

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

Diseño de elevador de personal y carga para uso en etapa de construcción  
de edificaciones altas

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Enrique Javier Gallardo Flores

Daniel Eduardo Ortiz Villacrés

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019

## DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a mis padres, por inculcarme desde pequeño que la educación es lo primero y por brindarme su apoyo incondicional en todo momento. A mi tía y a mi hermano por estar siempre conmigo en buenos y malos momentos. A mi enamorada por ayudarme a mejorar constantemente tanto personal como profesionalmente. A mis abuelos, aunque no estén presentes, fueron y serán siempre el principal motor para seguir creciendo.

*Daniel Ortiz Villacrés*

El presente proyecto se lo dedico a Dios, en quien pongo todas mis esperanzas de mi vida profesional y personal. A mis papás y hermanos que me han acompañado, educado y apoyado incondicionalmente en todas mis decisiones. Finalmente, se lo dedico a mi abuelito y abuelitas, a quienes les tengo mucho cariño y aprecio por cuidarme cuando mis padres no podían.

*Enrique Gallardo Flores*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a Dios y a mi familia porque sin ellos no sería capaz de lograr esta meta. A todos los amigos que hice en este proceso y con los que compartí buenos y malos momentos, muchos sacrificios, celebraciones y sobre todo largas jornadas de estudio. A mi enamorada por confiar en mi hasta el final de esta etapa académica y brindarme su apoyo. A los profesores de la ESPOL por compartir sus conocimientos y experiencias.

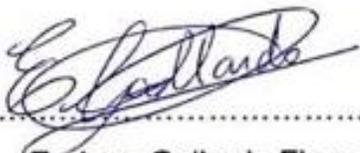
*Daniel Ortiz Villacrés*

Agradezco a Dios por darme la oportunidad de vivir y de prosperar para ser cada día una mejor persona. A mis padres y hermanos por todo el tiempo que me dedicaron durante toda mi vida estudiantil. A todos mis amigos que conocí durante esta etapa universitaria con los que compartí varios momentos importantes de esta etapa. De la misma forma agradezco a todos quienes me ayudaron en poder realizar esta tesis.

*Enrique Gallardo Flores*

## DECLARACIÓN EXPRESADA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Enrique Javier Gallardo Flores* y *Daniel Eduardo Ortiz Villacrés* 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”



Enrique Gallardo Flores



Daniel Ortiz Villacrés

## EVALUADORES



.....  
**Jorge Marcial Hernández M.Sc.**  
PROFESOR DE LA MATERIA



.....  
**Federico Camacho Brausendorff M.Sc.**  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El presente proyecto integrador tiene como objetivo diseñar un elevador de personal y carga para uso en construcción de edificaciones altas en Ecuador, tema que surgió debido a la falta de un sistema mecánico que cumpla con estándares nacionales e internacionales que permita optimizar el traslado vertical y brindar seguridad a los trabajadores. Los requerimientos que se establecieron para el diseño fueron: altura máxima, carga y velocidad nominal; siendo estos de 100 m, 1200 kg y 0.6 m/s, respectivamente. Estos requerimientos permiten que su implementación pueda abarcar muchos tipos de edificaciones como las medianas que poseen 15 plantas y las grandes como el The Point, edificio más alto de Ecuador, el cual posee 36 plantas alcanzando una altura de 137 metros.

Las normas que se consideraron para el diseño mecánico del elevador fueron principalmente la UNE-EN 12159-1 y la ASME A17.1-2004. Debido a que el Ecuador se encuentra geográficamente en un sitio con grandes probabilidades de sismo, se realizaron simulaciones considerando cargas sísmicas utilizando el software SAP2000®, en el cual se tomaron las recomendaciones de las normas ASCE/SEI 7-16 y la NEC.

El mecanismo que se obtuvo como mejor solución al problema fue el piñón-cremallera, debido a que éste posee facilidad de montaje y desmontaje sin afectar a la estructura principal de la edificación.

Como resultados principales se obtuvieron los diferentes perfiles que se deberán utilizar para la cabina, el conjunto motor, arriostres y el mástil, con sus factores de seguridad y deformaciones máximas que cumplen con los estándares internacionales de diseño. Además, se modeló el diseño del elevador en 3D utilizando el software Autodesk Inventor®. Para la facilidad del ensamble se desarrollaron planos con diferentes vistas. Finalmente, se determinó la inversión necesaria para su fabricación la cual fue de \$ 119 441.05.

**Palabras claves:** Piñón-cremallera, elevador, sismo y mástil.

## ABSTRACT

*This project aims to design a personnel and cargo elevator for use in construction of high buildings in Ecuador, an issue that arose due to the lack of a mechanical system that complies with national and international standards that will allow vertical transfer and provide worker safety. The requirements established for the design were: maximum height, load and nominal speed; these being 100 m, 1200 kg and 0.6 m/s, respectively. These requirements allow its implementation to cover many types of buildings such as medium-sized ones that have 15 floors and large ones such as El Punto, the tallest building in Ecuador, which has 36 floors reaching a height of 137 meters.*

*The standards considered for the mechanical design of the elevator were mainly UNE-EN 12159-1 and ASME A17.1-2004. Because Ecuador is geographically in a site with high earthquake probabilities, certain seismic loads are considered simulations using SAP2000® software, in which the recommendations of ASCE / SEI 7-16 and NEC standards will be taken.*

*The mechanism that was obtained as the best solution to the problem was the rack and pinion, because it has the ease of assembly and disassembly without affecting the main structure of the building.*

*The main results will be the different profiles that will be used for the cabin, the engine assembly, bracing and the mast, with their safety factors and maximum deformations that are required with the design hospitalizations. In addition, the elevator design was modeled in 3D using Autodesk Inventor® software. For an ease assembly, plans were developed with different views. Finally, the investment necessary to manufacture was determined, which was \$ 119,441.05.*

**Keywords:** *Rack and pinion, elevator, earthquake and mast.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA .....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
CAPÍTULO 1 .....	1
1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1. Definición del problema .....	1
1.2. Justificación del proyecto.....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. Objetivo general .....	3
1.3.2. Objetivos específicos .....	3
1.4. Marco Teórico.....	4
1.4.1. Tecnologías de elevación.....	4
1.4.2. Sistemas de frenado .....	9
1.4.3. Normativas y medidas de seguridad .....	11
CAPÍTULO 2 .....	13
2. METODOLOGÍA.....	13
2.1. Planteamiento y selección de la solución .....	13
2.1.1. Definición de los factores de influencia .....	13
2.1.2. Selección de la solución del problema .....	15
2.2. Diseño de la cabina .....	17

2.2.1. Dimensionamiento y caso de carga .....	19
2.2.2. Coeficiente de impacto y determinación de fuerzas .....	20
2.2.3. Bastidor .....	21
2.2.4. Piso .....	23
2.2.5. Paredes .....	23
2.2.6. Techo .....	24
2.3. Cálculo de fuerzas sísmicas .....	24
2.4. Diseño de piñón – cremallera .....	27
2.4.1. Fractura por fatiga a esfuerzos de flexión .....	28
2.4.2. Fatiga superficial o “pitting”. .....	30
2.5. Selección del motorreductor .....	32
2.6. Selección del freno del motor. ....	35
2.7. Selección y diseño del conjunto motor.....	35
2.8. Diseño del mástil.....	36
2.9. Diseño de eje de transmisión.....	38
2.10. Selección de rodamientos.....	39
2.11. Selección del freno paracaídas.....	42
2.12. Diseño de amortiguadores.....	42
2.13. Diseño de la estructura base .....	45
2.14. Diseño de arriostres .....	46
2.15. Diseño juntas empernadas y dimensionamiento de orejas de izaje.....	47
2.16. Juntas soldadas .....	50
CAPÍTULO 3.....	52
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS .....	52
3.1. Cabina .....	52

