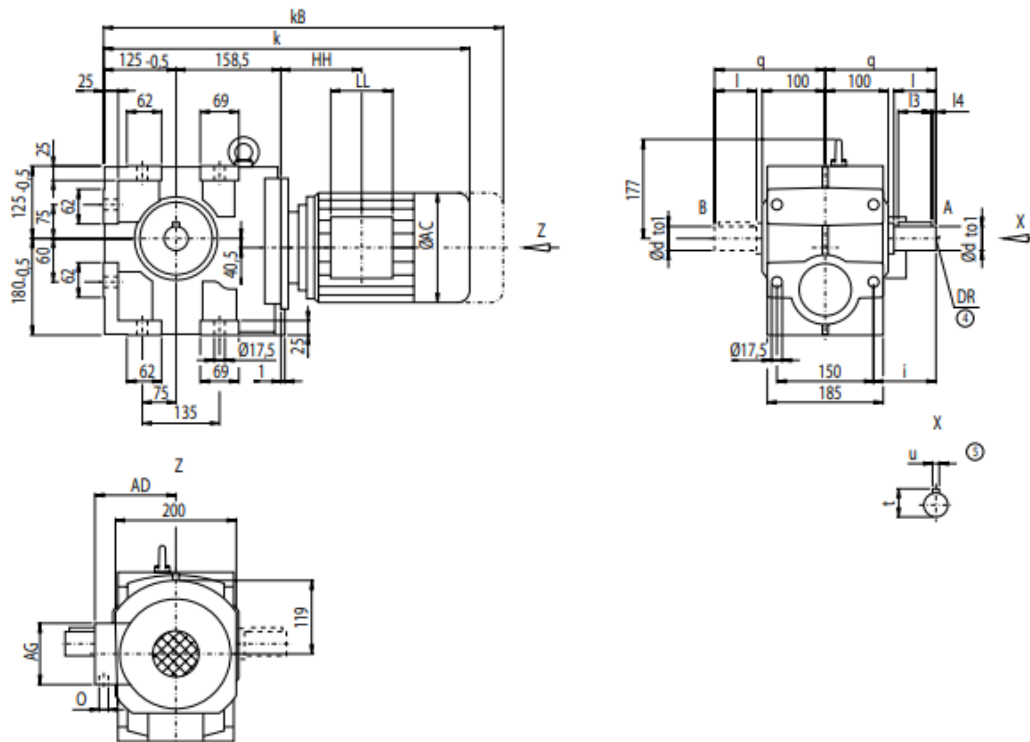
Motorreductores

Motorreductores helicoidales sinfín-corona

Dimensiones

Reductores C88, carcasa con patas y carcasa con centraje (tipo C)

C012

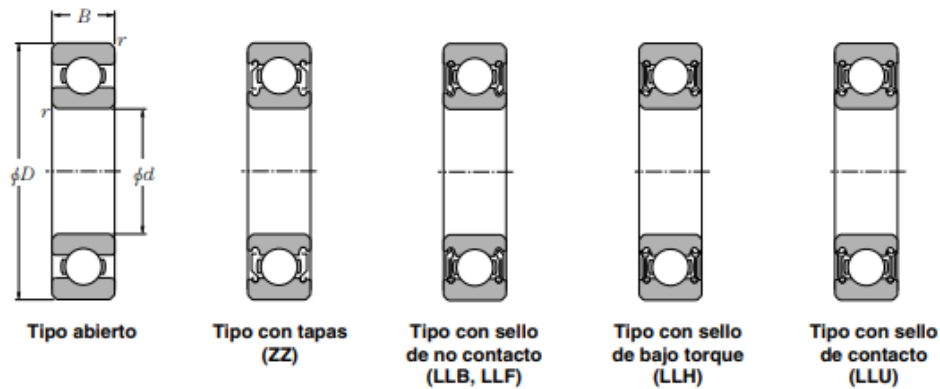


d	to1	l	l3	l4	t	u	i	q	DR
45	k6	90	80	2,5	48,0	14	120	195	M16x36
50	k6	100	80	10,0	53,5	14	130	205	M16x36
70 ^{*)}	m6	140	110	15,0	74,5	20	170	245	M20x42

*) Serie preferente

Motor	C88								Peso C88
	k	k8	AC	AD	AG	LL	HH	O	
LA71	530,5	585,5	139,0	146	90	90	103,0	M20x1,5/M25x2,5	74
LA71Z	549,5	604,5	139,0	146	90	90	103,0	M20x1,5/M25x2,5	74
LA80	567,5	631,0	156,5	155	90	90	102,5	M20x1,5/M25x2,5	78
LA90S	598,5	669,5	174,0	163	90	90	102,5	M20x1,5/M25x2,5	83

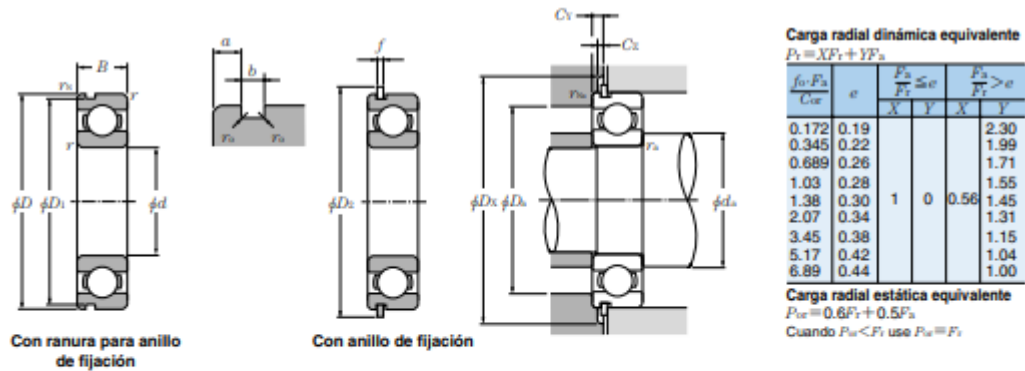
Figura E.11. Dimensiones del motorreductor sinfín corona (Siemens, 2015).



d 10 ~ 20mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.								
	D	B	$r_{s, min}^{(1)}$	r_{ss} min	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU	
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	
17	23	4	0.2	—	1.00	0.660	102	67	16.3	5 000	6 700	—	—	6703	—	LLF	—	—
	26	5	0.3	—	2.23	1.46	227	149	16.1	24 000	28 000	—	15 000	6803	ZZ	LLB	—	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	14.7	22 000	26 000	—	14 000	6903	ZZ	LLB	—	LLU
	35	8	0.3	—	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	—	—	16003	—	—	—	—
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	16 000	14 000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	12.8	18 000	21 000	15 000	12 000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	13.5	6.55	1 380	665	12.2	16 000	19 000	14 000	11 000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	—	22.7	10.8	2 320	1 100	11.1	14 000	16 000	—	—	6403	—	—	—	—

Figura E.14. catálogo rodamientos de bolas (NTN, 2022).



Números de rodamientos		Dimensiones de la ranura para anillo de fijación mm				Dimensiones del anillo de fijación mm		Dimensiones de hombros y filetes mm						Masa ¹⁾		
ranura ²⁾ para anillo de fijación	anillo ²⁾ de fijación	D_1	a	b	r_s	D_2	f	d_s		D_3	D_4	C_1	C_2	r_{1a}	r_{1b}	(aprox.)
		max	max	min	max	max	max	min	max ³⁾	max	(aprox.)	max	min	max	max	
—	—	—	—	—	—	—	—	10.8	—	14.2	—	—	—	0.1	—	0.0015
—	—	—	—	—	—	—	—	12	12.5	17	—	—	—	0.3	—	0.005
N	NR	20.8	1.05	0.8	0.2	24.8	0.7	12	13	20	25.5	1.5	0.7	0.3	0.3	0.009
— ⁵⁾	— ⁵⁾	—	—	—	—	—	—	12	13.5	24	—	—	—	0.3	—	0.019
N	NR	28.17	2.06	1.35	0.4	34.7	1.12	14	16	26	35.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.032
N	NR	33.17	2.06	1.35	0.4	39.7	1.12	14	17	31	40.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.053
<hr/>																
—	—	—	—	—	—	—	—	13.6	13.8	16.4	—	—	—	0.2	—	0.002
—	—	—	—	—	—	—	—	14	14.5	19	—	—	—	0.3	—	0.006
N	NR	22.8	1.05	0.8	0.2	26.8	0.7	14	15	22	27.5	1.5	0.7	0.3	0.3	0.011
—	—	—	—	—	—	—	—	14	—	26	—	—	—	0.3	—	0.019
— ⁵⁾	— ⁵⁾	—	—	—	—	—	—	14	16	26	—	—	—	0.3	—	0.021
N	NR	30.15	2.06	1.35	0.4	36.7	1.12	16	17	28	37.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.037
N	NR	34.77	2.06	1.35	0.4	41.3	1.12	17	18.5	32	42	2.9	1.2	1	0.5	0.06
<hr/>																
—	—	—	—	—	—	—	—	16.6	16.8	19.4	—	—	—	0.2	—	0.0025
—	—	—	—	—	—	—	—	17	17.5	22	—	—	—	0.3	—	0.007
N	NR	26.7	1.3	0.95	0.25	30.8	0.85	17	17.5	26	31.5	1.9	0.9	0.3	0.3	0.016
—	—	—	—	—	—	—	—	17	—	30	—	—	—	0.3	—	0.025
N	NR	30.15	2.06	1.35	0.4	36.7	1.12	17	19	30	37.5	2.9	1.2	0.3	0.3	0.03
N	NR	33.17	2.06	1.35	0.4	39.7	1.12	19	20	31	40.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.045
N	NR	39.75	2.06	1.35	0.4	46.3	1.12	20	23	37	47	2.9	1.2	1	0.5	0.082
<hr/>																
—	—	—	—	—	—	—	—	18.6	18.8	21.4	—	—	—	0.2	—	0.0025
—	—	—	—	—	—	—	—	19	19.5	24	—	—	—	0.3	—	0.008
N	NR	28.7	1.3	0.95	0.25	32.8	0.85	19	20	28	33.5	1.9	0.9	0.3	0.3	0.018
—	—	—	—	—	—	—	—	19	—	33	—	—	—	0.3	—	0.032
N	NR	33.17	2.06	1.35	0.4	39.7	1.12	19	21	33	40.5	2.9	1.2	0.3	0.3	0.039
N	NR	38.1	2.06	1.35	0.4	44.6	1.12	21	23	36	45.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.066
N	NR	44.6	2.46	1.35	0.4	52.7	1.12	22	25	42	53.5	3.3	1.2	1	0.5	0.115
—	—	—	—	—	—	—	—	23.5	—	55.5	—	—	—	1	—	0.27

Figura E.15. Propiedades de rodamientos (NTN, 2022).

CANAL "U"

Especificaciones Generales:

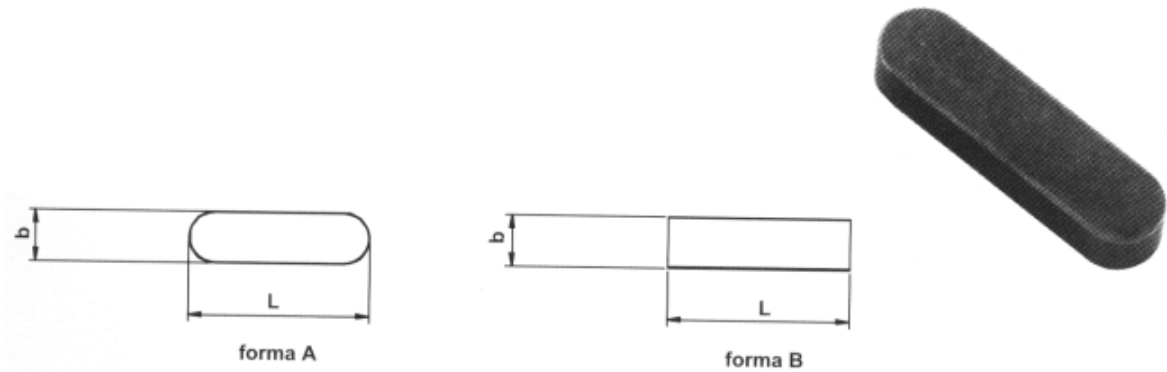
Norma:	NTE INEN 1623
Calidad:	ASTM A36 - SAE J 403 1008
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Espesores:	Desde 2mm - 12mm
Acabado:	Acero negro y galvanizado



Designación	Dimensiones (mm)			Masa Kg/m	A cm ²	d1 cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
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
C 50 x 25 x 3	50	25	3	2,09	2,7	0,77	9,7	1,57	3,88	0,91	1,89	0,76
C 60 x 30 x 2	60	30	2	1,77	2,26	0,85	12,5	2,00	4,16	0,93	2,35	0,94
C 60 x 30 x 3	60	30	3	2,56	3,3	0,89	17,5	2,84	5,85	1,34	2,31	0,93
C 60 x 30 x 4	60	30	4	3,30	4,2	0,95	21,1	3,51	7,03	1,72	2,24	0,91
C 80 x 40 x 2	80	40	2	2,40	3,07	1,09	30,8	4,89	7,71	1,68	3,17	1,26
C 80 x 40 x 3	80	40	3	3,51	4,5	1,14	43,9	7,01	11	2,45	3,12	1,25
C 80 x 40 x 4	80	40	4	4,56	5,87	1,19	55,4	8,92	13,9	3,17	3,07	1,23
C 80 x 40 x 5	80	40	5	5,55	7,18	1,23	65,49	10,62	16,37	3,83	3,02	1,21
C 80 x 40 x 6	80	40	6	6,49	8,42	1,28	74,18	12,1	18,54	4,44	2,96	1,19
C 100 x 50 x 2	100	50	2	3,02	3,87	1,34	61,5	9,72	12,3	2,66	3,99	1,58
C 100 x 50 x 3	100	50	3	4,45	5,7	1,39	88,5	14,1	17,7	3,89	3,94	1,57
C 100 x 50 x 4	100	50	4	5,81	7,47	1,44	113	18,1	22,6	5,07	3,89	1,56
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,12	9,18	1,48	135	21,8	27,1	6,19	3,84	1,54
C 100 x 50 x 6	100	5	6	8,37	10,82	1,53	115,3	25,14	31,05	7,24	3,79	1,52
C 100 x 60 x 4	100	60	4	6,44	8,13	1,86	128	29,7	25,6	7,17	3,97	1,91
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,91	9,95	1,92	152	35,7	30,5	8,76	3,91	1,9
C 100 x 60 x 6	100	60	6	9,31	12,02	1,93	181,8	42,25	36,36	10,38	3,89	1,87
C 100 x 60 x 8	100	60	8	11,95	15,5	2,06	222,6	52,47	44,52	13,32	3,78	1,83

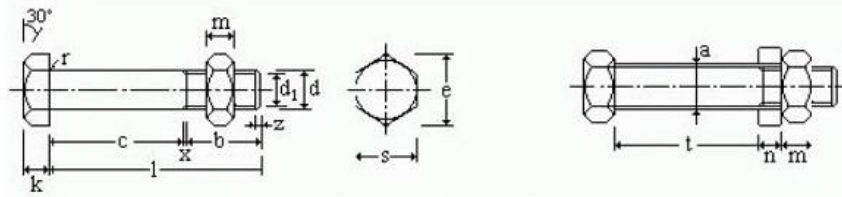
Figura E.16. Catálogo canal tipo U (DIPAC, 2022).

UNI 6604 – DIN 6885



$b^{h9} \times h^{h11}$	L mm																				Chavetero		
	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			t_1	$d+t_2$	
3 x 3	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			1,8	d+1,4	
4 x 4	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			2,5	d+1,8	
5 x 5	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	3	d+2,3
6 x 6	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	80	3,5	d+2,8
8 x 7	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	4	d+3,3
10 x 8	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	5	d+3,3
12 x 8	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	130	140	5	d+3,3
14 x 9	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150			5,5	d+3,8
16 x 10	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150					6	d+4,3
18 x 11	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160						7	d+4,4
20 x 12	50	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200					7,5	d+4,9
22 x 14	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
24 x 14	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
25 x 14	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
28 x 16	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300					10	d+6,4
32 x 18	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300	360						11	d+7,4
36 x 20	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300							12	d+8,4
40 x 22	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300							13	d+9,4
45 x 25	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300								15	d+10,4

Figura E.17. Catálogo de Chavetas (Rodavigo S.A., 2022).



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo An cm ²	Area resistente Ar cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d ₁ mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chaflán z mm	Medida entre caras k mm	Medida entre aristas s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Se recomienda no utilizar los tornillos cuyo tipo figura entre paréntesis.

Figura E.18. Tipos de pernos (Ingemeconica, 2022).



Figura E.19. Grapa de 1/8 pulgadas (Cables de Acero, 2022).



Figura E.20. Guardacable reforzado de 1/8 pulgadas (Cables de Acero, 2022).

E 7018

Acero Dulce, Bajo Hidrógeno · AWS E7018

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

- Revestimiento básico con alto contenido de hierro en polvo que genera un rendimiento de 120%.
- Sus depósitos son de bajo hidrógeno, tenaces, resistentes al agrietamiento, libres de poros e inclusiones de escoria.
- Cordones de apariencia uniforme con fácil remoción de escoria.

APLICACIONES TÍPICAS

- Soldadura de los aceros de bajo y medio carbono hasta 0,45% C.
- Aceros con alto contenido de azufre y fósforo considerados difíciles de soldar.
- Construcciones navales en aceros de los grados A, B, D, y E.

POSICIONES DE SOLDADURA

Todas, excepto vertical descendente

NORMAS

AWS A5.1: E7018
ASME SFA 5.1: E7018

DIÁMETROS / EMPAQUE

Diámetro		Longitud (mm)	Bolsa 1 kg.	Caja Auto Armable 5 kg. Caja Master 20 kg.	Bolsa Lincoln Larga 5kg. Caja Lincoln Larga 20 kg.
(mm)	(pulg)				
2,50	3/32	350	E7018-33201	E7018-33220	
3,25	1/8	350	E7018-18001	E7018-18020	
4,00	5/32	350		E7018-53220	
5,00	3/16	350		E7018-31620	
6,00	1/4	450			E7018L-14020

PROPIEDADES MECÁNICAS. [VALORES TÍPICOS]

	Esfuerzo de Fluencia	Resistencia a la Tracción	Alargamiento	Impacto
Requerimientos AWS E7018	505 N/mm ² (72 ksi)	597 N/mm ² (85 ksi)	24%	73 J a - 30°C

COMPOSICIÓN QUÍMICA. [VALORES TÍPICOS]

	%C	%Mn	%Si	%S
Requerimientos AWS E7018	0,05%	1,06%	0,35%	0,010%

PROCEDIMIENTOS TÍPICOS DE OPERACIÓN

Polaridad	Corriente (Amps)				
	2,50 mm	3,25 mm	4,00 mm	5,00 mm	6,00 mm
C.A / C.C (+)	60-100	90-140	120-190	160-230	210-300

Figura E.21. Electrodo E7018 (Lincoln Electric, 2022).