3.1.1. Perfiles estructurales.....	52
3.1.2. Simulaciones de planchas de acero.....	53
3.2. Sistema de transmisión de potencia y conjunto motor.....	57
3.2.1. Sistema piñón-cremallera.....	57
3.2.2. Motorreductores .....	58
3.2.3. Diseño del eje.....	59
3.2.4. Chavetas .....	59
3.2.5. Estructura del conjunto motor.....	60
3.2.6. Plancha de sujeción .....	60
3.3. Cargas sísmicas .....	61
3.4. Elementos rodantes .....	62
3.5. Arriostres .....	63
3.6. Mástil .....	63
3.7. Base.....	64
3.7.1. Estructura .....	65
3.7.2. Amortiguadores .....	65
3.8. Juntas empernadas y espesor de orejas de izaje.....	66
3.9. Juntas soldadas .....	67
3.10. Análisis de costos .....	68
CAPÍTULO 4 .....	70
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	70
<i>BIBLIOGRAFÍA</i> .....	73
<i>APENDICE A</i> .....	75
<i>APÉNDICE B</i> .....	79

## **ABREVIATURAS**

IESS	Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social
INEC	Instituto Nacional de Estadísticas y Censos
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASCE	American Society of Civil Engineers
AGMA	American Gear Manufacturers Association
AFBMA	American Bearing Manufacturers Association
ASTM	American Society for Testing and Materials
OMS	Organización Mundial de la Salud

## SIMBOLOGÍA

m	Metros
ft	Pies
ft <sup>2</sup>	Pies cuadrados
m <sup>2</sup>	Metros cuadrados
m <sup>3</sup>	Metros cúbicos
kg	Kilogramos
lb	Libras
s	Segundos
min	Minutos
N	Newton
g	Gravedad
d	Diámetro
q	Presión del viento
W	Peso
v <sub>w</sub>	Velocidad del viento
C <sub>a</sub>	Coefficiente aerodinámico
σ	Esfuerzo
I	Momento de inercia
W <sub>s</sub>	Módulo de sección
η	Coefficiente de seguridad
S <sub>e</sub>	Límite de resistencia corregido
S <sub>ut</sub>	Resistencia última
M	Momento

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Elevador de cabina por adherencia y sus partes.....	5
Figura 1.2 Elevador de personal y carga. A) Bi-cabina. B) Mono-cabina. ....	7
Figura 1.3 Montacargas de una sola cabina.....	7
Figura 1.4 Andamios motorizados. A) Bi-mástil. B) Mono-mástil.....	8
Figura 1.5 Plataforma hidráulica.....	9
Figura 1.6. Freno Mecánico.....	10
Figura 1.7 Micro-interruptor cabeza de roldana.....	11
Figura 1.8 Freno mecánico.....	11
Figura 2.1 Caso de carga uniformemente distribuida.....	20
Figura 2.2 Aplicación de fuerzas verticales. ....	21
Figura 2.3 Componentes del bastidor de la cabina. ....	22
Figura 2.4 Modelo matemático de canales finales.....	22
Figura 2.5 Modelo matemático de los travesaños. ....	23
Figura 2.6 Modelo matemático de las vigas de las paredes.....	23
Figura 2.7 Factor de servicio $f_s$ .....	34
Figura 2.8 Modelo matemático del elemento crítico del conjunto motor.....	35
Figura 2.9 Esfuerzo fluctuante.....	36
Figura 2.10 Diseño de forma del módulo del mástil.....	38
Figura 2.11 Modelo matemático eje de transmisión. ....	39
Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre de la cabina (Vista lateral). ....	41
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la cabina (Vista superior).....	42
Figura 2.14 Configuraciones de resortes helicoidales a compresión.....	43
Figura 2.15 Diferentes longitudes involucradas en los resortes helicoidales de compresión. .....	44
Figura 2.16 Estilos de extremos del resorte. ....	45
Figura 2.17 Diseño de forma del marco base.....	46
Figura 2.18 Diseño de forma del mástil junto a arriostres. ....	47
Figura 2.19 Orejas de izaje.....	49
Figura 2.20 Dimensionamiento de oreja. ....	50

Figura 3.1 Simulación de la cabina en SAP2000: Deformaciones totales en mm. ....	53
Figura 3.2 Simulación de plancha de piso en Autodesk Inventor®: Tensión de Von Mises. Fuente: Elaboración propia.....	54
Figura 3.3 Simulación de plancha de piso en Autodesk Inventor®: Desplazamientos .....	54
Figura 3.4 Simulación de plancha de piso en Autodesk Inventor®: Factor de seguridad....	55
Figura 3.5 Simulación de plancha de techo en Autodesk Inventor®: Tensión de Von Mises. .....	55
Figura 3.6 Simulación de plancha de techo en Autodesk Inventor®: Deformación. ....	56
Figura 3.7 Simulación de plancha de techo en Autodesk Inventor®: Factor de seguridad. 56	
Figura 3.8 Diseño final de la cabina. ....	57
Figura 3.9 Dimensiones del motorreductor.....	58
Figura 3.10 Simulación de plancha de 2mm en Autodesk Inventor®.....	60
Figura 3.11 Conjunto motor diseñado. ....	61
Figura 3.12 Diseño final de arriostres.....	63
Figura 3.13 Simulación del mástil en SAP2000®.....	64
Figura A.4.1 Factor dinámico $K_v$ .....	76
Figura A.4.2 Factor de vida $K_L$ .....	77
Figura B.4.1 Zonas sísmicas de Ecuador.....	80

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Factores de influencia críticos. ....	14
Tabla 2.2. Tabla de puntuación. ....	15
Tabla 2.3. Tabla de comparación de factores de influencias críticos. ....	15
Tabla 2.4 Tabla morfológica. ....	16
Tabla 2.5. Tabla de asignación de pesos a los criterios ....	17
Tabla 2.6 Factores de seguridad para estructuras de acero. ....	18
Tabla 2.7 Propiedades mecánicas del acero ASTM A36. ....	18
Tabla 2.8. Máxima área útil para cargas nominales. ....	19
Tabla 2.9 Propiedades mecánicas del acero AISI 4340. ....	28
Tabla 2.10 Rendimiento dinámico $\eta_D$ .....	34
Tabla 2.11 Selección de freno mecánico.....	35
Tabla 2.12. Tipo de rodamientos y comparación de rendimiento ....	40
Tabla 2.13 Propiedades de materiales para resortes. ....	43
Tabla 3.1 Elementos estructurales de la cabina. ....	52
Tabla 3.2 Tabla de comparación de deformaciones. ....	53
Tabla 3.3 Resultados del análisis por fatiga por flexión y contacto superficial para piñón y cremallera.....	57
Tabla 3.4 Resultados obtenidos para la selección del motorreductor. ....	58
Tabla 3.5 Especificaciones de freno CA. ....	59
Tabla 3.6 Resultados del diseño de eje.....	59
Tabla 3.7 Dimensiones obtenidas de chavetas. ....	60
Tabla 3.8 Resultados de cargas sísmicas. ....	62
Tabla 3.9 Resultados obtenidos para la selección de rodamientos.....	62
Tabla 3.10 Resultado obtenido para el diseño de arriostre. ....	63
Tabla 3.11 Perfiles seleccionadas para el mástil. ....	64
Tabla 3.12 Perfiles seleccionados para la base. ....	65
Tabla 3.13 Resultados obtenidos del diseño del resorte. ....	66
Tabla 3.14 Datos y resultados de juntas empernadas en el arriostre.....	66
Tabla 3.15 Resultados junta empernada en tensión. ....	67

Tabla 3.16 Resultados de la junta empernada de rodamientos.....	67
Tabla 3.17 Cargas líneas en la soldadura. ....	68
Tabla 3.18 Costos de fabricación. ....	69
Tabla A.4.1 Factor geométrico de Lewis, para 20°, y dientes con carga en la punta. ....	75
Tabla A.4.2 Factor de aplicación Ka.....	75
Tabla A.4.3 Factor de distribución de carga Km.....	75
Tabla A.4.4 Números recomendados por AGMA para calidad de engranes. ....	76
Tabla A.4.5 Resistencia a la fatiga por flexión AGMA para aceros. ....	76
Tabla A.4.6 Factor de confiabilidad K <sub>R</sub> . ....	77
Tabla A.4.7 Coeficiente elástico C <sub>p</sub> de la AGMA. ....	77
Tabla A.4.8 Resistencia a fatiga superficial AGMA para aceros.....	78

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

Para abastecer la demanda de viviendas en los países desarrollados se están implementando construcciones más altas con la finalidad de poder abarcar más personas en menos área. Esto permite una optimización de espacios en las zonas urbanas de las ciudades más importantes (Saint-Gobain, 2019).