APÉNDICE F: CONSENTIMIENTO INFORMADO

CONSENTIMIENTO INFORMADO PARA VOLUNTARIOS/PACIENTES

Nombre del voluntario/Paciente: Nancy Coronel

Responsable de la prueba: Eduardo Caicedo – Luis Woelke

Estudio:

Diseño y simulación de un elevador tipo salva-escalera para hogares enfocado a personas con movilidad reducida.

Considero que la información ha sido detallada y suficiente. He tenido la oportunidad de formular preguntas, así como de hablar del experimento en el que voy a participar. Mis preguntas han sido respondidas de modo satisfactorio. Se me ha aclarado el propósito de los experimentos planeados. He leído la hoja de información adjunta para los sujetos control.

Voluntariamente quiero participar, incluidos los riesgos potenciales. Consiento en que se analicen y comuniquen los resultados obtenidos mediante las pruebas realizadas a las autoridades pertinentes, así como a que se guarden mis datos. En caso de mujeres en edad de tener hijos: declaro que no estoy embarazada y consiento en que, si es necesario, se me haga un test de embarazo. Tengo claro que puedo revocar, sin dar motivo alguno, mi consentimiento a la realización de los experimentos y que de ello no se derivaría ninguna desventaja para mí.

Sé que la prueba se hace con fines de investigación y por tanto doy mi consentimiento:

Firma del voluntario:

Nombre: Nancy Coronel Tomala

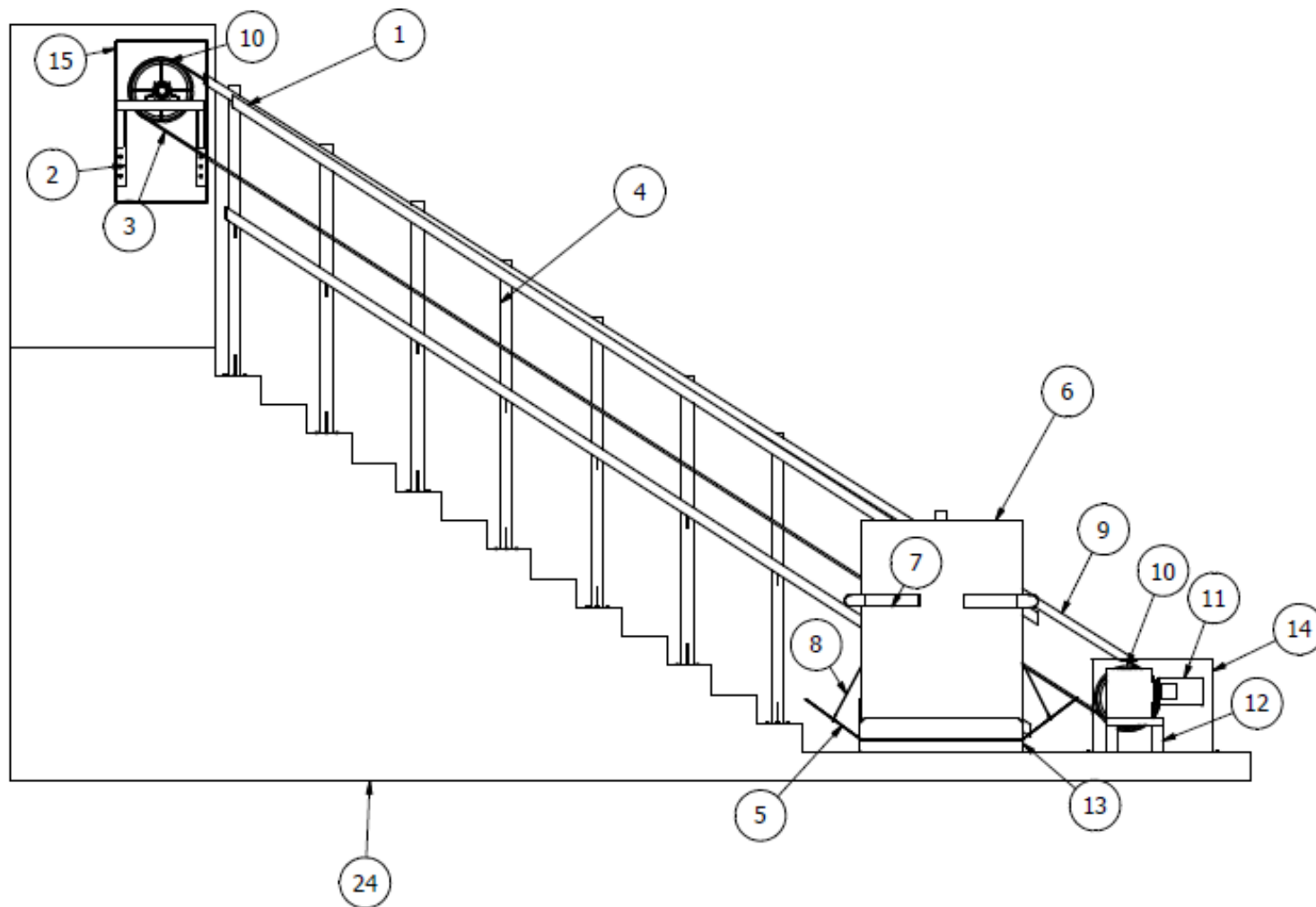
DNI: 0915109581

Firma del Responsable:


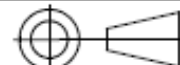
Nancy Coronel 4

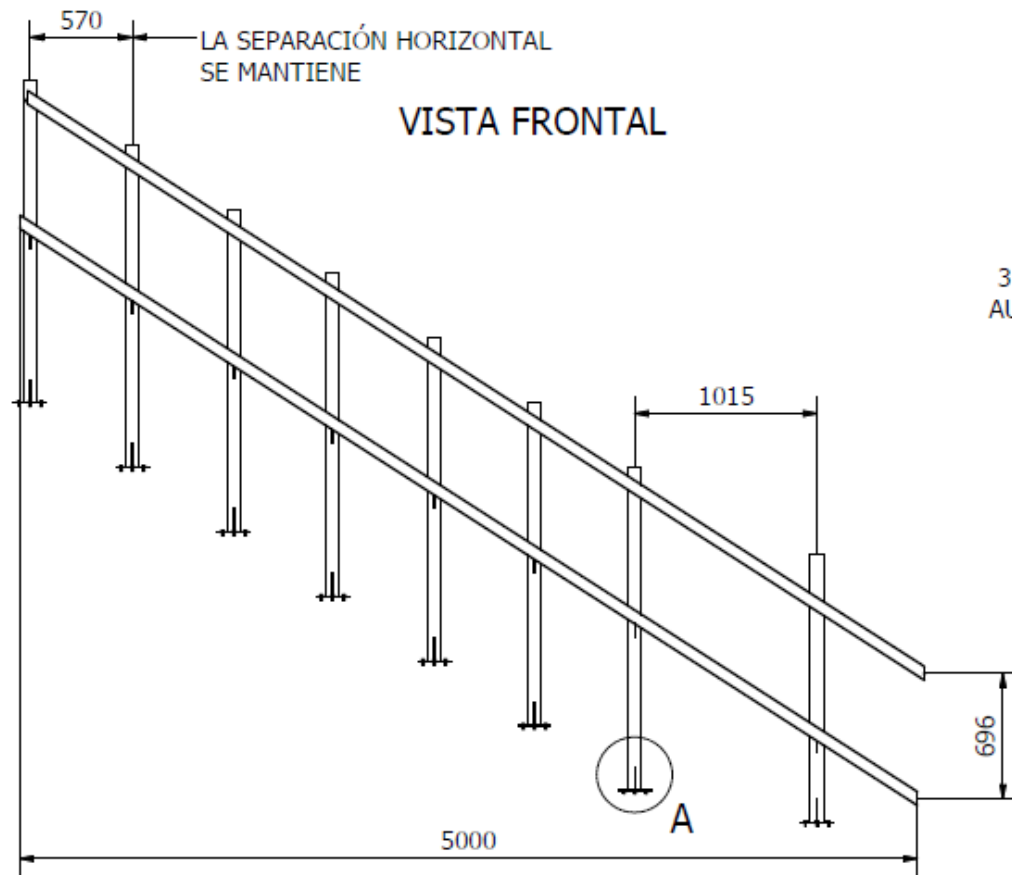
Guayaquil, 10 de octubre de 2022

APÉNDICE G: PLANOS



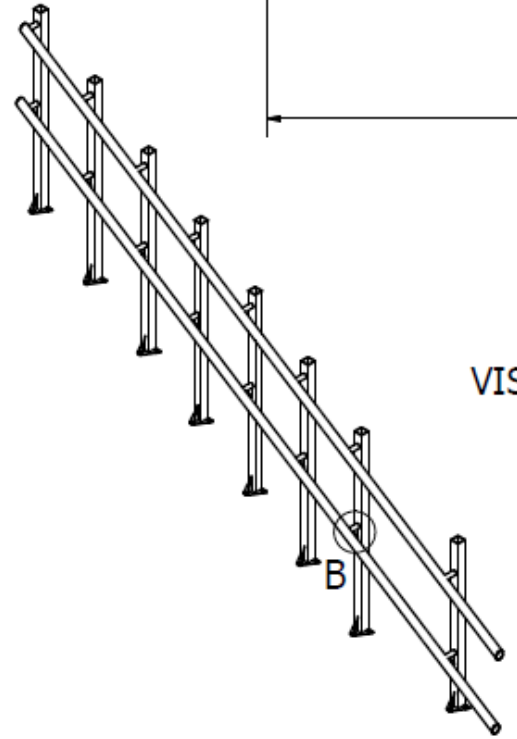
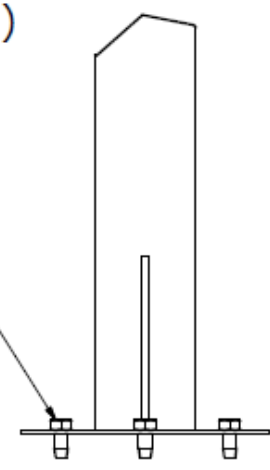
LISTA DE PIEZAS		
ITEM	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	2	Riel
2	1	Soporte de polea tensora
3	3	Cable de tracción
4	8	Soportes verticales
5	2	Rampas de acceso
6	1	Bastidor
7	2	Brazos de seguridad
8	2	Cable de tracción de rampas
9	1	Canaletade recubrimiento de cable de tracción
10	1	Polea principal
11	1	Motor principal
12	1	Soporte de motor principal
13	1	Plataforma abatible
14	1	Cubierta de motor principal
15	1	Cubierta de polea tensora
16	1	Polea tensora

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
 ESCALA 1:30 2 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		PARALELO: 1 LÁMINA: PLANO
	ELEMENTOS GENERALES DEL SISTEMA		



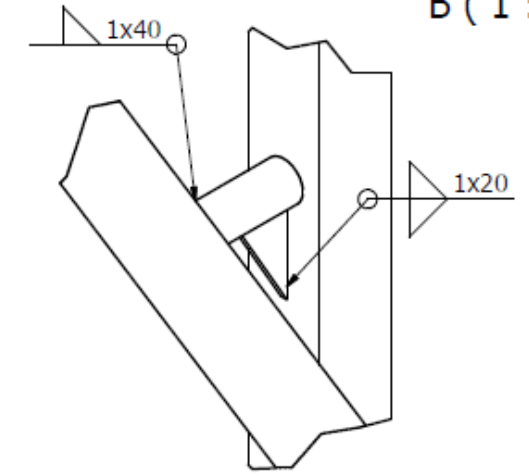
A (1 : 4)


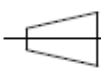

3 PERNOS CON CAMISA
AUTOPERFORANTES M16

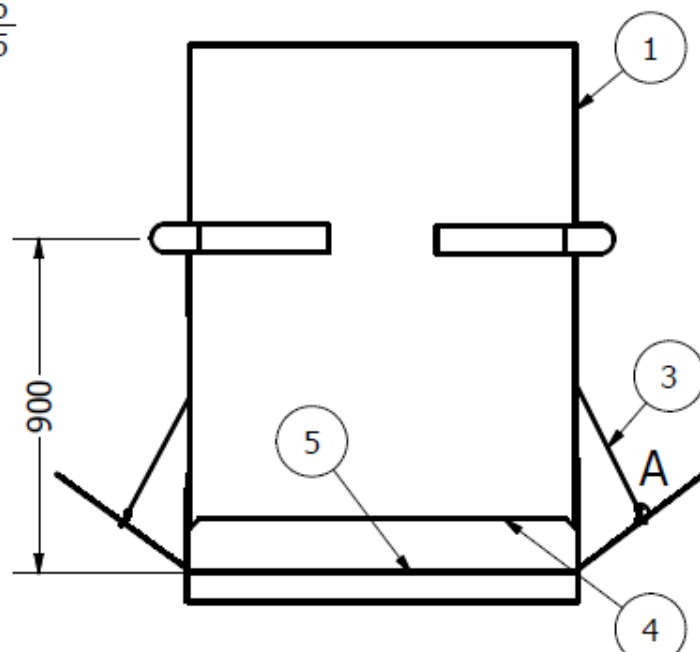
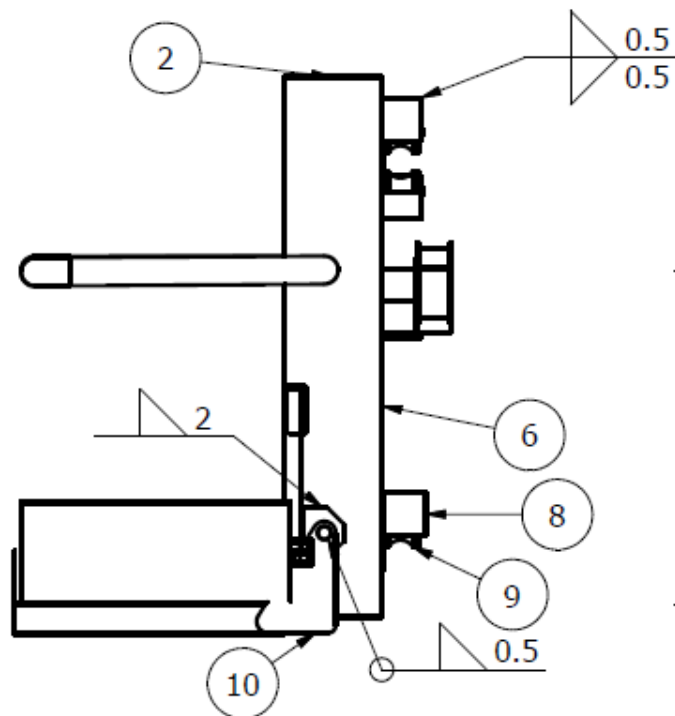


VISTA ISOMÉTRICA

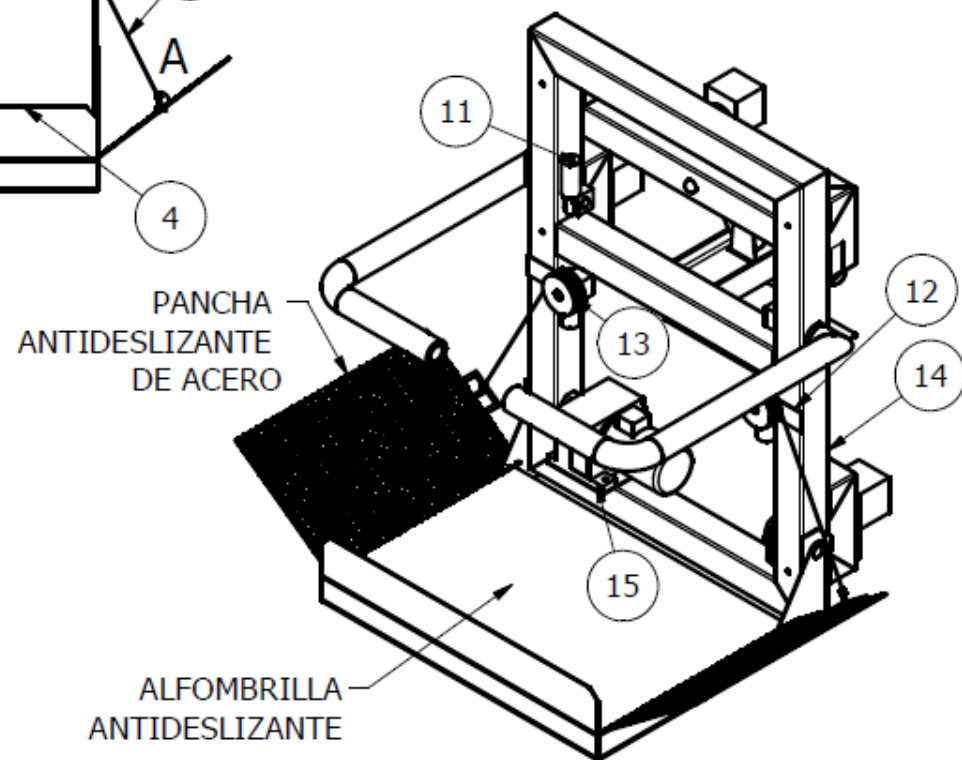
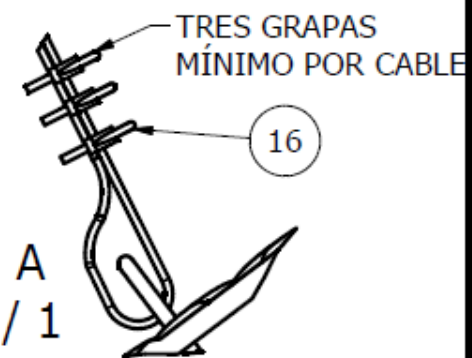
B (1 : 4)



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Autores:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
 ESCALA 1:40 2 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		PARALELO:	1
	DETALLE DE UNIÓN DE RIELES Y SOPORTES VERTICALES		LÁMINA:	PLANO
			 	



DETAIL A
SCALE 1 / 1



LISTA DE PIEZAS

ITEM	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	1	Cubierta frontal
2	2	Cubierta superior / inferior
3	2	Cable de tracción de rampas
4	1	Limite lateral
5	1	Plataforma abatible
6	1	Cubierta posterior
7	2	Carrete retráctil
8	3	Cubierta de rodillos
9	3	Rodillos guía
10	2	Codo de unión
11	4	Motorreductores de 0.5HP
12	2	Plancha de soporte para motorreductor
13	2	Tambor de enrollamiento
14	1	Estructura del bastidor
15	1	Motor de plataforma abatible
16	48	Grapas para cables de acero

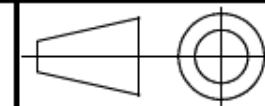
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
FECHA:	9/01/23
PARALELO:	1
LÁMINA:	PLANO

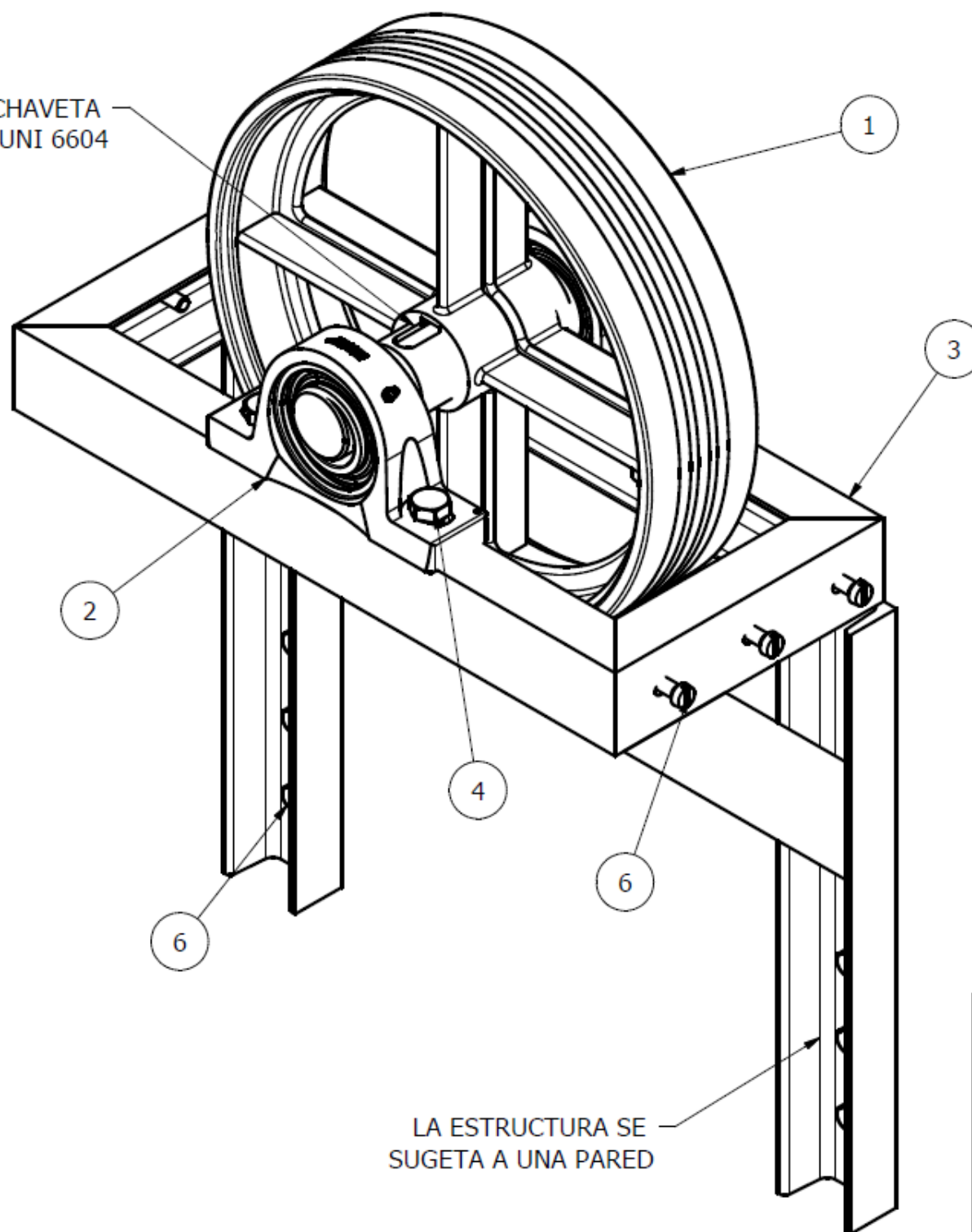


PLATAFORMA SALVA - ESCALERA

DETALLE DE ELEMENTOS EN EL BASTIDOR



CHAVETA
UNI 6604

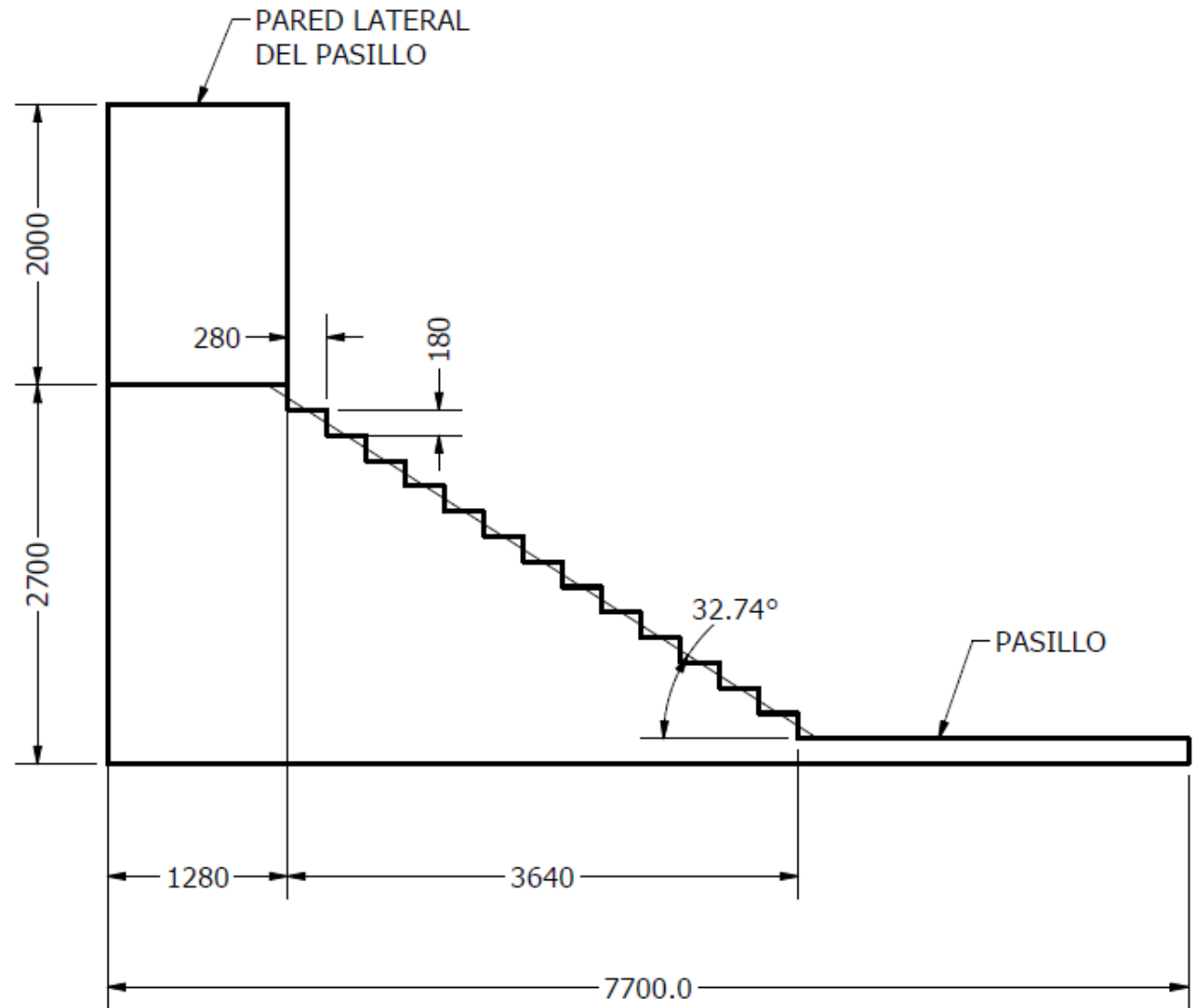
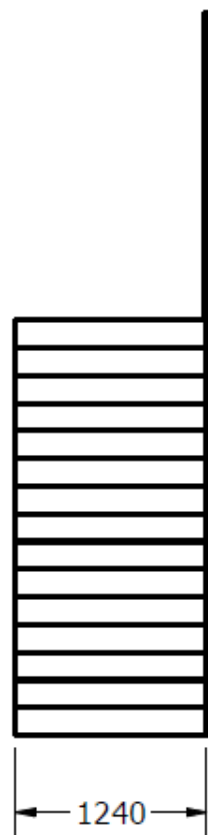



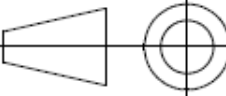
LA ESTRUCTURA SE
SUGETA A UNA PARED

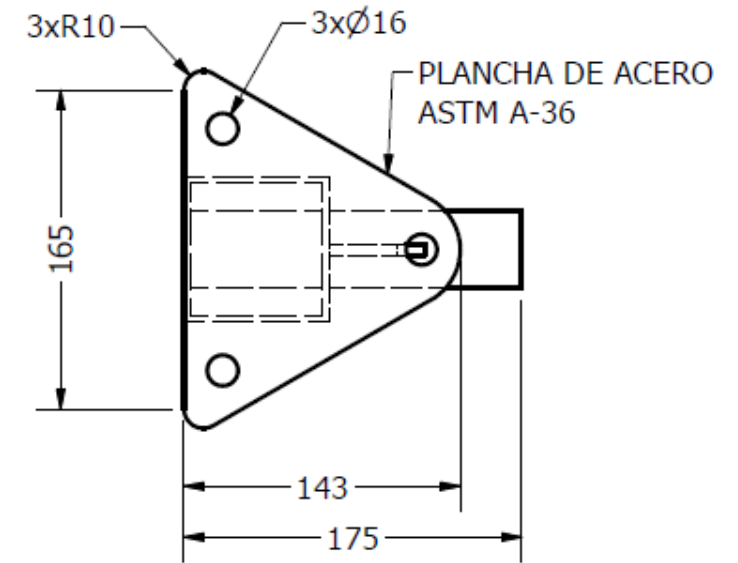
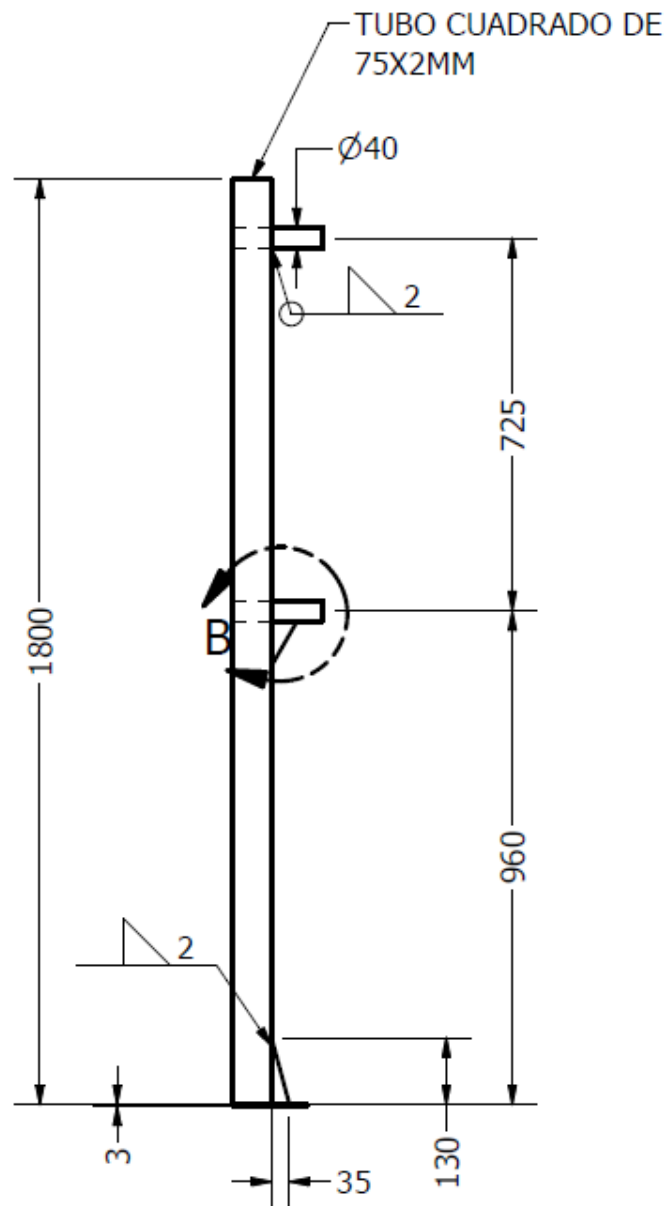
LISTA DE PIEZAS

ITEM	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	2	POLEA PARA CABLE DE DIÁMETRO DE 11MM
2	2	CHUMACERA DE PISO PARA EJE DE 17MM
3	1	ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA POLEA TENSORA
4	4	PERNOS / ARANDELA / TUERCA SE SUGECIÓN DE CHUMACERAS DE 9MM DE DIÁMETRO
5	6	PERNOS DE EXPANSIÓN M16
6	6	TORNILLOS M10 DE SUGECIÓN A LA CUBIERTA DEL SOPORTE DE POLEA TENSORA

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
	FECHA:	9/01/23
	PARALELO:	1
	LÁMINA:	PLANO
ESCALA 1:4 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA DETALLE DE SISTEMA DE POLEA TENSORA	

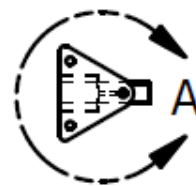
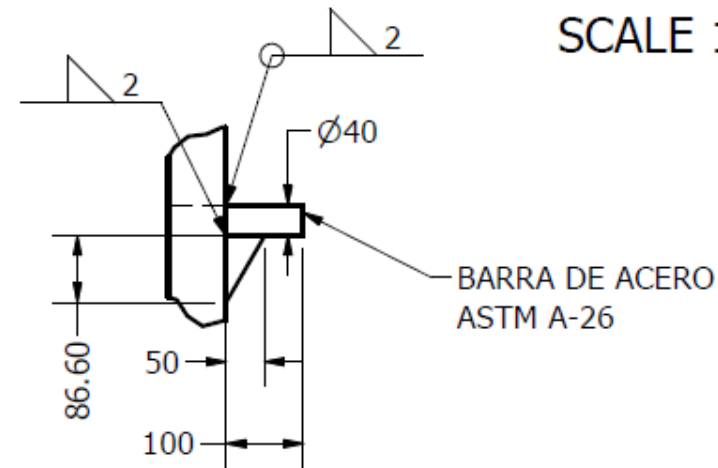



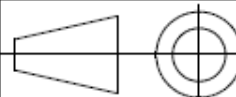
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
 ESCALA 1:50 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	DIMENSIONES MÍNIMAS DE LA ESCALERA			

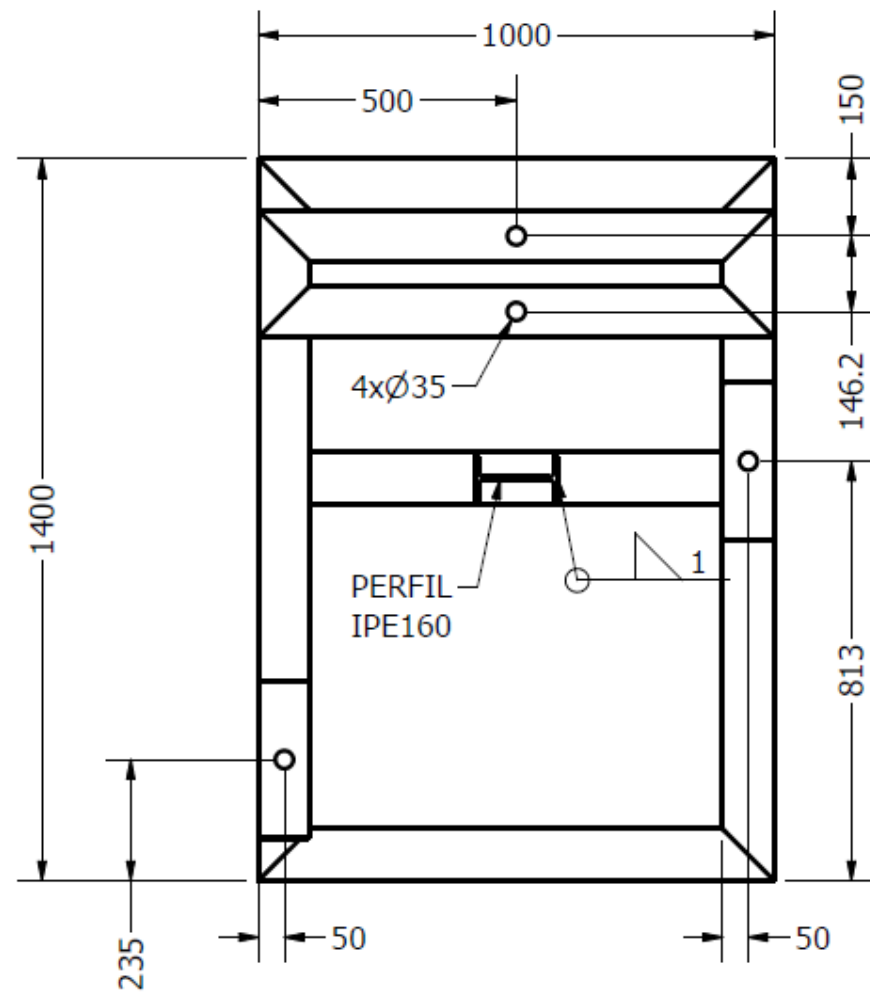
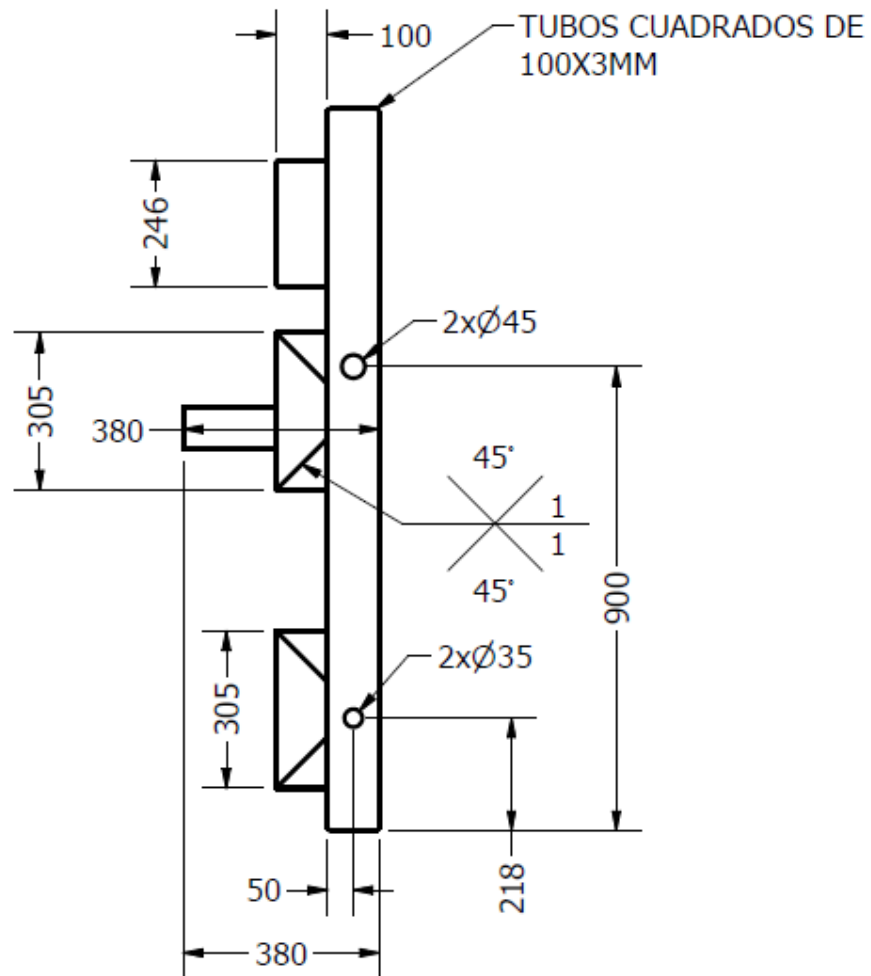