En Ecuador, durante el 2019, el sector de la construcción ha generado un total de 479 mil empleos, significando un aporte del 6.2% al sector económico. Sin embargo, este se redujo 24.7% en el primer semestre y 17.4% en el segundo comparación con el año anterior (Banco Central del Ecuador, 2019).

Toda esta implementación de edificaciones que se ha realizado en el sector de la construcción ha generado una mejor calidad de vida y un ahorro para los habitantes y la ciudad, lo que conlleva a una implementación más severa con respecto a medidas de seguridad en las construcciones para evitar accidentes y daños.

### 1.1. Definición del problema

La población en la República del Ecuador es de más de 17 millones de habitantes y cuenta con un crecimiento poblacional del 1.5% anual. Esto generó un aumento de las construcciones de casas o departamentos dando un total de 33.717 permisos, de los cuales el 4.8% representan a construcciones de edificación con más de 4 plantas (INEC, 2019).

Este aumento de las edificaciones se da con mayor impacto en las principales ciudades del país como lo son Quito, Guayaquil y Cuenca. Todos estos proyectos inmobiliarios, de distintas empresas, tienen como finalidad trabajar nuevas formas de arquitectura para que se genere un aumento en la cantidad de edificaciones verticales ofreciendo mayores servicios a la población. Un claro ejemplo se ve en Quito, que

debido al cierre de operaciones del antiguo Aeropuerto Mariscal Sucre ya no existen restricciones con respecto a la altura de los edificios alrededor de la misma. (Armijos, 2019).

Estos proyectos inmobiliarios traen consigo que más personas trabajen en ella. En el sector de la construcción existe una cantidad considerable de accidentes de trabajos. El 7.19% de los accidentes de trabajo suceden en el área de construcción; de los cuales el riesgo más común según el Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) es el trabajo en altura, con un porcentaje del 30.3%. Todos estos accidentes suceden con mayor ocurrencia en la fase de cimentación y estructura. En el caso de los accidentes mortales, el 32% de ellos se debió a causa de caída de personas (IESS, 2018).

En el mercado ecuatoriano se comercializan distintos tipos de elevadores, de los cuales los más comunes son tijera, por adherencia y plataforma. Todos estos tienen como función principal elevar cargas o personal facilitando el traslado o acceso a sitios de altura considerable mediante sistemas que pueden ser mecánicos, eléctricos o hidráulicos.

Los requerimientos para el diseño del ascensor fueron establecidos de acuerdo con información recopilada a nivel nacional. La capacidad de carga será 1200 kg con una velocidad de desplazamiento de 0.6 m/s y la altura de desplazamiento máxima será 100 m.

## **1.2. Justificación del proyecto**

Durante la construcción de edificaciones es necesario e indispensable el traslado de los trabajadores, además de sus herramientas y materiales. Esto no genera mayor problema en caso de viviendas o edificaciones con máximo de 3 plantas, pero en construcciones más altas es un aspecto que se vuelve importante debido al mayor esfuerzo que deben realizar los trabajadores en el traslado, lo que puede provocar un aumento en el tiempo de construcción.

Los medios para subir o bajar niveles, como lo son las escaleras, deben cumplir con ciertas medidas de seguridad para asegurar que el usuario no esté en riesgo. Una de estas medidas es que la altura del pasamano interno debe ser como mínimo 220 mm sobre el peldaño (INEN, 2016). Pero al encontrarse la edificación en etapa de construcción, las escaleras se vuelven medios inseguros como se indica en el artículo 313 de la Ley Orgánica de seguridad y salud en el trabajo (Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores, 1986).

En lo que a construcciones de edificaciones altas se refiere, no existe en el mercado ecuatoriano un elevador de fabricación local que se pueda implementar y además, permita brindar un sistema de traslado vertical que sea seguro y eficiente.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo general**

Diseñar un elevador de carga y personal mediante la aplicación de normas nacionales e internacionales existentes de transporte vertical de personal y material, optimizando el traslado y seguridad en un edificio en etapa de construcción.

#### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Analizar los diferentes métodos que se están utilizando actualmente para la elevación de personal y material.
- Establecer los parámetros de diseño.
- Aplicar distintas medidas de seguridad que se deberán tomar en este tipo de elevadores, utilizando las normas UNE-EN-12159, ASME A17.1.
- Estimar el análisis de costos de la fabricación del elevador
- Elaborar planos del diseño final del elevador de cabina

## **1.4. Marco Teórico**

### **1.4.1. Tecnologías de elevación**

Un elevador es un equipo que permite el transporte vertical de personas y/o cargas con la finalidad de disminuir el tiempo de traslado. Desde su invención el avance de estas tecnologías han permitido una mejor eficiencia con el uso de mecanismos electro-mecánicos.(Navarro González, 2001)

Existen distintos tipos de elevadores en las industrias que dependen del sistema motriz. Cada sistema tiene sus características principales que los hacen más aptos para ciertas condiciones de trabajo.

#### **1.4.1.1. Elevador de cabina por adherencia**

Los elevadores por adherencia, también conocidos como ascensores, son equipos en los cuales la cabina es alzada mediante cables. Un motor hala los cables mediante el giro de una polea que permite el ascenso o descenso de la cabina. Estos equipos usan un contrapeso con la finalidad de disminuir la potencia que necesita el motor para su funcionamiento. (Bonilla Choca, 2014)

Usualmente poseen un cuarto de máquina (Ver Figura 1.1) en el cual se encuentran todos los dispositivos electrónicos que el equipo utiliza para que este funcione. Una red trifásica es la que provee de energía al mecanismo. Los frenos que utilizan son mecánicos para que funcionen en caso de ausencia de energía eléctrica.

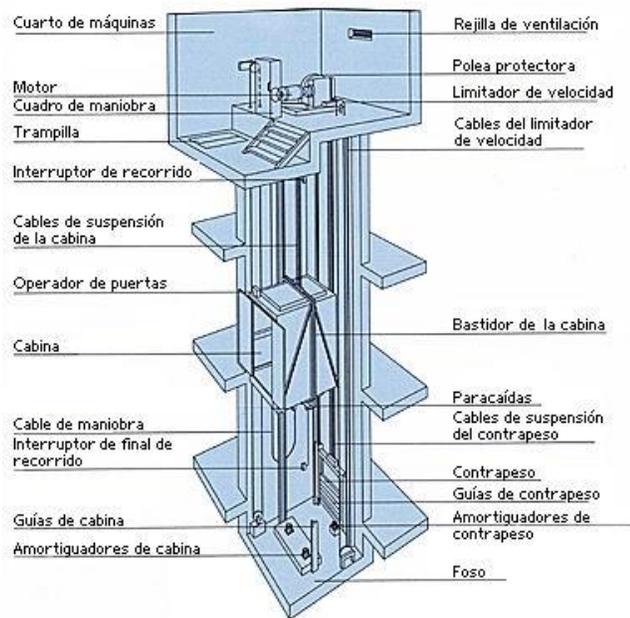
#### **Ventajas:**

- Utiliza sistemas eficientes debido al uso del contrapeso, esto ayuda a disminuir la potencia del motor que tendría que utilizar el elevador.
- Al elevar a personas dentro de una cabina provee mayor protección.

#### **Desventajas:**

- No permite realizar cambios de altura máxima cuando el elevador es montado.

- La cabina necesita una estructura externa para la protección de esta y los cables que permiten el traslado vertical.
- Los costos de montaje y diseño son altos en comparación a otros tipos de elevadores.



**Figura 1.1 Elevador de cabina por adherencia y sus partes. [Miravete & Larrodé, 2007]**

#### **1.4.1.2. Elevador con sistema piñón-cremallera**

Son elevadores accionados mediante motores trifásicos, el cual mediante el sistema piñón-cremallera se convierte un movimiento circular en uno lineal permitiendo el ascenso de la cabina. El mástil es la estructura base del elevador y la que recibe todas las cargas que el elevador posee.