DETAIL B
SCALE 1:10

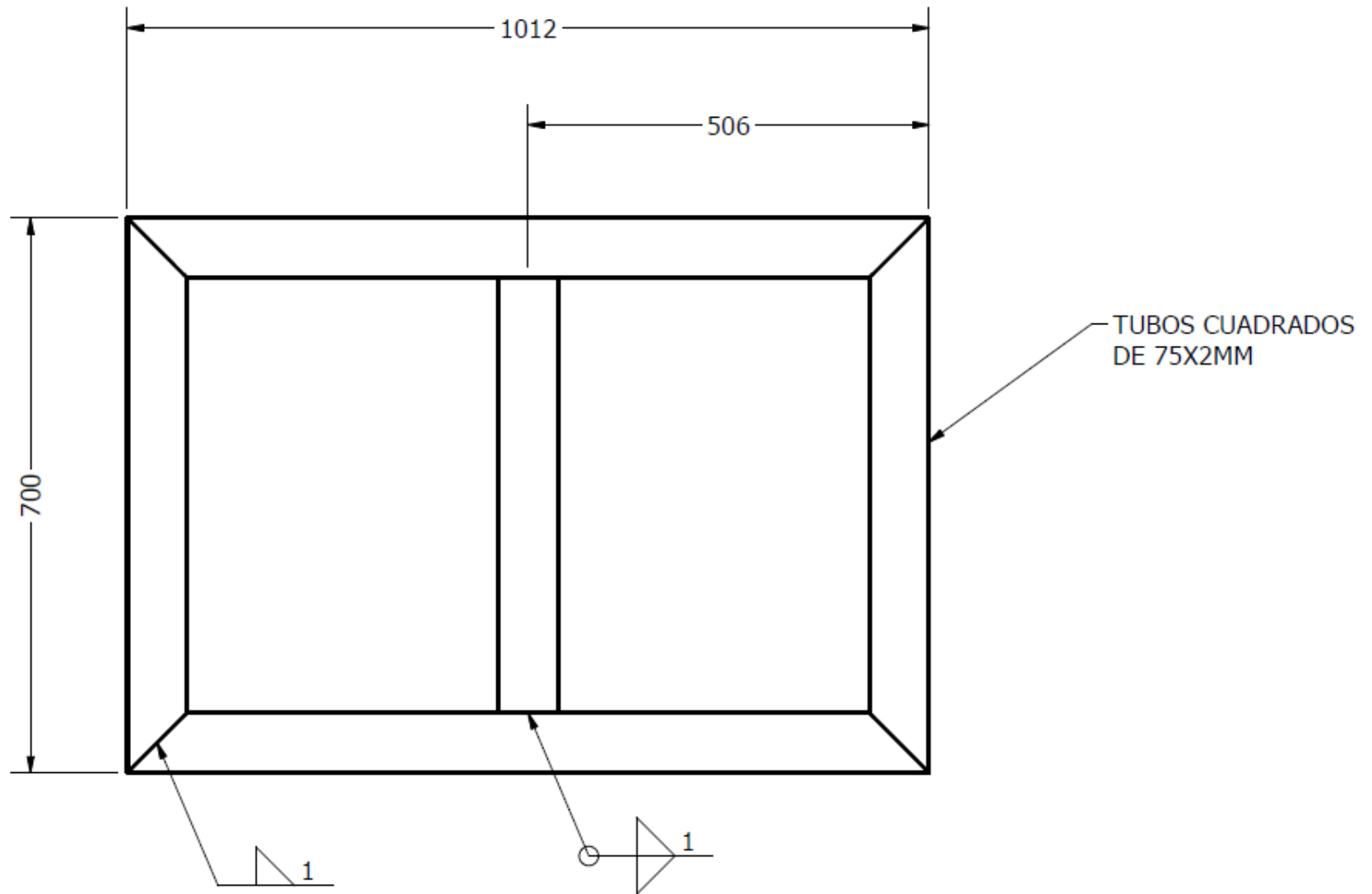
DETAIL A
SCALE 1:4


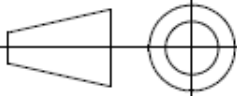


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
 ESCALA 1:15 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	SOPORTE VERTICAL			

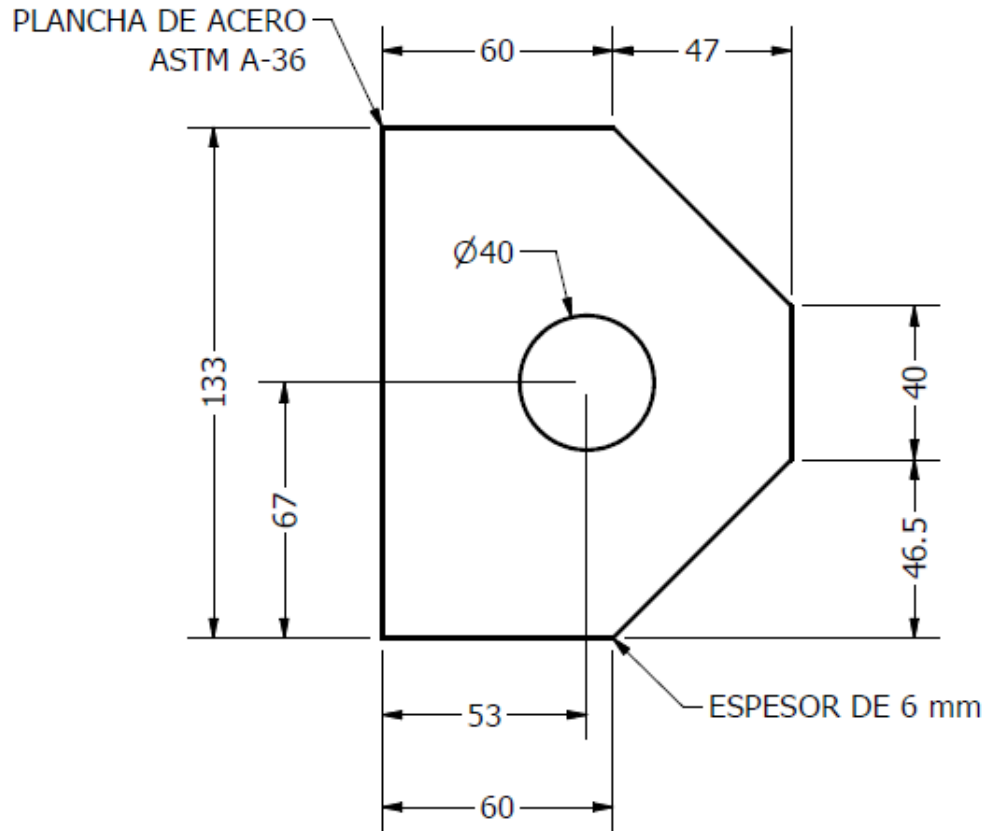


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
 ESCALA 1:15 1 TERMINO		PLATAFORMA SALVA - ESCALERA	LÁMINA: PLANO
		BASTIDOR	

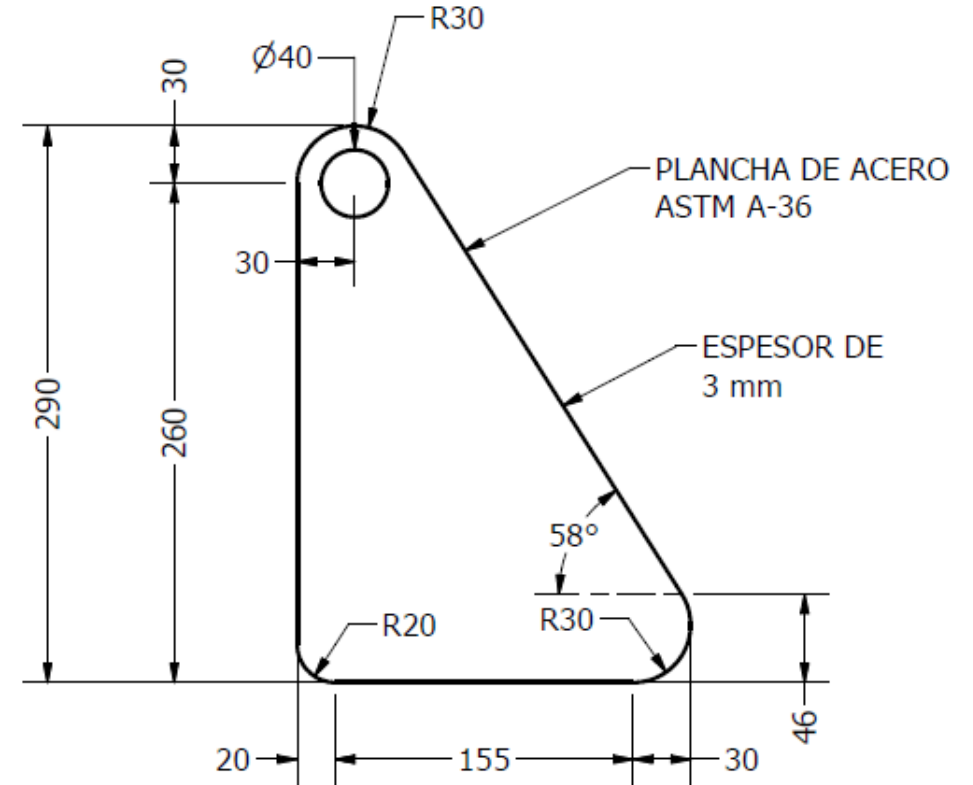



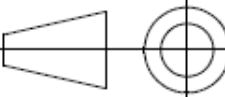
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
 ESCALA 1:8 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESTRUCTURA DE LA BASE			

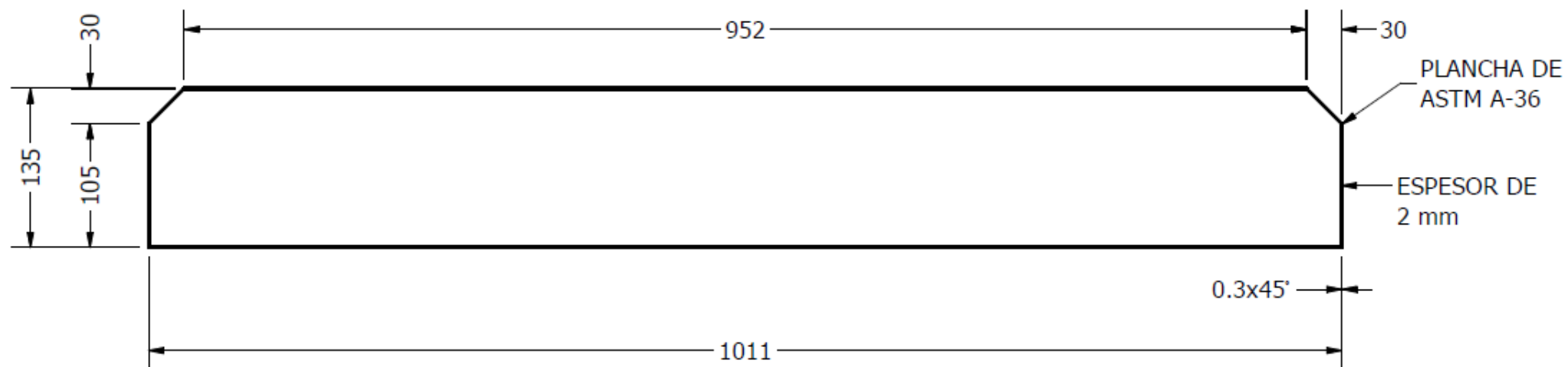
ESCALA 1/2


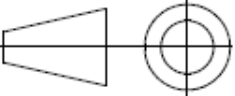


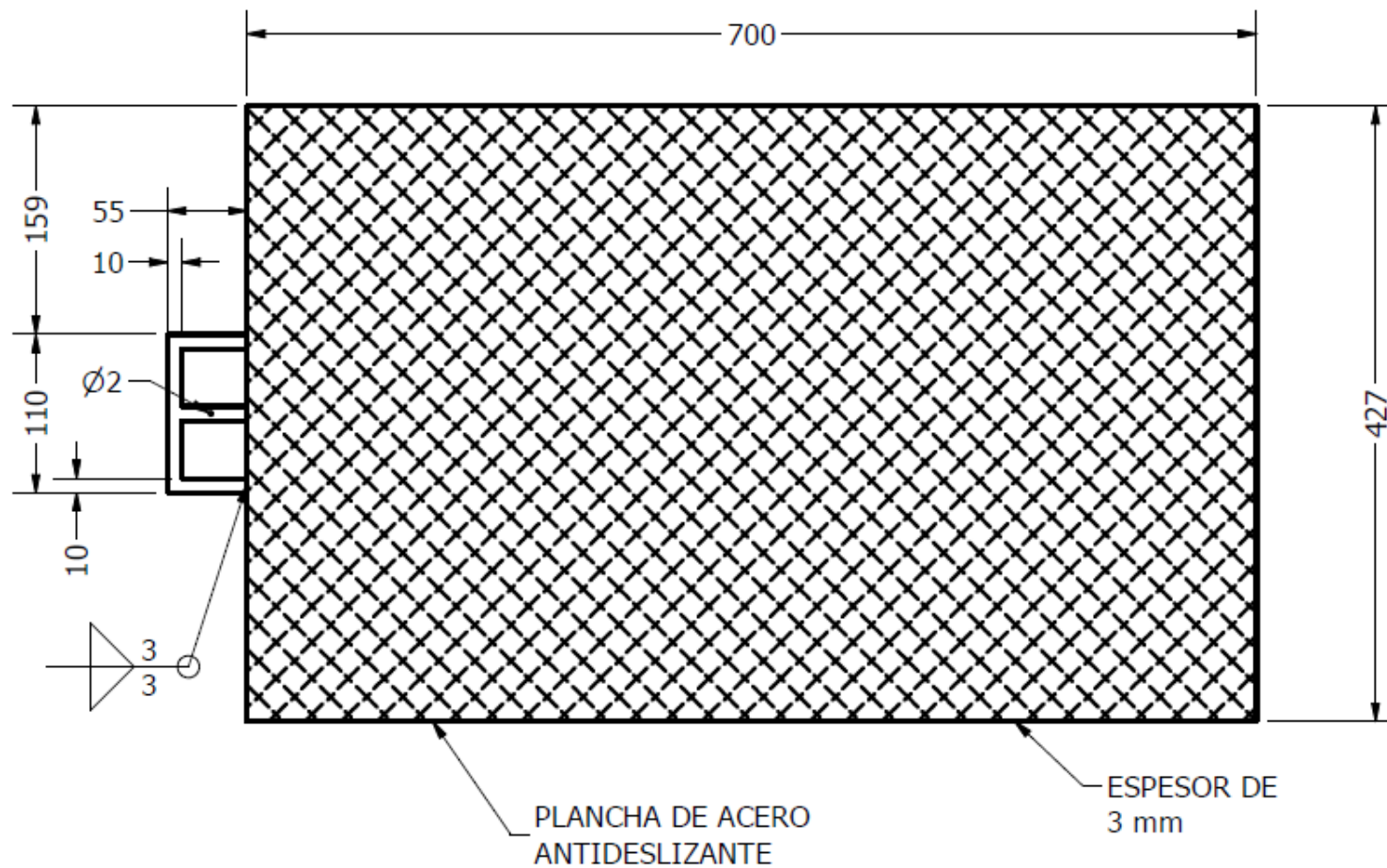
ESCALA 1/4


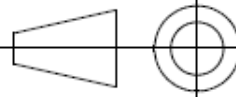


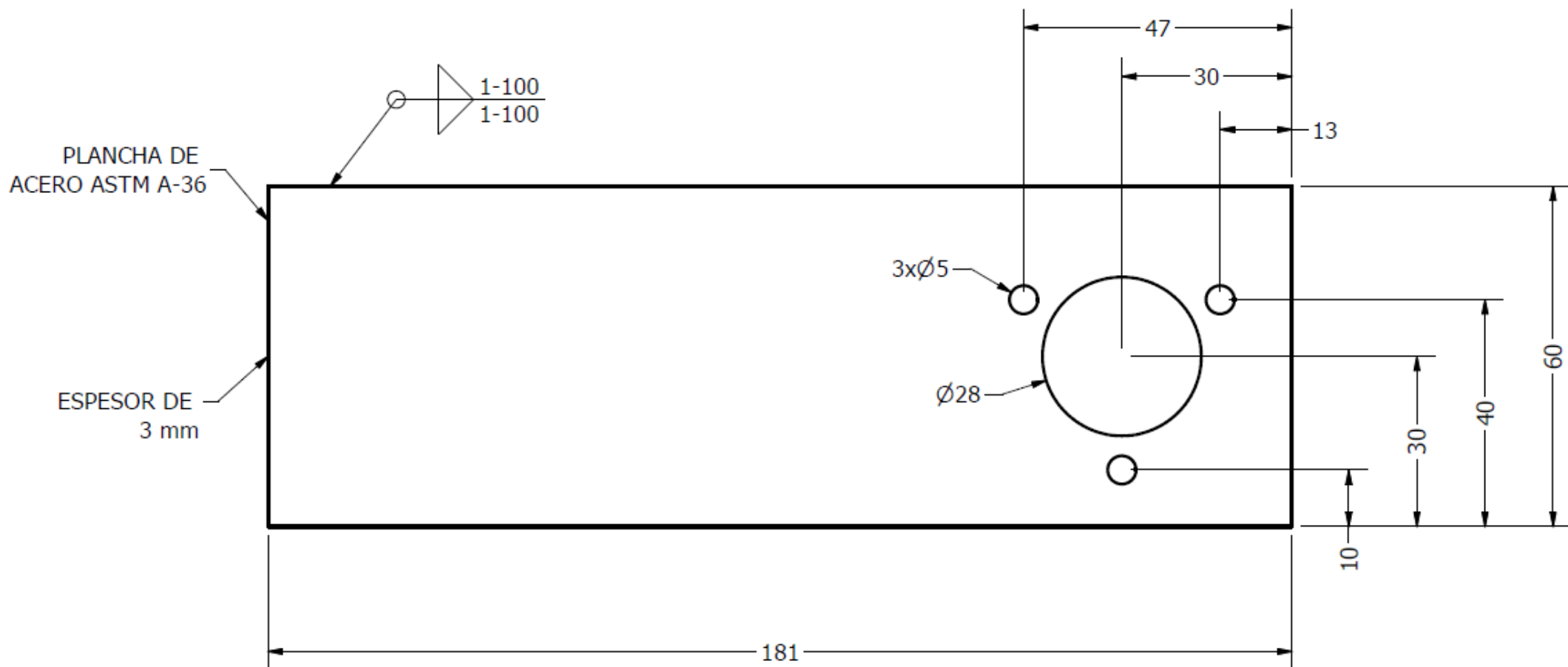
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1 TERMINO	PLACA DE SOPORTE Y CODO DE UNIÓN PARA PLATAFORMA ABATIBLE		






ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1:5 1 TERMINO	PLANCHA DE SEGURIDAD LATERAL DE LA BASE		



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1:5 1 TERMINO	RAMPA DE ACCESO A LA PLATAFORMA		

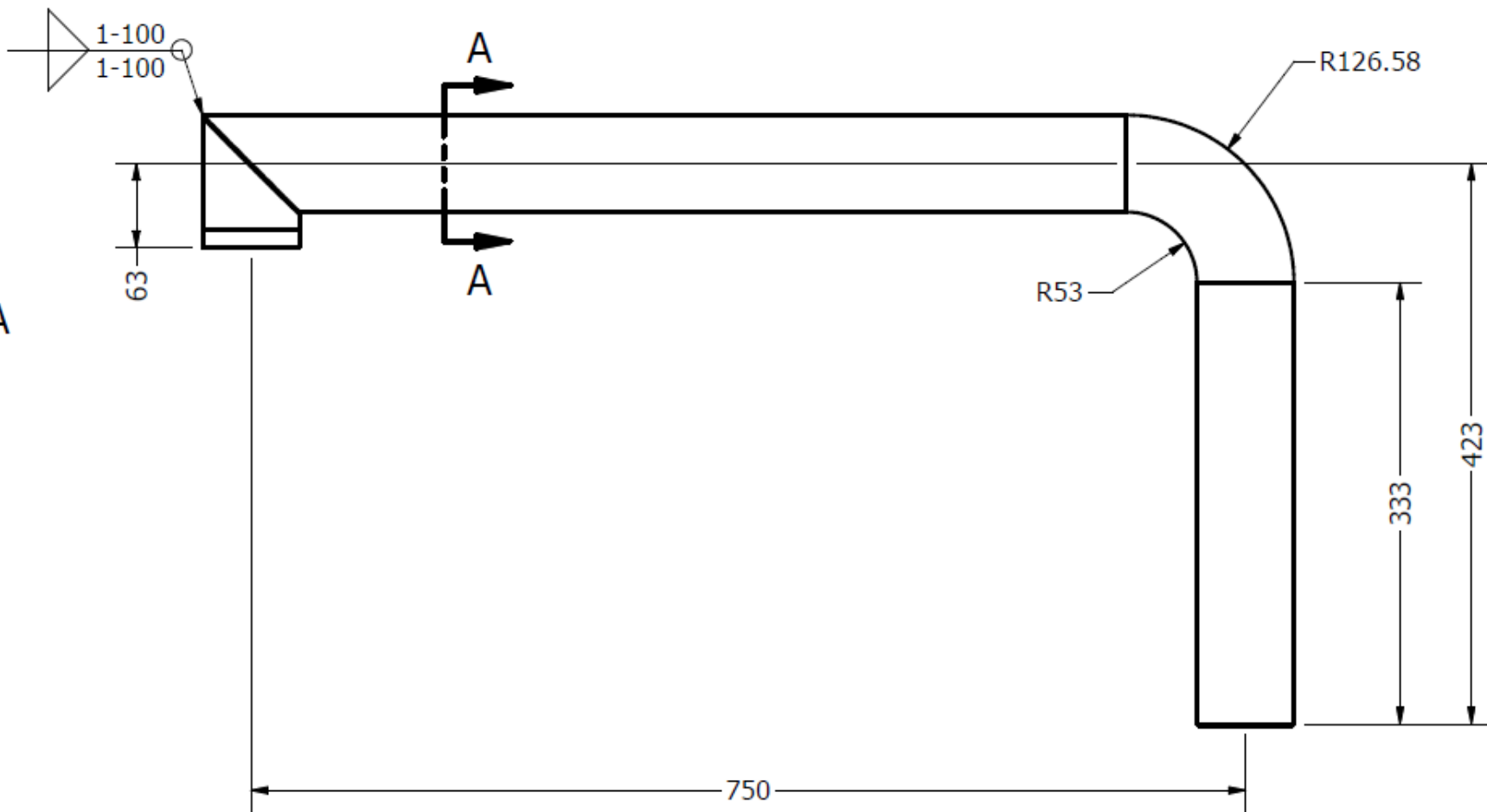



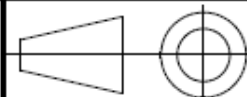
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1:1 1 TERMINO	SOPORTE PARA MOTORREDUCTOR DE SISTEMA DE TRACCIÓN DE RAMPAS		 

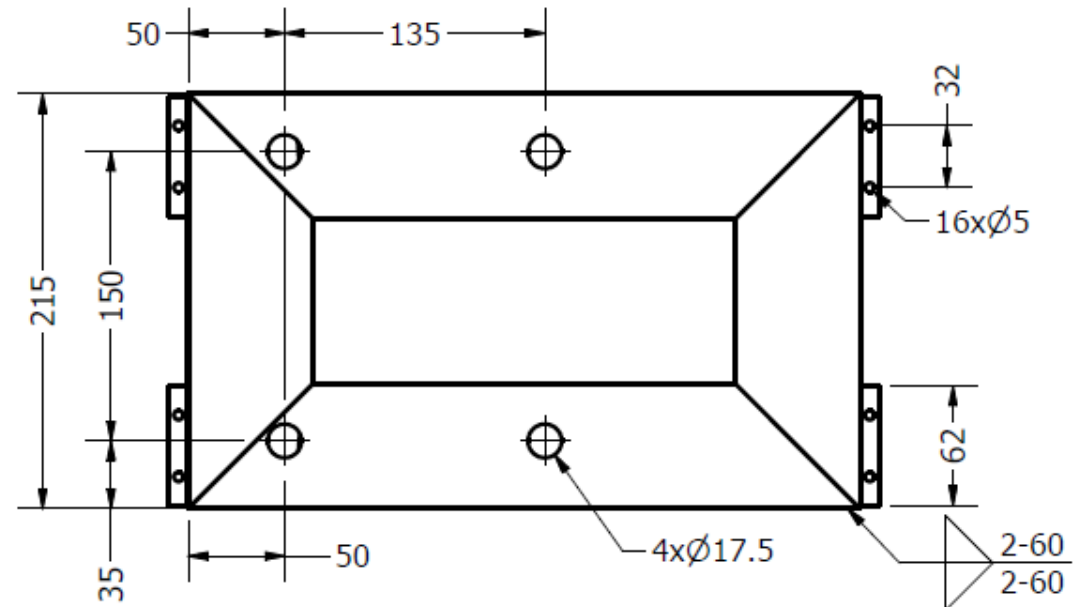
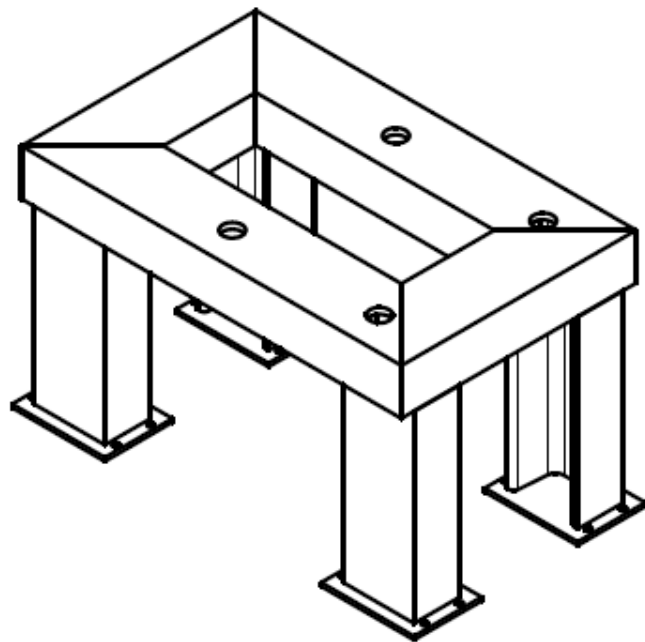
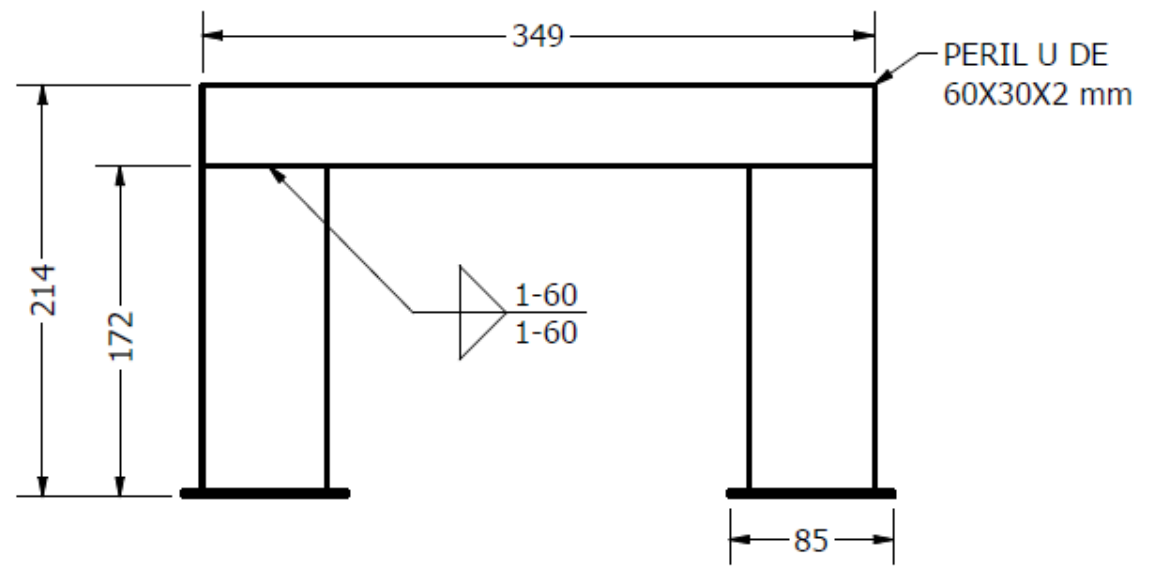
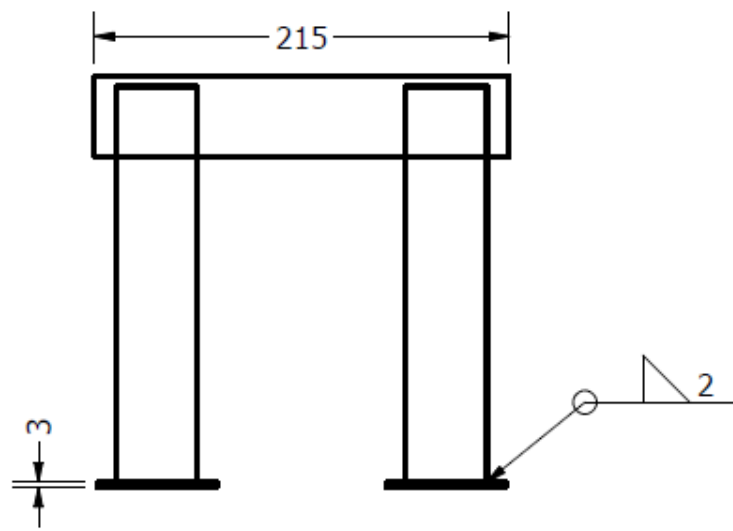
TUBO DE ACERO DE $\varnothing 64$ mm Y 3 mm DE ESPESOR


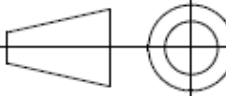


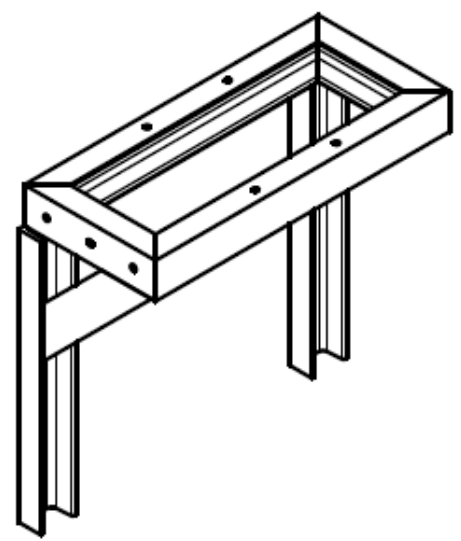
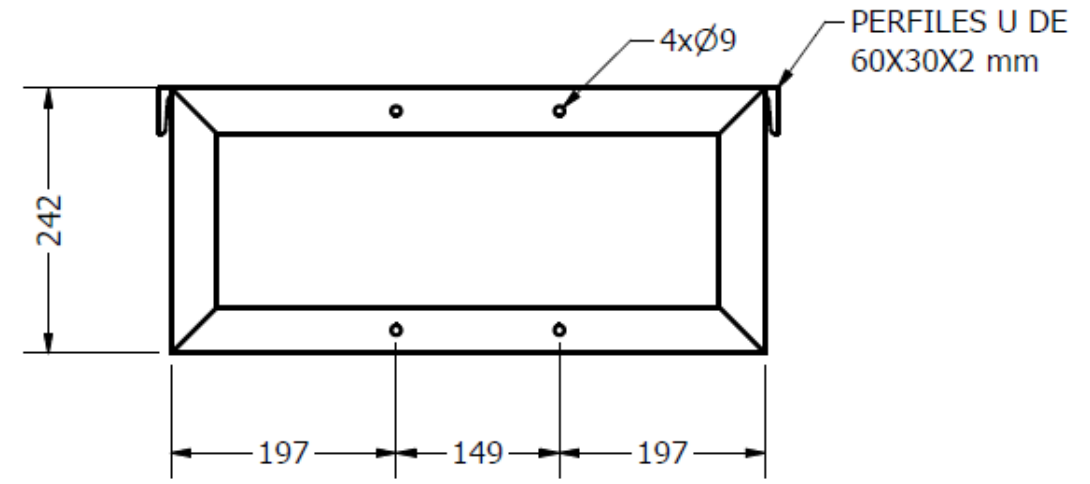
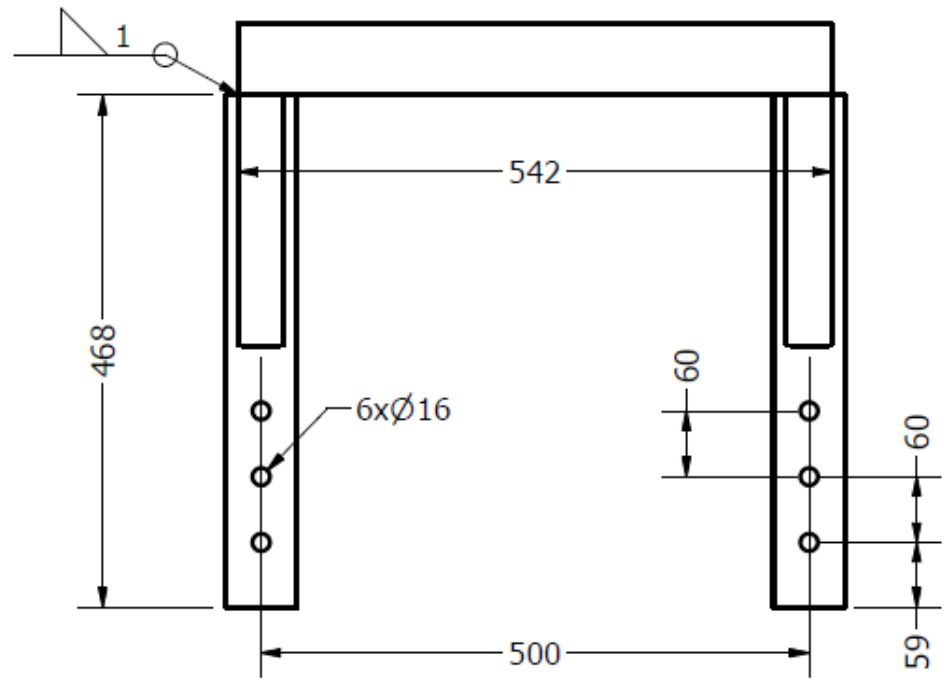
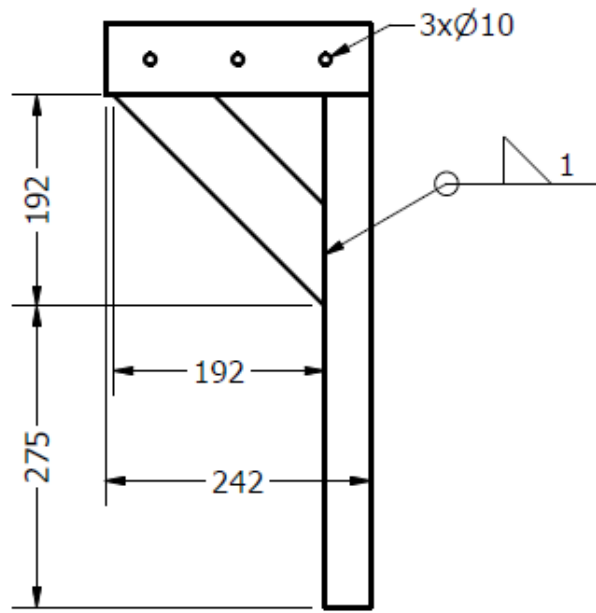
SECTION A-A
SCALE 1 / 5