Según la velocidad y carga con la que se ha diseñado, estos equipos utilizan de 1 a 3 motores para proveer la fuerza necesaria para levantar la cabina. Los frenos de emergencia que poseen deben ser mecánicos al igual que en elevadores por adherencia, para evitar problemas en casos de corte de energía.

**Ventajas:**

- Pueden ser montados y desmontados sin tener que realizar cambios considerables en el edificio que se implementará.
- Son sistemas versátiles.
- Tiene la facilidad de poder extender la altura máxima que esta pueda tener sin tener que realizar cambios en la estructura, dependiendo del tipo.
- En elevadores de personal y materiales la cabina ofrece mayor seguridad

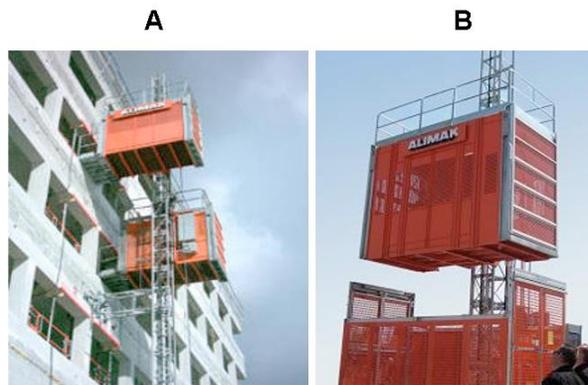
**Desventajas:**

- El motor que debe utilizarse carga completamente con el peso total de la cabina y sus componentes, además de la carga nominal.
- Las condiciones climáticas como lluvias o velocidades de viento altas pueden afectar en el funcionamiento.

Existen diferentes tipos de elevadores accionados por sistemas de piñón-cremallera, los principales son de cabina, montacargas y los andamios motorizados.

**1.4.1.2.1. Elevador de personal y carga**

Son elevadores que cuentan con una cabina diseñada para la seguridad tanto de personas como de materiales y se la usa principalmente para el transporte vertical en construcciones de edificios con alturas considerables como se puede observar en la Figura 1.2. La guía de la cabina es un mástil que puede ser de sección cuadrada o triangular, y está sujeta a la pared por medio de arriostres. Son diseñados en base a la norma UNE-EN-12159. Es un equipo desarrollado para alturas de hasta 200 m sin restricción de velocidad y con capacidad de carga máxima que puede llegar a los 3500 kg (Espeso, 2008).



**Figura 1.2 Elevador de personal y carga. A) Bi-cabina. B) Mono-cabina.**  
[ALIMAK, 2019]

#### **1.4.1.2.2. Montacargas**

Equipos diseñados solamente para el transporte vertical de materiales, tienen una similitud con los elevadores convencionales con la principal diferencia de que la forma de la cabina de estos equipos no debe cumplir necesariamente con la seguridad para el transporte de personas (Ver Figura 1.3). Pueden trabajar hasta con una carga máxima de 1400 kg. Son diseñados mediante la aplicación de la norma UNE-EN-12158 y la velocidad máxima de desplazamiento es de 12m/min. Este tipo de montacargas han sustituido a los de cable por su seguridad y versatilidad (Reed Business Information Spain, 2005).

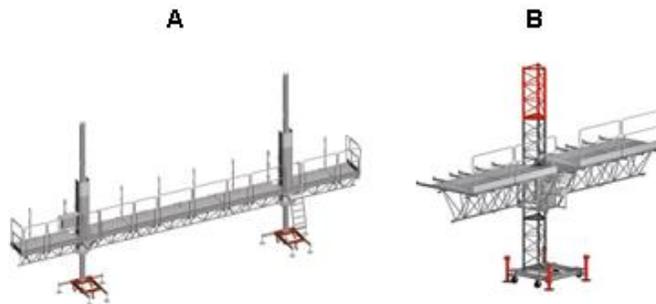


**Figura 1.3 Montacargas de una sola cabina.** [TORGAR, 2019]

### 1.4.1.2.3. Andamios motorizados

Son andamios que se desplazan por medio de uno, Figura 1.4 A, o dos mástiles, Figura 1.4 B, que cumplen la función de guías. Generalmente cuentan con grupos motores fijados al suelo de la plataforma y de un freno paracaídas en caso de emergencias. Se los utiliza mayormente en trabajos de fachadas de edificios.

Son equipos muy robustos y pueden trabajar con grandes cargas de hasta 1500 kg. La longitud de la plataforma puede estar en un rango entre los 2 a 12 metros y puede recorrer una altura entre 100 y 150 metros. La velocidad máxima de elevación para este tipo de dispositivos es de 6 m/min, impuesta por la normativa UNE 1495:1998+A2:2010 (Cebrián, 2019).



**Figura 1.4 Andamios motorizados. A) Bi-mástil. B) Mono-mástil.**

[Grupo RESA, 2019]

### 1.4.1.3. Elevador tipo tijeras con plataforma accionado por sistema hidráulico

El elevador tipo tijera es uno de los más comunes en el mercado ecuatoriano, teniendo varios diseños para el uso de levantar personas, autos, carga pesada, etc. Poseen una gran variedad de configuraciones (ABERISA, 2019).

El sistema que utiliza para su funcionamiento comúnmente es hidráulico. El principio de funcionamiento se basa en varios elementos tipo eslabón los cuales son colocados en forma de "x" con uniones del tipo cilíndrica como se observa en la Figura 1.5, que permiten el aumento de la altura cuando los eslabones se cierran entre sí

con la ayuda de un pistón. La altura dependerá de la cantidad de eslabones utilizados para alzar la plataforma.



**Figura 1.5** Plataforma hidráulica. [MOTORMAN, 2019]

**Ventajas:**

- No es necesaria una estructura externa para que el elevador pueda funcionar.
- Su diseño puede ser compacto permitiendo que tenga mecanismos de traslado.

**Desventajas:**

- Su altura máxima es limitada y esta no puede ser aumentada.
- Existe mayor riesgo de peligro porque la plataforma usada es abierta.
- En caso de querer aumentar la altura máxima, se debe realizar un rediseño para considerar las nuevas fuerzas que se pueden generar.

**1.4.2. Sistemas de frenado**

Permiten disminuir la velocidad para que el movimiento de la cabina, o plataforma, se detenga gradualmente. Estos sistemas poseen diferentes accionamientos dependiendo de las condiciones de trabajo en la que se estén implementando.

**1.4.2.1. Freno paracaídas**

Son frenos mecánicos que trabajan en conjunto con un limitador de velocidad que ayuda a detectar el exceso de velocidad. Cuando esto ocurre la energía eléctrica de

la maquina se corta inmediatamente dejando actuar únicamente al freno, deteniendo la cabina ya sea ascenso o descenso. (Pedro, 2000)

Existen 3 tipos de frenos paracaídas:

- Progresivos: Se los utiliza cuando la velocidad de la cabina es superior a 1m/s.
- Instantáneos con amortiguación: Se los utiliza cuando la velocidad no es mayor a 1m/s.
- Instantáneos: Se los utiliza cuando la velocidad es menor a 0.63 m/s.



**Figura 1.6. Freno Mecánico. [EIDE, 2019]**

#### **1.4.2.2. Sistema de frenado eléctrico**

Su funcionamiento es netamente eléctrico, trabajan con sensores en dos estados diferentes del dispositivo: abierto y cerrado. Son frenos alternos que son utilizados independientemente del sistema de frenado mecánico en caso de que el freno principal llegue a fallar (ver Figura 1.7).

Su uso es común en el caso de la disminución de la velocidad para la detención del elevador en cada uno de los niveles del edificio. Hay que considerar que estos tipos de frenos no pueden ser los de emergencia porque en caso de haber un fallo o corte de energía estos dejan de funcionar.