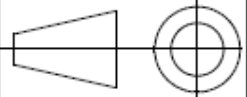


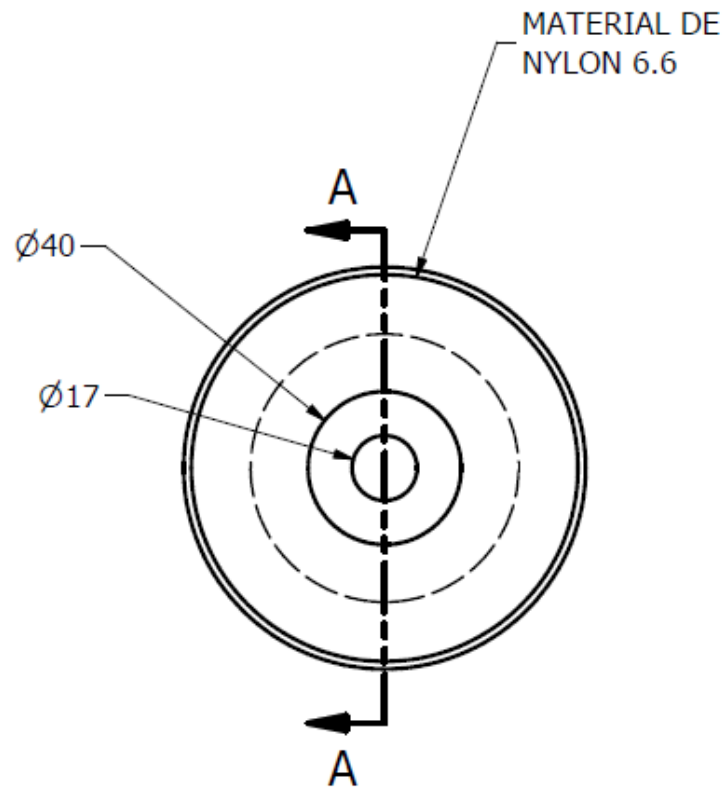
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
 ESCALA 1:5 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA: PLANO
	BRAZO DE SEGURIDAD		



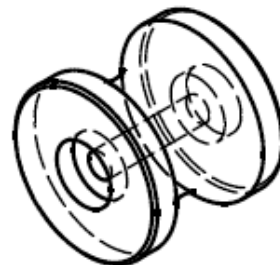
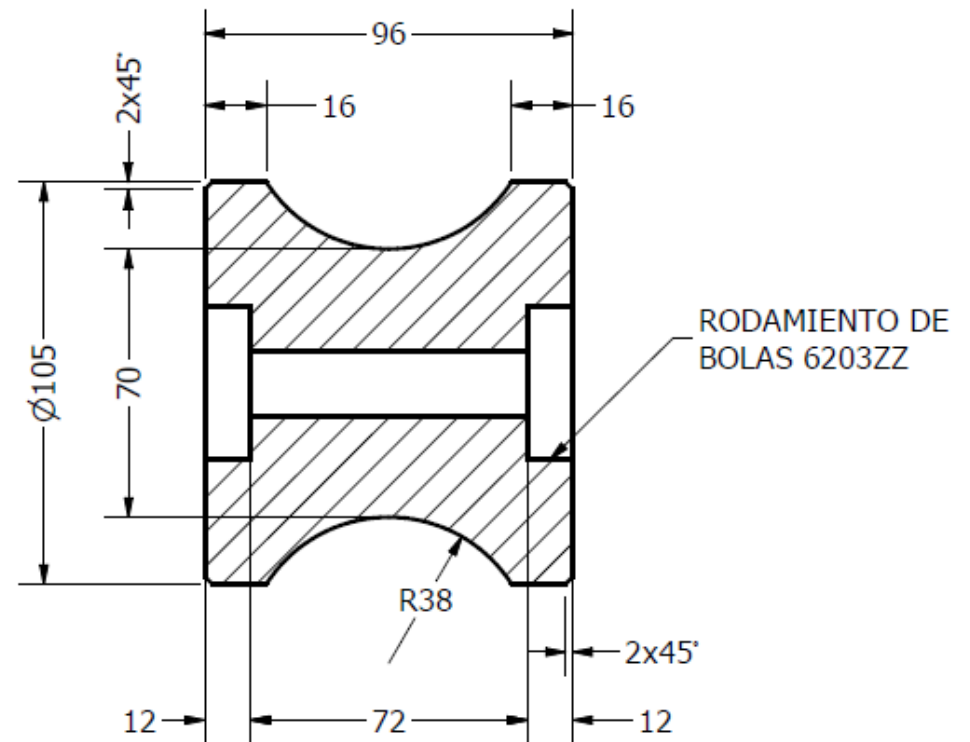
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
 ESCALA 1:4 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA MOTOR PRINCIPAL		LÁMINA: PLANO 


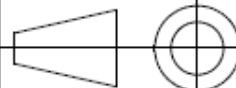


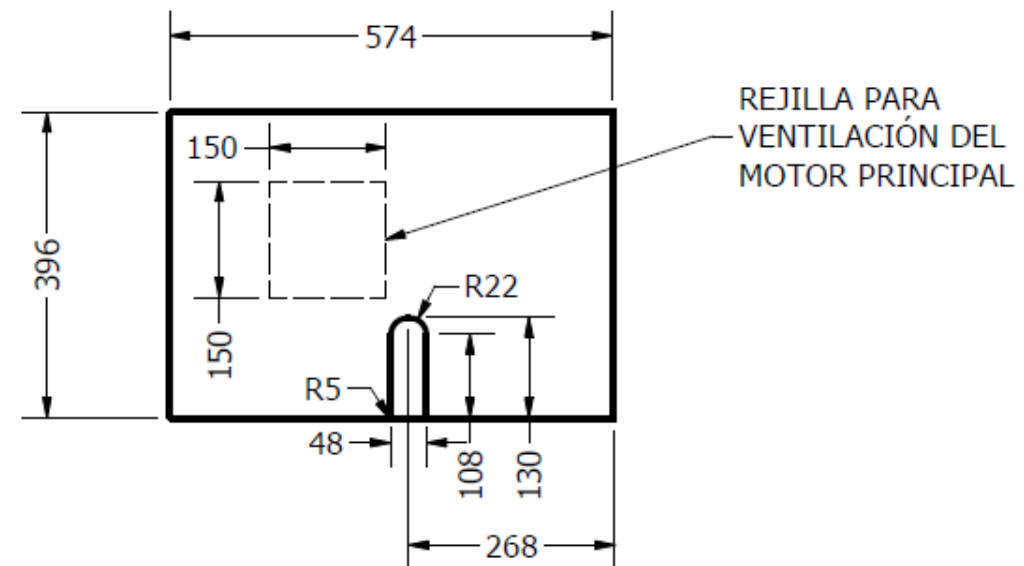
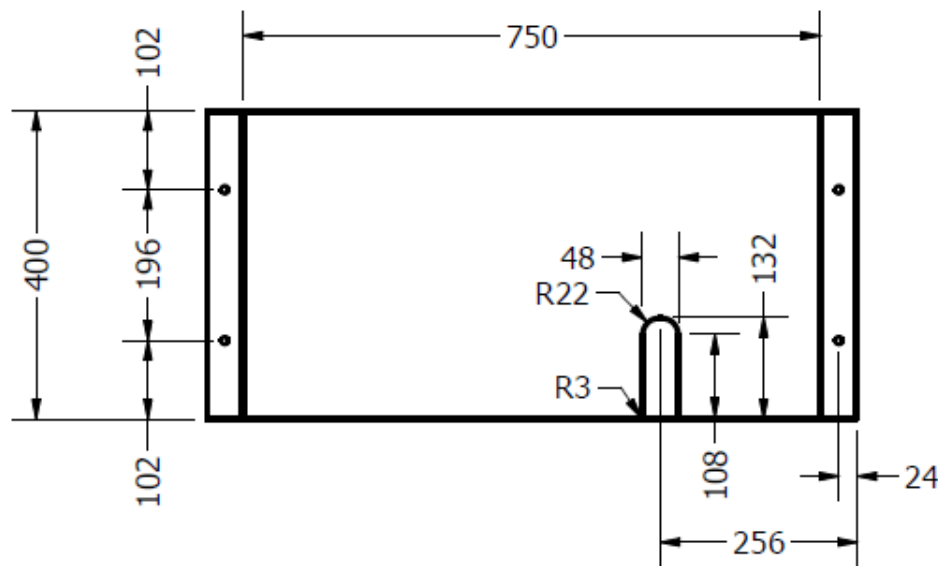
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
 ESCALA 1:7 1 TERMINO		PLATAFORMA SALVA - ESCALERA	LÁMINA:	PLANO
		ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA POLEA TENSORA		



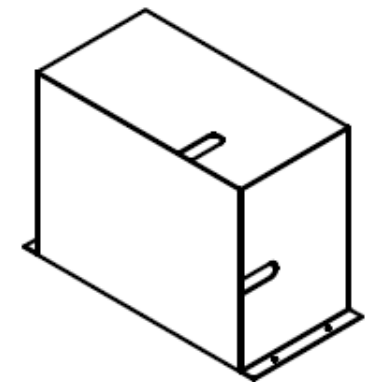
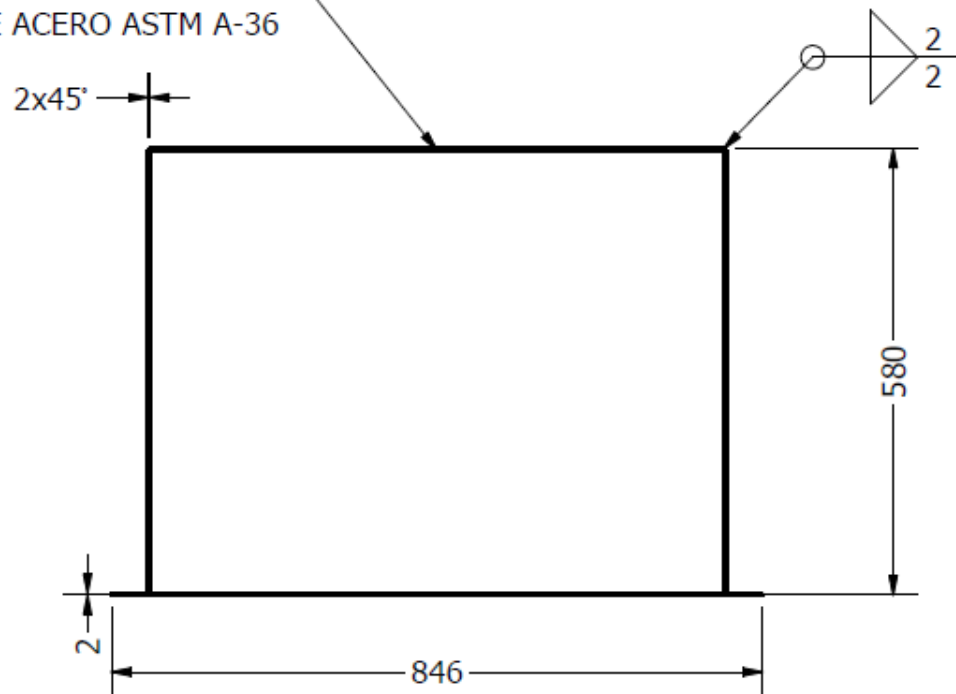
SECTION A-A
SCALE 1 / 2


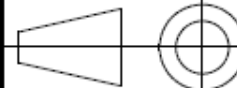


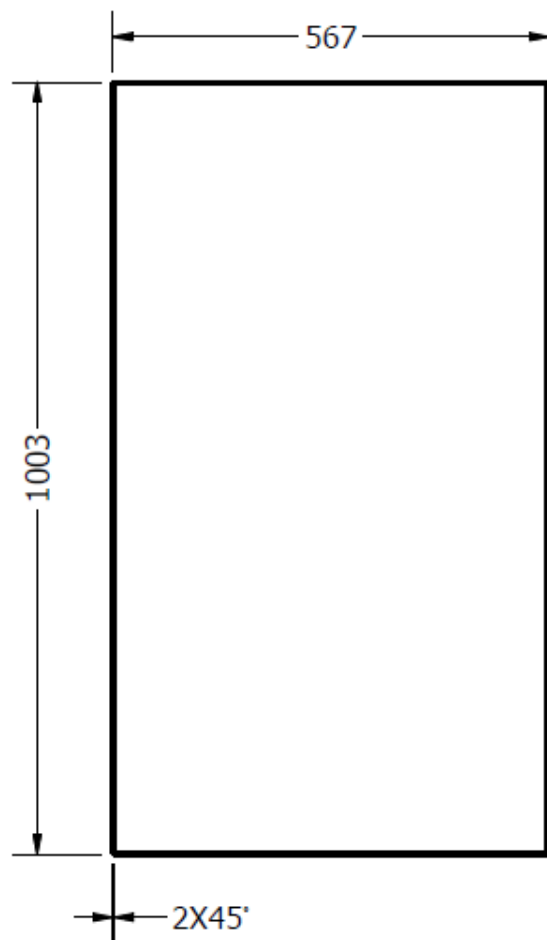
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
 ESCALA 1:2 1 TERMINO		PARALELO:	1
		LÁMINA:	PLANO
PLATAFORMA SALVA - ESCALERA			
RODILLOS GUÍA			



PLANCHAS DE ACERO DE 2MM
DE ACERO ASTM A-36

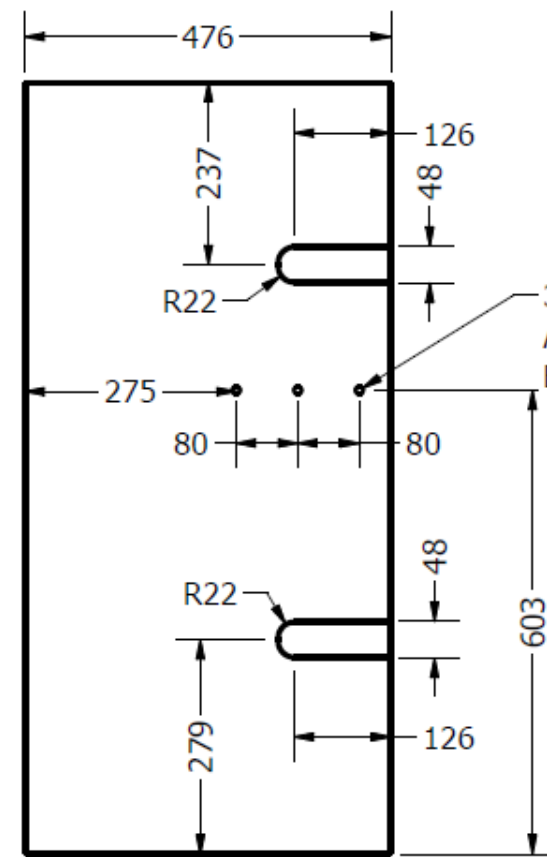
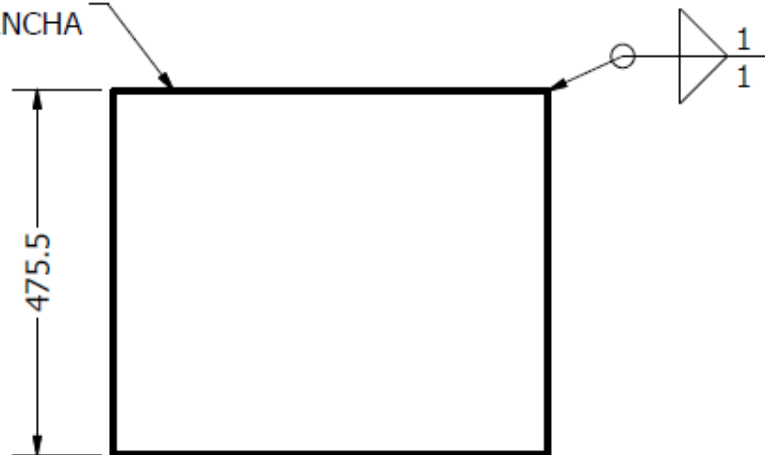


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
 ESCALA 1:10 1 TERMINO		PARALELO:	1
		LÁMINA:	PLANO
PLATAFORMA SALVA - ESCALERA			
CUBIERTA PARA MOTOR PRINCIPAL			


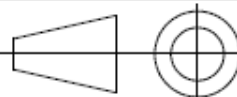


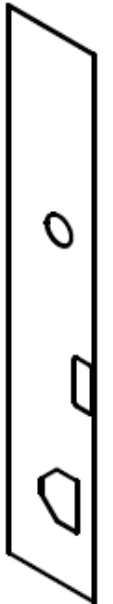
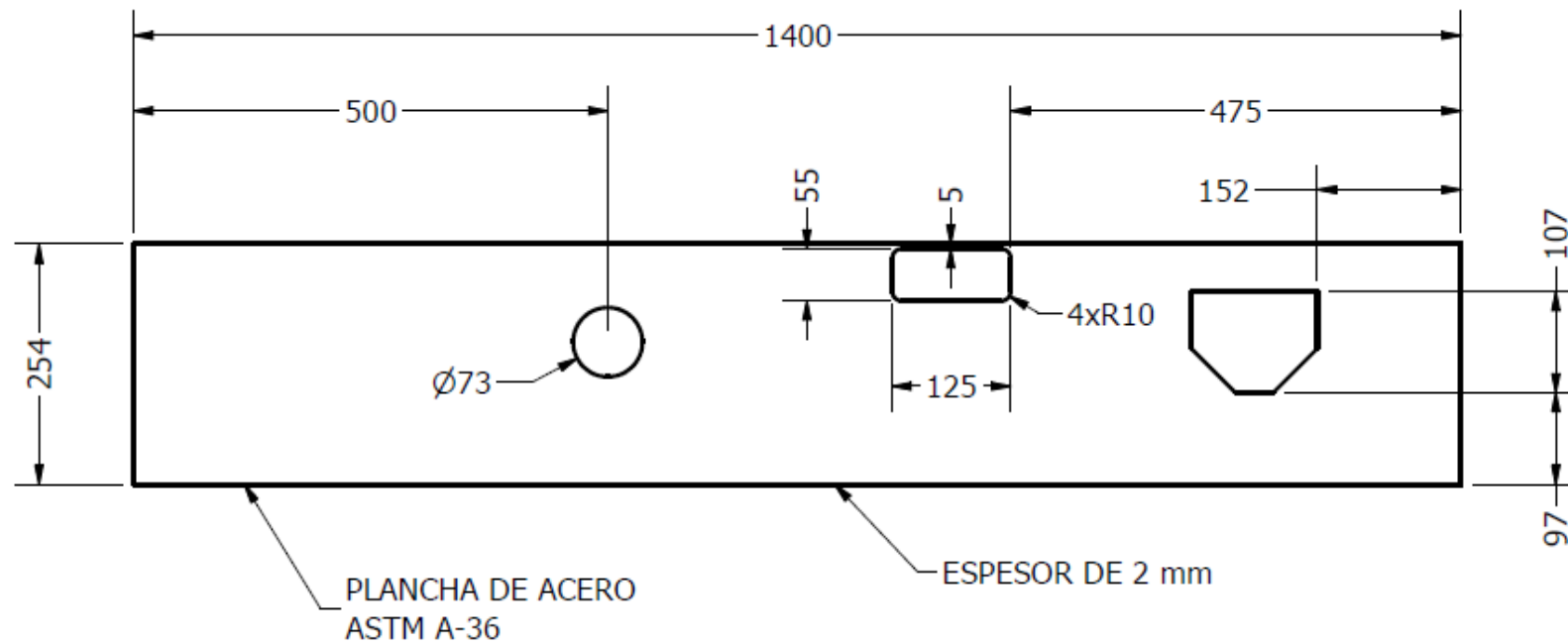
2X45'

EL LADO DE LA PARED
NO TIENE PLANCHA

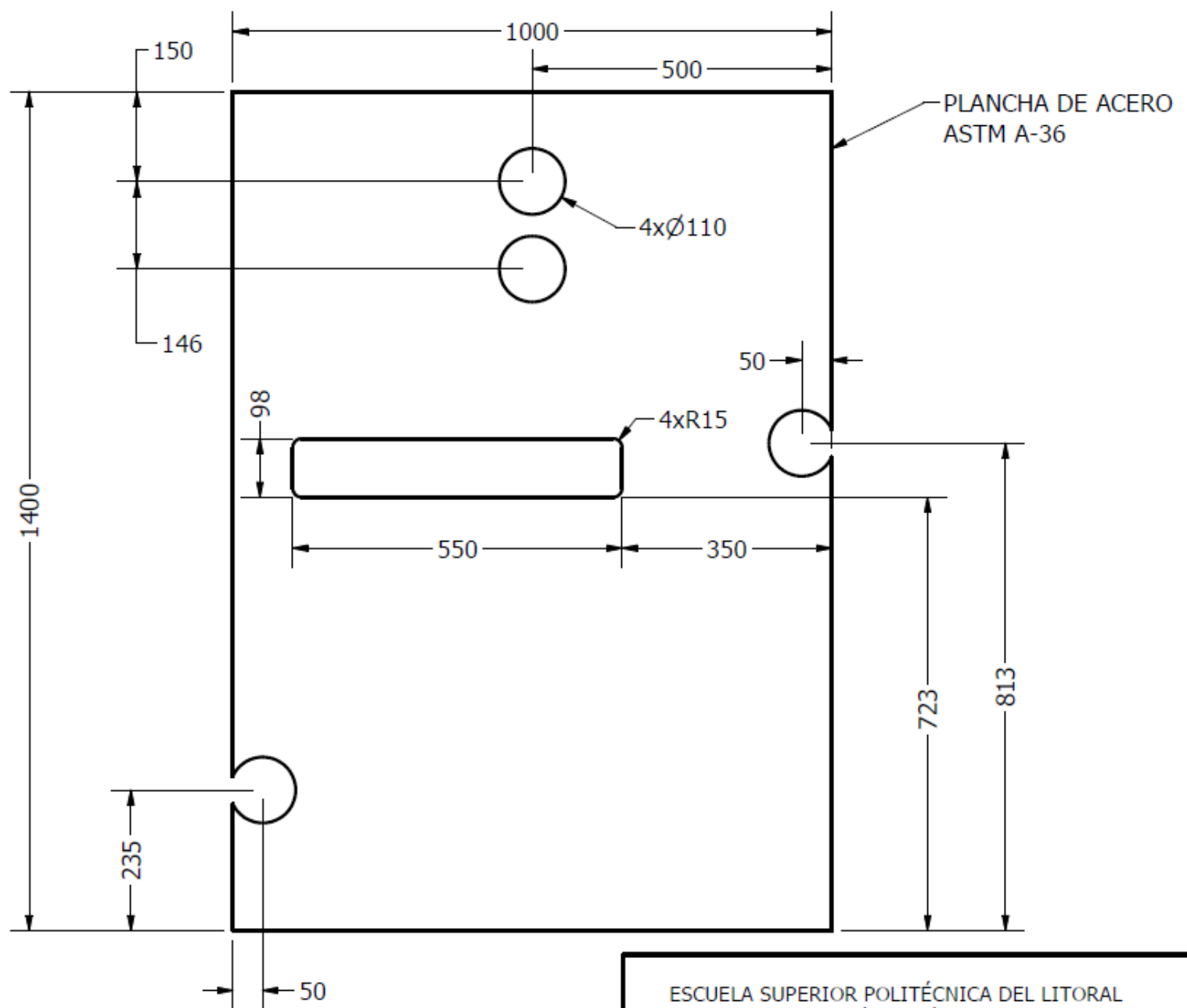


3xØ10
AGUJEROS IGUALES
EN CARA OPUESTA


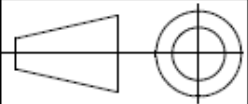
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
 ESCALA 1:10 1 TERMINO		PARALELO:	1
		LÁMINA:	PLANO
PLATAFORMA SALVA - ESCALERA CUBIERTA PARA POLEA TENSORA			

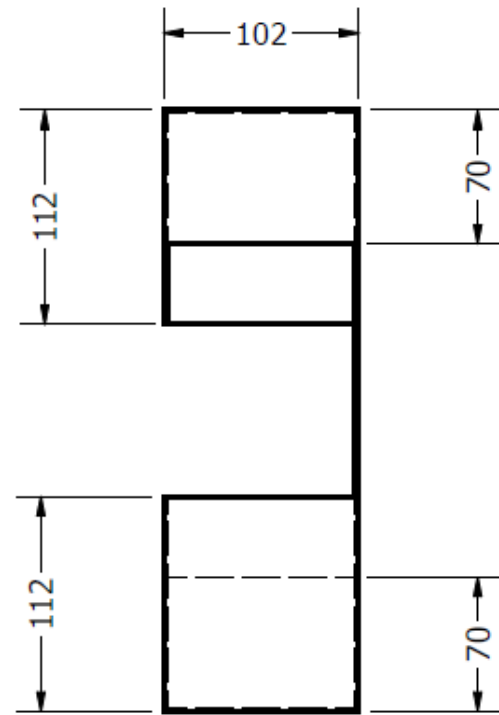
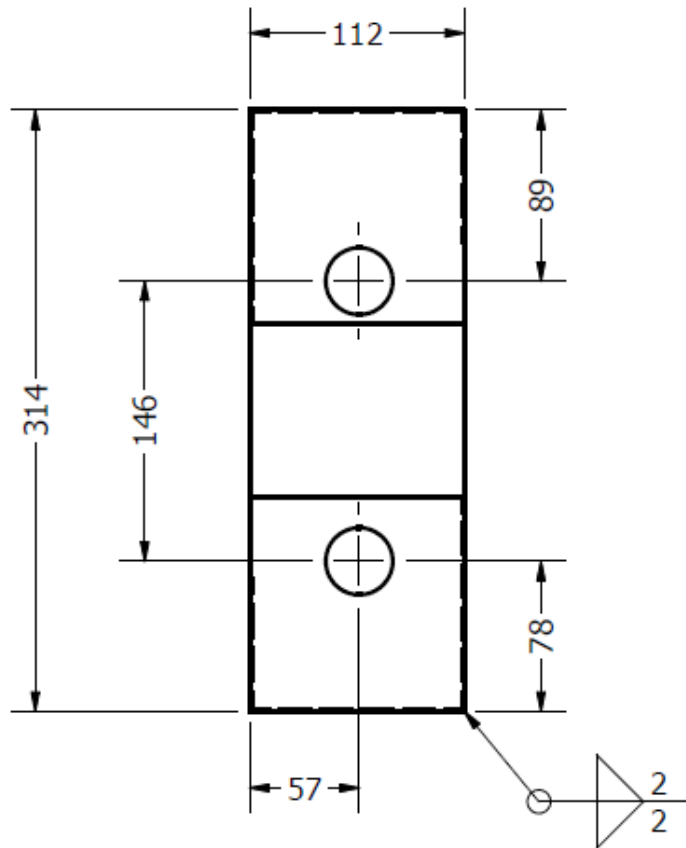


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
		LÁMINA:	PLANO
ESCALA 1:10 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA CUBIERTA LATERAL DEL BASTIDOR		

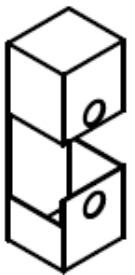
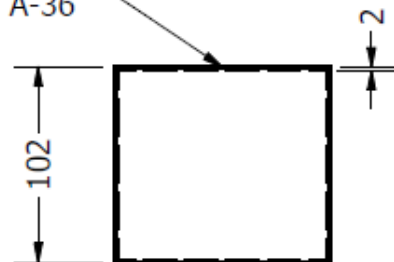


PLANCHA DE ACERO
ASTM A-36

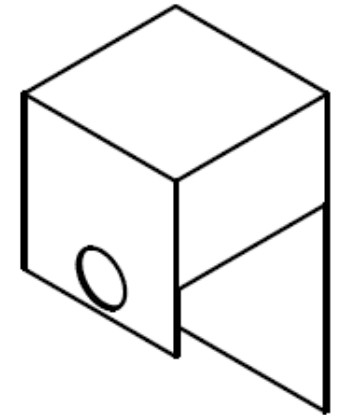
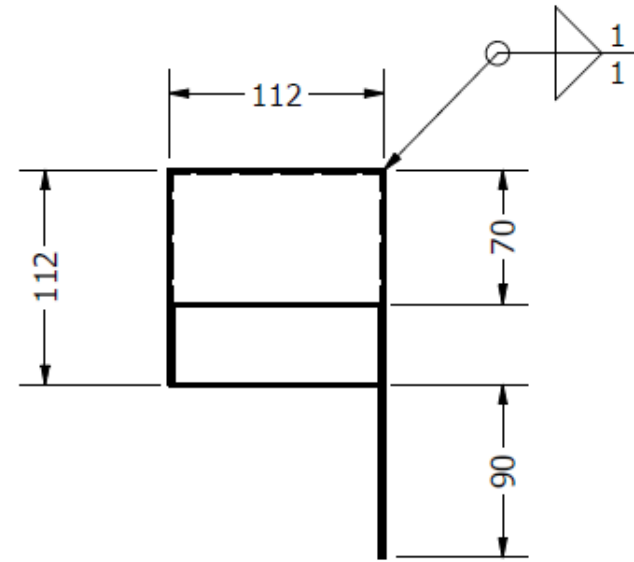
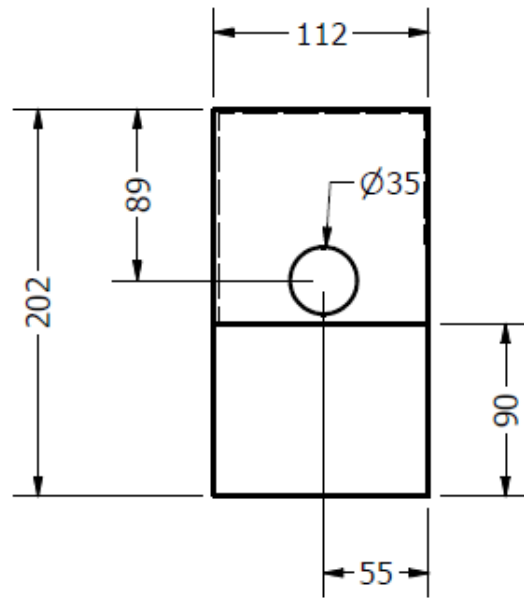
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
 ESCALA 1:10 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA: PLANO
	CUBIERTA POSTERIOR		



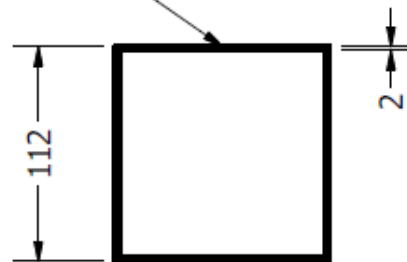
PLANCHAS DE ACERO
ASTM A-36



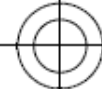


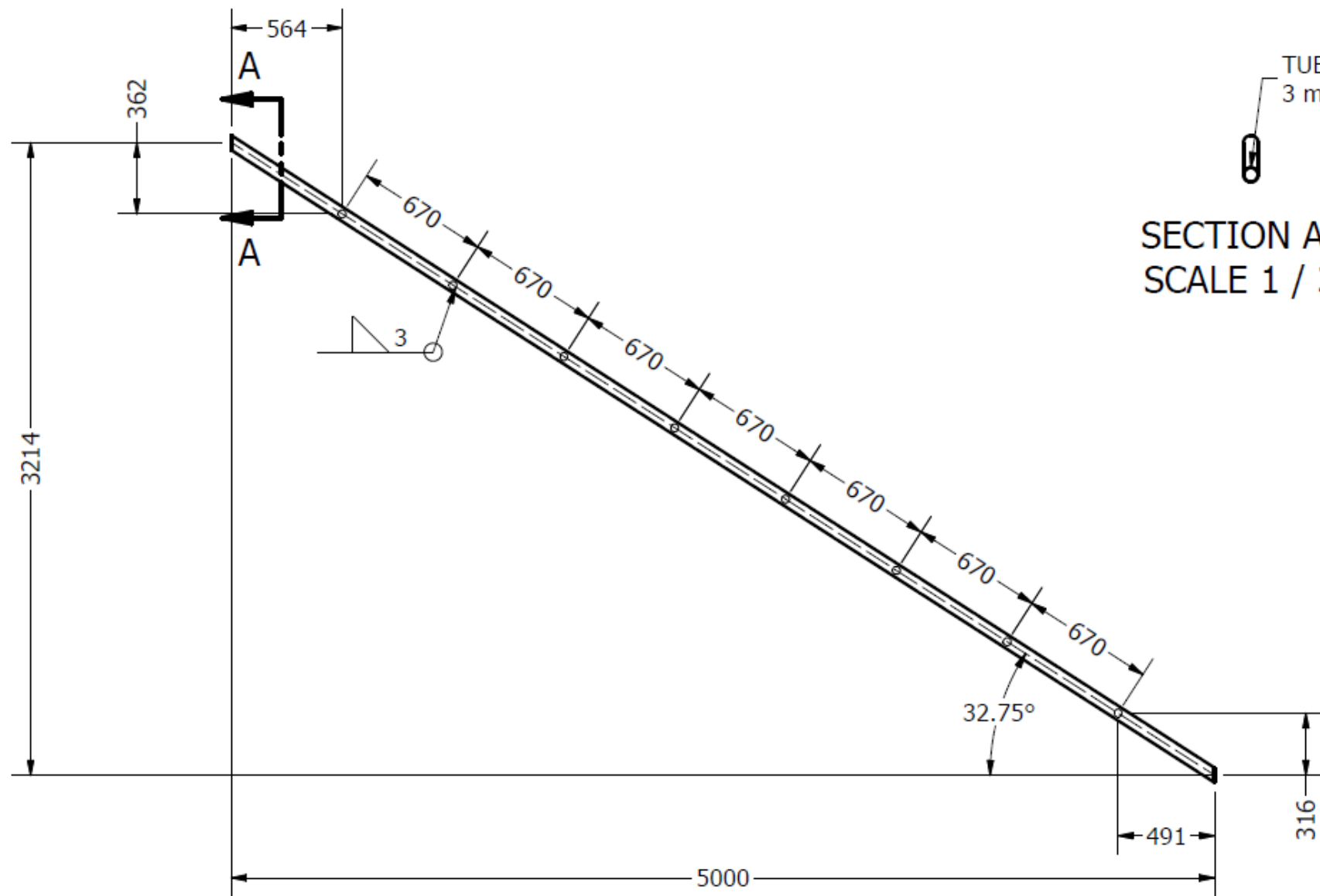
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
		LÁMINA:	PLANO
ESCALA 1:4 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA CUBIERTA DE RODILLOS SUPERIORES		