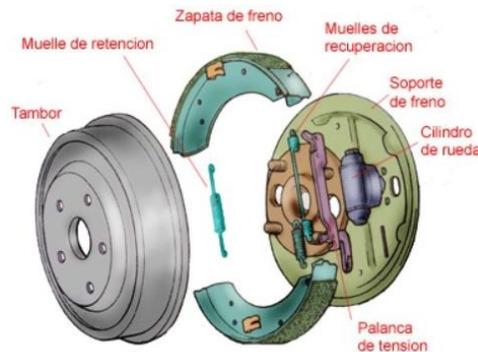


**Figura 1.7 Micro-interruptor cabeza de roldana. [«MICRO SWITCHES», 2019]**

### **1.4.2.3. Sistema de frenado mecánico**

Es aplicado en el motor para obtener una reducción de velocidad paulatina. Utiliza una zapata que está colocada en el eje del motor como se ve en la Figura 1.8, que durante el frenado aplica una fuerza que genera fricción para liberar la energía acumulada por el movimiento del eje.

La activación de este freno dependerá del operador de la cabina, el cual manda una señal eléctrica a través del panel de control para que la zapata de freno se cierre.



**Figura 1.8 Freno mecánico. [SIEMENS, 2018]**

### **1.4.3. Normativas y medidas de seguridad**

Ecuador cuenta con la norma NTE INEN 3139 que trata sobre “Accesibilidad de las personas al medio físico. Circulaciones verticales. Ascensores” en donde se toman en cuenta varias consideraciones generales de seguridad y diseño. Sin embargo, no contiene las especificaciones necesarias para lograr un diseño detallado.

A nivel internacional se utilizan 3 normativas que son las más reconocidas por el mercado en cuanto a la construcción de elevadores se refiere. Estas normas son:

- UNE-EN 12159: Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente. (España)
- UNE-EN 81-1: Normas de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores. Parte 1. Ascensores eléctricos (España)
- ASME A17.1-2004: Safety code for elevators and escalators. (EE. UU)

Para el diseño posterior de ciertas partes del elevador se utilizaron las siguientes normativas:

- ASCE/SEI 7-16: Minimum design loads and associated criteria for building and other structures.
- NEC: Norma Ecuatoriana de Construcción.
- AGMA 2001-D04: Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth.

Todas las normas mencionadas anteriormente serán de apoyo para el desarrollo del diseño y la definición de los diferentes aspectos del elevador de este proyecto. Las normas principales que van a ser aplicadas para el desarrollo son UNE-EN-12159 y UNE-EN 81-1.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1. Planteamiento y selección de la solución

#### 2.1.1. Definición de los factores de influencia

Conocidas las variables consideradas para el diseño del elevador, mencionadas en el capítulo 1, se procedió a realizar un estudio para conocer diferentes alternativas de solución y cuál de estas cumple con lo solicitado de forma eficiente.

Se empezó definiendo los atributos que influyen críticamente sobre el diseño del elevador, también conocidos como factores de influencia. Entre los factores más críticos para el desarrollo del elevador se tienen los siguientes:

- **Capacidad de carga:** El equipo debe tener una capacidad de carga de 1200 kg.
- **Velocidad de elevación:** Por norma y por seguridad la velocidad debe ser de 0.6 m/s.
- **Costo de fabricación:** El equipo debe mantener un costo el cual sea competitivo en el mercado ecuatoriano siendo una opción viable para aumentar la eficiencia durante el traslado.
- **Seguridad:** Debe ser un equipo que cumpla con la seguridad pertinente al traslado de personas. Este factor está relacionado con el uso de normativas.
- **Altura máxima:** La altura que debe recorrer el ascensor debe ser de 100 metros equivalente a 33 pisos de 3 metros de altura cada uno.
- **Estética:** Se ve reflejada por medio de la pintura utilizada en el diseño final, esto ayuda a combatir la corrosión de los materiales.
- **Ruido:** El equipo no debe generar ruido mayor a 80 decibeles, nivel máximo permitido según la ley de seguridad y salud en el trabajo.
- **Montaje:** El equipo a fabricar debe desmontable por facilidad de instalación.
- **Clientes:** Es un equipo fabricado generalmente para las empresas dedicadas a la construcción de edificios.

- **Desempeño:** El equipo debe ser capaz de cumplir su función sin interrupciones en cualquier condición de trabajo impuesta.
- **Disponibilidad de materiales:** El equipo en gran parte debe estar conformada por elementos estructurales como tubos rectangulares, cuadrados y canales.
- **Estándares:** La aplicación de normas en el diseño del ascensor debe ser un punto importante debido a que se toman directamente las consideraciones de seguridad.

De todos estos factores de influencia que influyen en el diseño del elevador, se consideró que los factores de influencia críticos para la realización del proyecto son los que se encuentran tabulados en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1 Factores de influencia críticos. [Elaboración propia]**

No.	Criterios
1	Costo
2	Seguridad
3	Altura máxima
4	Facilidad de montaje

Posteriormente, se procedió a realizar el análisis para cada uno de los criterios y con ello obtener los pesos relativos Tabla 2.3. Esto permitirá definir el parámetro “P” de cada criterio el cual indica en cuánto supera de importancia un factor de influencia con respecto a otro. Para esto, se realizó una tabla de puntuación para evaluarlas entre sí como se observa en la Tabla 2.2.

**Tabla 2.2. Tabla de puntuación. [Gutiérrez-Guzmán et al., 2012]**

Escala numérica	Escala verbal
9	Extremadamente importante
7	Fuertemente más importante
5	Notablemente más importante
3	Levemente más importante
1	Igual de importante
1/3	Levemente menos importante
1/5	Notablemente menos importante
1/7	Fuertemente menos importante
1/9	Extremadamente menos importante

**Tabla 2.3. Tabla de comparación de factores de influencias críticos.**

[Elaboración propia]

		1	2	3	4	Total	Peso de los criterios
1	Costo	1	0.14	5	0.2	1	0.18
2	Seguridad	7.00	1	3	5	7.00	0.45
3	Altura máxima	0.20	0.33	1	5	0.20	0.19
4	Facilidad de montaje	5.00	0.20	0.20	1	5.00	0.18
<b>Total</b>						35.28	1.00

### 2.1.2. Selección de la solución del problema

Se plantearon 3 posibles soluciones para cumplir los requerimientos del diseño. Estos son:

- Opción A: Elevador de cabina con sistema de contrapeso
- Opción B: Elevador de cabina con sistema cremallera-piñón con mástil cuadrado.
- Opción C: Elevador de tijeras con plataforma accionado por sistema hidráulico.

La tabla morfológica (Tabla 2.4) muestra diferentes variables de interés en el funcionamiento o composición de las diferentes alternativas de solución.

**Tabla 2.4 Tabla morfológica. [Elaboración propia]**

Variables	Opciones		
	A	B	C
Transmisión de potencia	Cables 	Piñón-cremallera 	Pistón hidráulico 
Plataforma	Cerrada 	Cerrada 	Abierta 
Altura máxima	Variable	200 m	6
Velocidad máxima	20.5 m/s	1.7 m/s	0.3 m/s
Material para estructuras	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36
Seguridad contra sobrevelocidad	Freno paracaídas 	Freno paracaídas 	No tiene
Motor	Trifásico	Trifásico	No utiliza

Una vez calculado los pesos relativos de cada uno de los criterios, se procedió a asignar el puntaje para cada una de las soluciones. La finalidad es poder obtener un peso total para cada opción y de esta forma determinar analíticamente qué opción es la mejor. Para la puntuación que se le asigna a cada opción, que corresponde al parámetro “P” mencionado anteriormente, se tiene la siguiente escala: 5 muy alto, 4 alto, 3 medio, 2 bajo y 1 muy bajo.

**Tabla 2.5. Tabla de asignación de pesos a los criterios**

[Elaboración propia]

Criterio	Peso criterio	Opción A		Opción B		Opción C	
		Peso asignado	Peso relativo	Peso asignado	Peso relativo	Peso asignado	Peso relativo
1	0.18	3	0.54	5	0.90	3	0.54
2	0.45	5	0.90	4	0.72	3	0.54
3	0.19	3	0.54	5	0.90	1	0.18
4	0.18	2	0.36	5	0.90	4	0.72
<b>Total</b>	1.00		2.34		3.42		1.98

Cómo se observa en la Tabla 2.5, la opción que obtuvo mayor puntaje es la opción 2. Es decir, que la mejor solución para el problema planteado es el elevador que cuenta con las siguientes características:

- Transmisión de potencia por piñón-cremallera.
- Plataforma cerrada.
- Fabricado con acero ASTM A36 para estructuras.
- Sistema de freno paracaídas para el exceso de velocidad.
- Motor trifásico con freno mecánico.