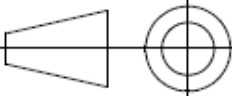


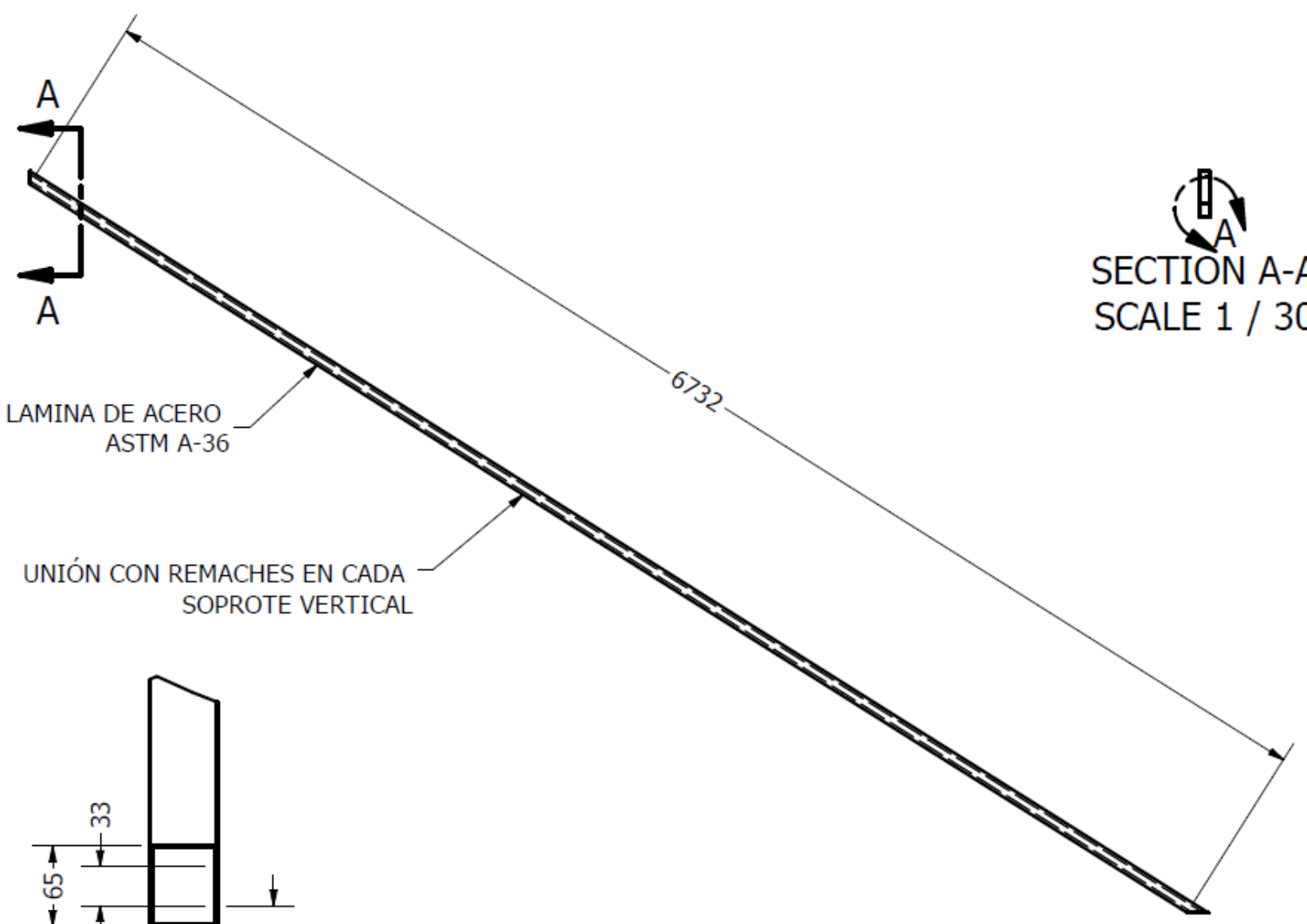
PLANCHAS DE ACERO
ASTM A-36



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE
		FECHA:	9/01/23
		PARALELO:	1
 ESCALA 1:4 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA	LÁMINA:	PLANO
	CUBIERTA DE RODILLOS INFERIORES	 	



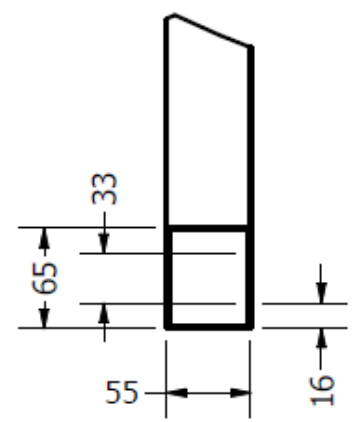
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
 ESCALA 1:30 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	RIEL			




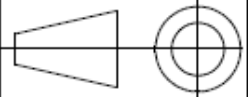
SECTION A-A
SCALE 1 / 30

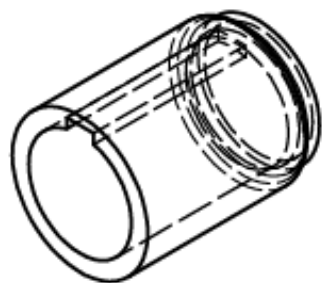
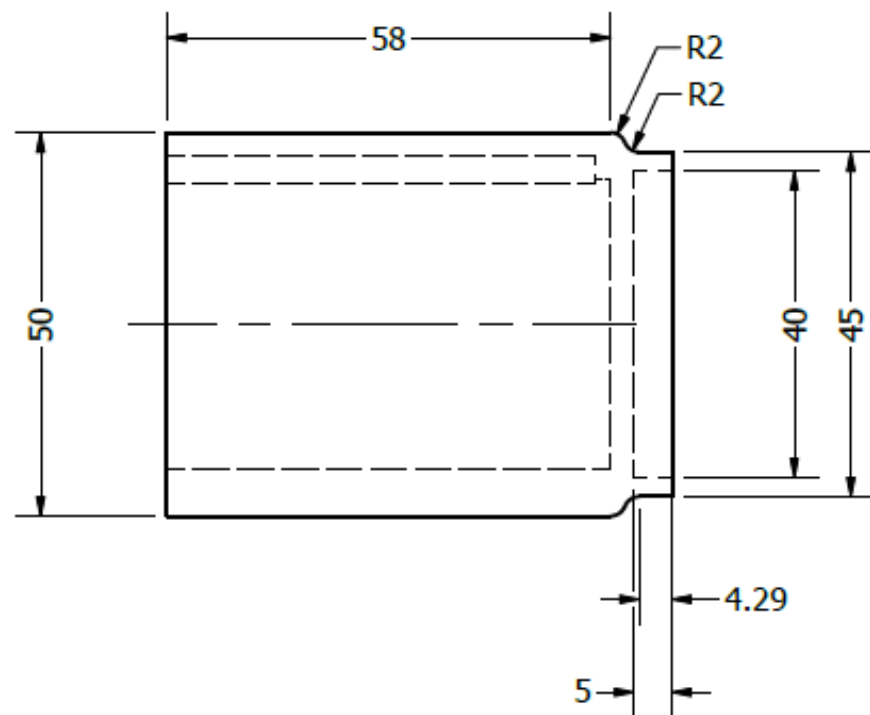
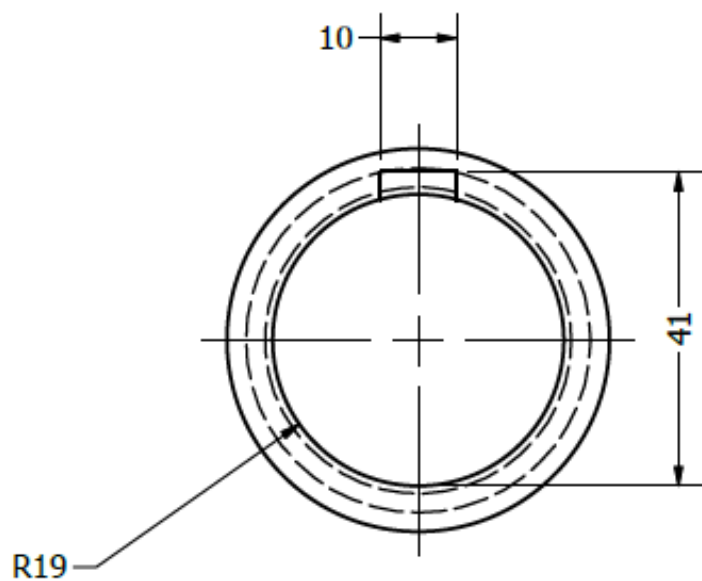
LAMINA DE ACERO
ASTM A-36


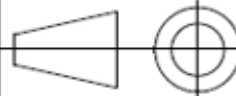
UNIÓN CON REMACHES EN CADA
SOPROTE VERTICAL

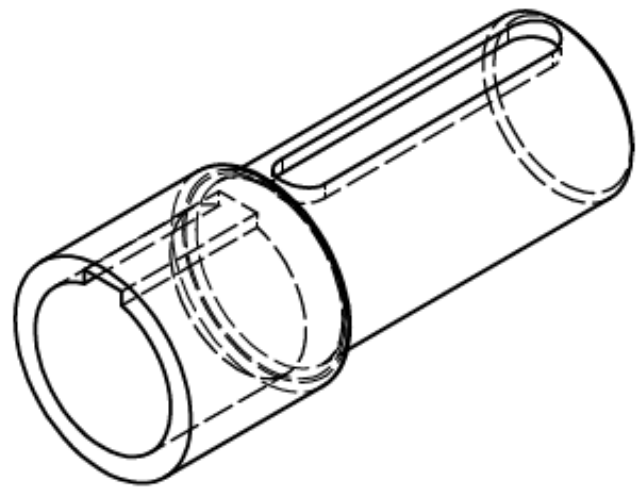
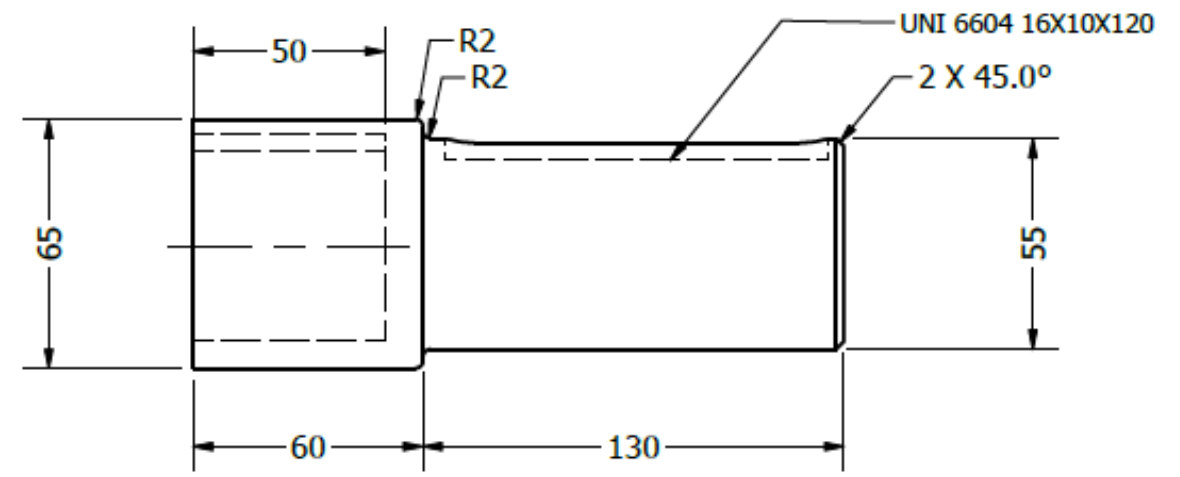
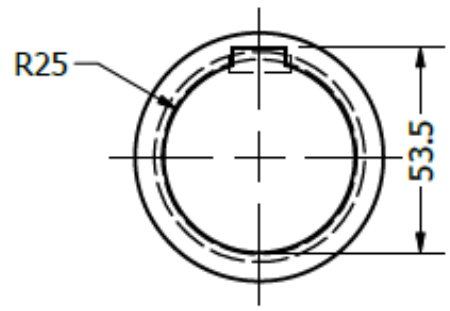



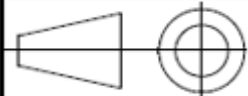
DETAIL A
SCALE 1 / 5

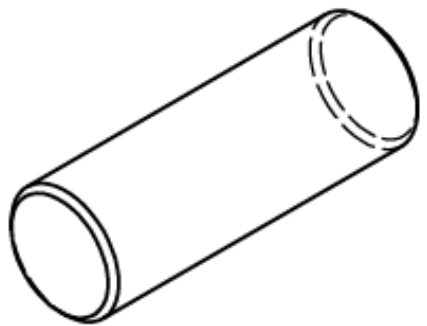
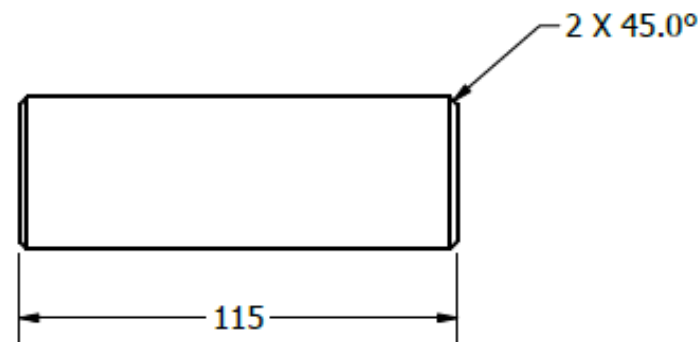
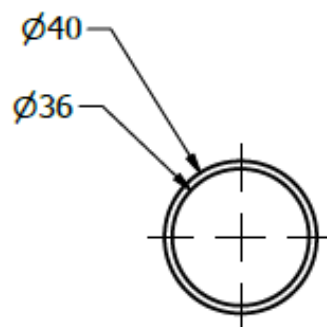
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
 ESCALA 1:30 1 TERMINO	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	CANALETA DE PROTECCIÓN PARA CABLE DE TRACCIÓN			



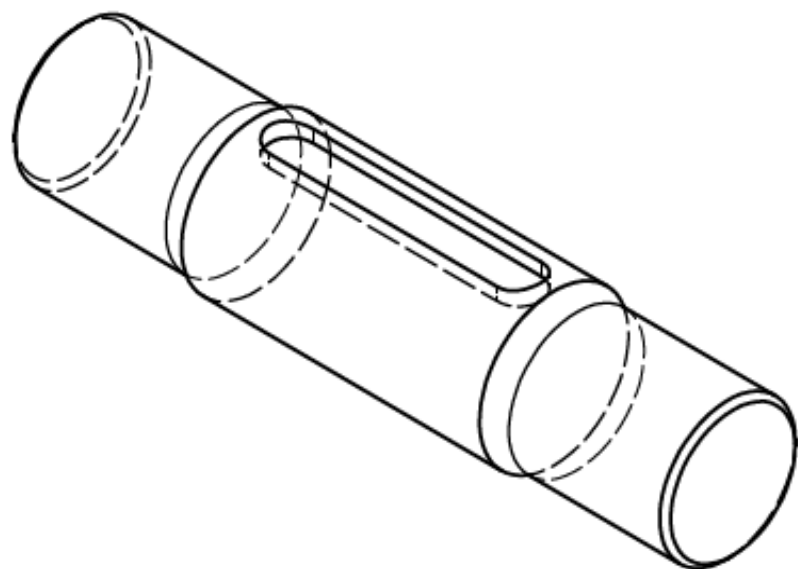
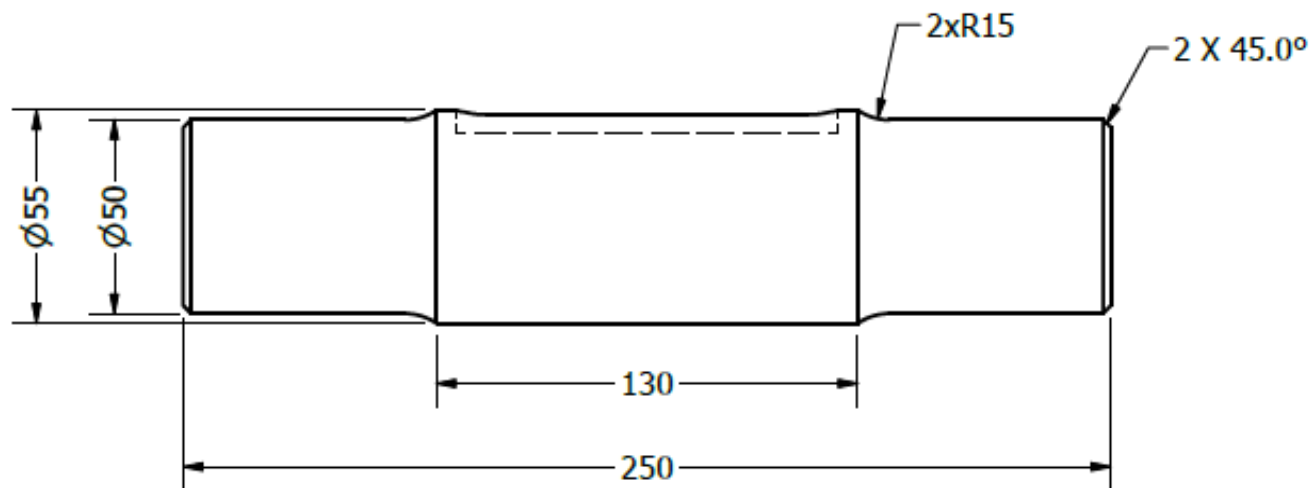
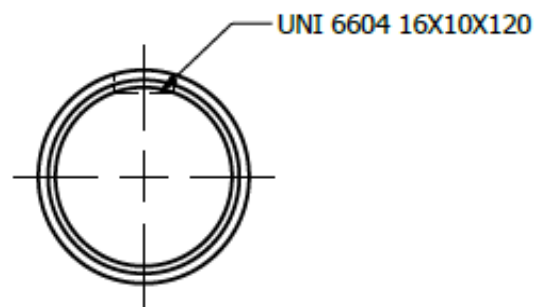
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1:1 1 TERMINO	ACOPLE EJE DE PLATAFORMA		




ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1:2 1 TERMINO	ACOPLE POLEA-MOTOR		



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	EJE DESPLIEGUE DE PLATAFORMA			
ESCALA 1:2 1 TERMINO				



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		AUTORES:	E. CAICEDO L. WOELKE	
		FECHA:	9/01/23	
		PARALELO:	1	
	PLATAFORMA SALVA - ESCALERA		LÁMINA:	PLANO
	ESCALA 1:2 1 TERMINO	EJE DE POLEA		