## 2.2. Diseño de la cabina

La norma ASME A17.1 establece lo siguiente:

- La deflexión máxima en los elementos estructurales de la cabina deben ser L/960 del claro del elemento.
- El material para los elementos estructurales debe ser acero ASTM A36.

La norma UNE-EN 12159 establece el factor de seguridad para elementos estructurales. La Tabla 2.6 muestra los coeficientes de seguridad en base al caso de carga. Las propiedades mecánicas del acero ASTM A36 se los muestra en la Tabla 2.7.

**Tabla 2.6 Factores de seguridad para estructuras de acero.**

[UNE, 2013]

Caso de carga	Coefficiente de seguridad ( $S_\gamma$ )
A	1,5
B	1,33
C	1,25

**Tabla 2.7 Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.**

[Elaboración propia]

<b>Resistencia a la fluencia (MPa)</b>	250
<b>Resistencia última (MPa)</b>	400
<b>Módulo de elasticidad (GPa)</b>	200

La selección de los perfiles se la realizó mediante análisis estático de los elementos sometidos a flexión. La ecuación (2.1) representa el esfuerzo de flexión.

$$\sigma_b = \frac{M}{W_s} \quad (2.1)$$

Donde:

$\sigma_b$  = Esfuerzo de flexión (Pa)

M = Momento (Nm)

$W_s$  = Módulo de sección ( $m^3$ )

Luego, se realizó el análisis por fatiga utilizando el método de Goodman, el cual se expresa mediante la ecuación (2.2).

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (2.2)$$

Donde:

$\eta$  = Factor de seguridad a la fatiga

$\sigma_a$  = Amplitud de esfuerzo (Pa)

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio (Pa)

$S_e$  = Resistencia a la fatiga (Pa)

$S_{ut}$  = Resistencia última (Pa)

Además, se realizó una simulación en un software de diseño estructural para la posterior comparación de los valores de deformación y factores de seguridad obtenidos.

### 2.2.1. Dimensionamiento y caso de carga

Para el diseño de la cabina primero se realizó el dimensionamiento del área útil. Para ello se utilizó la Tabla 2.8 que recomienda el área mínima útil para la capacidad nominal del elevador.

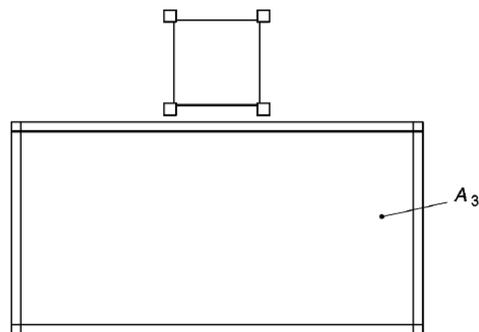
**Tabla 2.8. Máxima área útil para cargas nominales.**

[ASME, 2004]

SI Units		Imperial Units	
Rated Load, kg	Inside Net Platform Area, m <sup>2</sup>	Rated Load, lb	Inside Net Platform Area, ft <sup>2</sup>
230	0.65	500	7.0
270	0.77	600	8.3
320	0.89	700	9.6
450	1.23	1,000	13.3
550	1.45	1,200	15.6
700	1.76	1,500	18.9
800	2.05	1,800	22.1
900	2.25	2,000	24.2
1 150	2.70	2,500	29.1
1 350	3.13	3,000	33.7
1 600	3.53	3,500	38.0
1 800	3.92	4,000	42.2
2 000	4.29	4,500	46.2
2 250	4.65	5,000	50.0
2 700	5.36	6,000	57.7
3 200	6.07	7,000	65.3
3 600	6.77	8,000	72.9
4 100	7.48	9,000	80.5
4 500	8.18	10,000	88.0
5 400	9.57	12,000	103.0
7 000	11.62	15,000	125.1
8 000	13.65	18,000	146.9
9 000	14.98	20,000	161.2
11 500	18.25	25,000	196.5
13 500	21.46	30,000	231.0

Como se obtuvo una dimensión de 2.98m<sup>2</sup>, se trabajó con un área útil de 3m<sup>2</sup> repartido en longitudes de 2m x 1.5m. La altura de la cabina se consideró 2 m debido a que la altura promedio de las personas en Ecuador es de 1.67 m según la Organización Mundial de la Salud (OMS).

Luego, se identificó el tipo de carga al que corresponde el elevador por medio del apartado 5.2.2.5 de la norma, esta indica que si la carga nominal “W” distribuida sobre el área útil de la cabina es menor a 4 kN/m<sup>2</sup> entonces se considera el tipo de carga C que se detalla en la Figura 2.1.



**Figura 2.1 Caso de carga uniformemente distribuida. [UNE, 2013]**

### **2.2.2. Coeficiente de impacto y determinación de fuerzas**

Para el efecto de las cargas móviles se deben multiplicar las fuerzas por un coeficiente de impacto, este último depende de la velocidad nominal. La recomendación dada por la norma UNE-EN-12159 en el apartado 5.2.2.7 es utilizar la ecuación (2.3) donde la velocidad nominal  $v$  está en m/s.

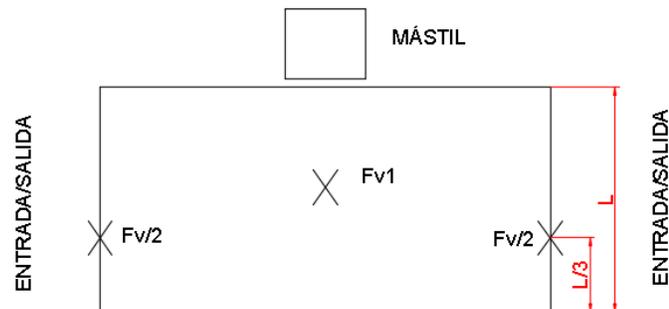
$$\mu = 1.1 + 0.264v \quad (2.3)$$

Donde

$\mu$  = Coeficiente de impacto.

$v$  = Velocidad nominal (m/s)

Por efectos de carga y descarga, el análisis se resumió a dos fuerzas principales que son  $F_v$  y  $F_{v1}$ , indicados por la norma.  $F_v$  se aplica a 1/3 de la longitud de la entrada o la salida de la cabina y en la posición más desfavorable mientras que  $F_{v1}$  se aplica en el centro de esta como se muestra en la Figura 2.2. La suma de dichas fuerzas debe ser igual a la carga total del elevador, incluyendo cargas vivas y muertas, multiplicada por el coeficiente de impacto.



**Figura 2.2 Aplicación de fuerzas verticales.** [Elaboración propia]

Las ecuaciones (2.4) y (2.5) son las relaciones entre las fuerzas verticales y la carga nominal que actúa en la cabina  $W$ .

$$F_v = 4 + 0.3W \quad (2.4)$$

$$F_{v1} = W - F_v \quad (2.5)$$

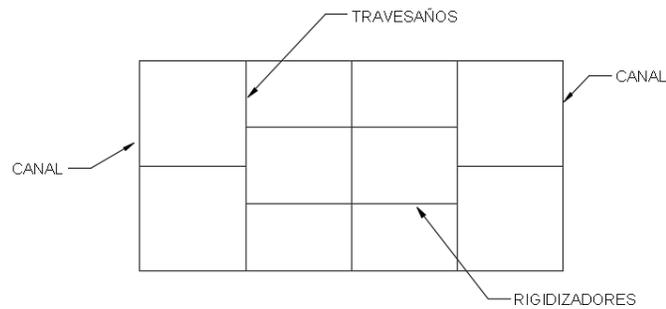
$F_v$  = Fuerza vertical en los extremos (N)

$F_{v1}$  = Fuerza vertical en el centro (N)

$W$  = Carga nominal (N)

### 2.2.3. Bastidor

El bastidor de la cabina cuenta con 3 elementos principales que se muestran en la Figura 2.3.

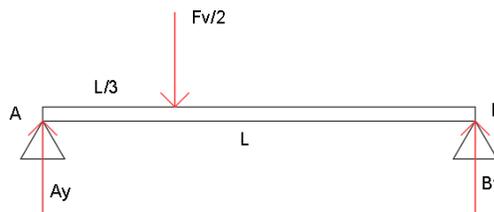


**Figura 2.3 Componentes del bastidor de la cabina. [Elaboración propia]**

El canal es la estructura que va colocada en la entrada/salida del ascensor y es el elemento que soporta la mitad de la principal fuerza de carga y descarga  $F_v$ .

Los travesaños son elementos paralelos a los canales con la finalidad de dar un mayor soporte al piso de la cabina soportando la fuerza  $F_{v1}$ . Los elementos que unen los travesaños son los rigidizadores.

Para los canales finales se definió el modelo matemático mostrado en la Figura 2.4 como recomendación de la norma ASME A17.1. Los elementos laterales del bastidor fueron conformados por el mismo perfil seleccionado ya que estos reciben menor carga.

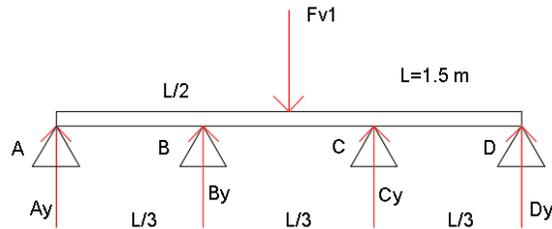


**Figura 2.4 Modelo matemático de canales finales.**

[Elaboración propia]

Los travesaños deben tener un mínimo de 3 apoyos, en este caso se tomaron 4 para minimizar la deformación del piso de la cabina. El modelo matemático es el que se

muestra en la Figura 2.5. Los rigidizadores cuentan con el mismo perfil que los travesaños debido a que estos soportan menor carga



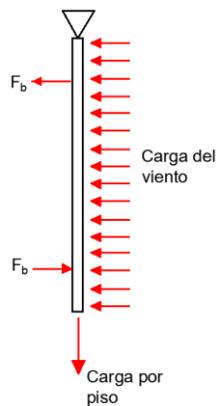
**Figura 2.5 Modelo matemático de los travesaños.**  
[Elaboración propia]

#### 2.2.4. Piso

La norma UNE-EN-12159 establece que la plancha debe ser antideslizante. El grosor de la plancha se lo obtuvo por medio de simulaciones de elementos finitos en el software Autodesk Inventor®.

#### 2.2.5. Paredes

Son los elementos que soportan la presión generada por el viento y el peso del bastidor, incluyendo la carga nominal. La Figura 2.6 muestra el modelo matemático utilizado para la selección del perfil y posterior diseño.



**Figura 2.6 Modelo matemático de las vigas de las paredes.**  
[Elaboración propia]

La presión del viento “q” fue determinada con la ecuación (2.6) que sugiere la norma UNE-EN-12159, donde la velocidad del viento  $v_w$  está en m/s y el coeficiente aerodinámico “ $c_a$ ” deber ser de 1.2.

$$q = \frac{v_w^2}{c_a} \quad (2.6)$$

Donde:

$q$  = Presión del viento (N/m<sup>2</sup>)

$v_w$  = Velocidad del viento (m/s)

$c_a$  = Coeficiente aerodinámico.

Las paredes de la cabina contaron con dos tipos de planchas de acero, el estándar y las planchas perforadas que permiten el paso de luz y de aire. El espesor de estas se las determinó por medio de simulaciones en el software Autodesk Inventor® considerando deformaciones y factores de seguridad.

### **2.2.6. Techo**

El techo de la cabina se la diseñó de forma similar al bastidor, utilizando la misma distribución de elementos, pero con diferentes requerimientos ya que se consideró para el acceso a personas en etapa de montaje y desmontaje.

La norma UNE-EN-12159 establece que el piso del techo debe soportar una carga de 3 kN en un área de 1 m<sup>2</sup> siendo esta la más desfavorable. Además, debe contar con una trampilla de socorro de 0.40 m x 0.60 m. Por seguridad, el techo cuenta con barandillas de seguridad con una altura de 1.1 m y con un guardapiés de 0.15 m de altura.

### **2.3. Cálculo de fuerzas sísmicas**

Para cargas sísmicas se realizó un análisis estático cumpliendo la norma ASCE 7-16 que indica los requerimientos para estructuras que no sean edificaciones. Como primer

punto se clasificó la estructura según la tabla 15.4-2 de la norma indicada anteriormente (Ver apéndice B).

Luego, se obtuvo el factor de importancia debido a que la estructura es de categoría IV, es decir, estructuras donde los fallos pueden generar un daño considerable a la comunidad. Con ello se procedió a calcular el coeficiente  $C_s$  con la ecuación (2.7).

$$C_s = 0.8 \frac{S_1}{R/I_e} \quad (2.7)$$

Donde:

$C_s$ : Coeficiente de respuesta al sismo.

$S_1$ : Espectro de respuesta máximo.

$R$ : Coeficiente de reducción.

$I_e$ : Factor de importancia.

El máximo espectro elástico se lo consideró para el espectro de respuesta elástico multiplicado por un factor de 1.5. Como se debe calcular para un tiempo igual a 1 entonces la ecuación (2.8) es la que se utiliza como indica la norma.

$$S_a = \eta Z F_a \left( \frac{T_c}{T} \right)^r \quad (2.8)$$

Donde:

$S_a$ : Espectro de respuesta.

$\eta$ : Razón entre la aceleración espectral y el PGA.

$Z$ : Factor de zona.

$F_a$ : Coeficiente de amplificación de suelo en la zona de período corto.

$T_c$ : Período límite de vibración en el espectro sísmico (1/seg).

$T$ : Período fundamental de vibración de la estructura (1/seg).

$r$ : Factor usado en el espectro de diseño elástico.

Todos estos coeficientes se los calcularon con base a la Norma ecuatoriana de Construcción (NEC), tomando las consideraciones que la estructura se desea construir en Guayaquil y el tipo del perfil del suelo es D. El factor de zona Z se lo obtuvo por la Figura B.1.

Luego se procedió al cálculo de la fuerza cortante basal total que representa la fuerza que genera el sismo justo al nivel de la base de la estructura. Para ello se utilizó la ecuación (2.9), la cual depende del coeficiente de respuesta sísmica  $C_s$  y del peso total de la estructura  $W$ .

$$V = C_s W_t \quad (2.9)$$

Donde:

V: Cortante basal (N).

$W_t$ : Carga (N)

Para trasladar esta fuerza a través de toda la estructura, la NEC propone la ecuación (2.10), en la cual se calcula la fuerza horizontal que es aplicada en cada uno de los pisos o niveles. Esta distribución vertical de las fuerzas sísmicas laterales son las que convierten al modelo dinámico de un sismo real a un modelo estático para facilidad de cálculos.

$$F_x = \frac{w_x h_x^k}{\sum w_i h_i^k} V \quad (2.10)$$

Donde:

$w_x, w_i$ : masa en el peso "x" o "i"

$h_x, h_i$ : altura del piso "x" o "i"

k: Coeficiente relacionado con el período de vibración de la estructura T

Todo lo anterior es para el cálculo de cargas sísmicas horizontales, en el caso de cargas sísmicas verticales se consideró la ecuación propuesta por Newmark el cual se indica que la relación entre fuerzas verticales y horizontales debe ser 2/3 (Newmark, 1973).

#### **2.4. Diseño de piñón – cremallera**

La norma UNE-EN 12159 establece lo siguiente en base al diseño:

- En el piñón, el factor de seguridad debe ser mínimo 2 para límite de resistencia a la fatiga por flexión y 1.4 para límite de resistencia a la fatiga superficial.
- En la cremallera, el factor de seguridad debe ser mínimo 2 para límite de resistencia a la fatiga por flexión.
- El módulo de piñón/cremallera no deber ser menor a 4 en caso de que el sistema de accionamiento presente un contra-rodillo que actúe directamente en la cremallera.
- Los elementos sometidos a fatiga que actúen en conjunto con el motor se deben analizar a 80000 revoluciones.

El material escogido para el diseño es el acero AISI 4340 nitrurado debido a que es el material con la mayor resistencia mecánica en el mercado y una de sus aplicaciones se basa en partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado. Además, se lo encuentra disponible en el país siendo uno de sus proveedores la empresa IVAN BOHMAN C.A. Las propiedades mecánicas del acero AISI 4340 se muestran en la Tabla 2.9.

El diseño de ambos componentes se lo realizó acorde a la normativa de American Gear Manufacturers Association (AGMA), que indica dos modos de falla principales en los dientes de los engranes que son fractura por fatiga debido a esfuerzos de flexión y fatiga superficial o “pitting”.

**Tabla 2.9 Propiedades mecánicas del acero AISI 4340.**

[Ivan Bohman S.A., 2019]

Resistencia a la tracción	90 - 110 kg/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm <sup>2</sup>
Elongación, A5	min 12 %
Reducción de área, Z	min 45 %
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270 - 330 HB

Se realizó un proceso iterativo para la selección del módulo y del número de dientes de los componentes en base a lo establecido por la norma UNE-EN 12159 tomando en cuenta la seguridad y el exceso de material reflejados en los factores de seguridad.

#### **2.4.1. Fractura por fatiga a esfuerzos de flexión**

El esfuerzo de flexión se los analizó mediante la ecuación AGMA que se deriva de la ecuación de Lewis, ver ecuación (2.11) (AGMA, 2005).

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m K_s K_B K_I}{K_v} \quad (2.11)$$

Donde:

$W_t$ : Fuerza tangencial (N).

$K_a$ : Factor de aplicación.

$K_m$ : Factor de distribución de carga.

$K_s$ : Factor de tamaño.

$K_b$ : Factor de espesor de aro.

$K_I$ : Factor de engrane loco.

$K_v$ : Factor dinámico.

$F$ : Factor de ancho de cara (mm).

$m$ : Módulo (mm).

$J$ : Factor geométrico de Lewis.

La fuerza tangencial  $W_t$  se determinó mediante la relación entre el peso total de la cabina para el ángulo de presión, siendo este  $20^\circ$ . El factor recomendado de ancho de cara se encuentra en un valor entre  $12^*m$  y  $16^*m$ .

El factor geométrico de Lewis  $J$  fue elegido en base a la cantidad de dientes del piñón y la cremallera. La Tabla A.1 muestra los valores de uso frecuente y recomendados por AGMA. Se consideró carga en el punto debido a que es el caso más crítico de analizar.

Para el factor de aplicación  $K_a$  se usó la Tabla A.2 donde se consideran la máquina impulsora y el impacto de la máquina impulsada. El factor de distribución de carga  $K_m$  depende del factor de ancho de cara que se lo seleccionó en base al módulo, ver Tabla A.3. El factor de tamaño  $K_s$  por recomendación de AGMA debe ser igual a 1. El factor de espesor de aro  $K_B$  se consideró 1. El factor  $K_I$  depende de la presencia de engrane loco, en este caso como no existe, el valor del factor es igual a 1. El factor dinámico  $K_v$  depende de la calidad del engrane  $Q_v$  y de la velocidad en la línea de paso. La calidad del engrane fue seleccionada mediante la Tabla A.4 y el factor dinámico en base a la Figura A.1.

La resistencia a la fatiga por flexión se la calcula por la ecuación

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S'_{fb} \quad (2.12)$$

Donde:

$K_L$ : Factor de vida.

$K_T$ : Factor de temperatura.

$K_R$ : Factor de confiabilidad.

$S'_{fb}$ : Resistencia a la flexión AGMA (MPa).

La resistencia a la fatiga por flexión de la AGMA  $S_{fb}'$ , se la seleccionó en base al material escogido para el piñón/cremallera. Los valores recomendados se los muestra en la Tabla A.5.

El factor de vida  $K_L$  depende de los ciclos de funcionamiento y a la dureza del material. Se lo determina en base a la Figura A.2. El factor de temperatura  $K_T$ , por trabajar con temperaturas menores a 250°F, es igual a 1. El factor de confiabilidad  $K_R$  se lo obtiene de la Tabla A.6, se consideró 90% de confiabilidad.

El factor de seguridad por fatiga a la flexión es la relación entre la resistencia a la fatiga por flexión y el esfuerzo de flexión, ecuación (2.13).

$$\eta_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (2.13)$$

#### 2.4.2. Fatiga superficial o “pitting”.

El esfuerzo de contacto superficial se lo obtiene de la ecuación AGMA que se deriva de la ecuación de Buckingham.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m C_s C_f}{F I d C_v}} \quad (2.14)$$

Donde:

$C_p$ : Coeficiente elástico ( $\text{MPa}^{0.5}$ )

$C_a$ : Factor de aplicación.

$C_m$ : Factor de distribución de carga.

$C_s$ : Factor de tamaño.

$C_f$ : Factor de acabado superficial.

$C_v$ : Factor de dinámico.

$I$ : Factor geométrico superficial.

d: Diámetro de paso (m)

$C_p$  es el coeficiente elástico y depende del material tanto del piñón como de la cremallera. La Tabla A.7 muestra los valores que se utilizan para varios materiales.

Los valores de  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_s$  y  $C_v$  son iguales a  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_s$  y  $K_v$ , respectivamente. El factor de acabado superficial  $C_f$  es igual a 1 ya que se consideró la elaboración por métodos convencionales.

El factor geométrico superficial  $I$ , ecuación (2.15), se lo determinó mediante los radios de curvatura tanto del piñón como de la cremallera que dependen del ángulo de presión, radio de paso y paso diametral. Estos últimos se determinan por medio de las ecuaciones (2.16) y (2.17), respectivamente.

$$I = \frac{\cos(\alpha)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p} \quad (2.15)$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1}{p_d}\right)^2 - \left(r_p \cos(\alpha)\right)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos(\alpha) \quad (2.16)$$

$$\rho_g = C \operatorname{sen}(\alpha) - \rho_p \quad (2.17)$$

La distancia entre centros “C” en un sistema piñón-cremallera se la obtiene sumando los radios correspondientes a los diámetros primitivos.

La resistencia a la fatiga superficial se la determina por medio de la siguiente ecuación:

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{fc} \quad (2.18)$$

Donde:

$C_L$ : Factor de vida.

$C_H$ : Factor de razón de dureza.

$C_T$ : Factor de temperatura.

$C_R$ : Factor de confiabilidad.

$S'_{fc}$ : Resistencia al contacto superficial AGMA (MPa)

La resistencia a la fatiga por flexión de la AGMA  $S'_{fc}$ , se la seleccionó en base al material escogido para el piñón/cremallera. Los valores recomendados se los muestra en la Tabla A.8.

Los factores  $C_L$ ,  $C_T$ ,  $C_R$  son iguales que  $K_L$ ,  $K_T$  y  $K_R$ , respectivamente. El factor de razón de dureza  $C_H$  es igual a 1, debido a que el material es el mismo para el piñón y la cremallera.

El factor de seguridad por fatiga superficial es la relación entre la resistencia a la fatiga por flexión y el esfuerzo de flexión, ecuación (2.19).

$$\eta_b = \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \quad (2.19)$$

## 2.5. Selección del motorreductor

Para la selección se utilizó el catálogo de la empresa italiana Bonfiglioli que es el principal proveedor de la empresa ecuatoriana Inducom que se dedica a la venta de equipos industriales.

La norma UNE-EN-81.1 recomienda que para este tipo de elevadores se utilicen motores trifásicos. Los datos iniciales para la selección fueron el par torsor a la salida  $M_{r2}$  y la velocidad  $n_2$  a la salida del reductor. El par de torsor de la salida, en Nm, se lo obtiene por la ecuación (2.24) y la  $n_2$ , en rad/s, por la ecuación (2.25).

$$M_{r2} = W_t * \frac{dp}{2} \quad (2.20)$$

Donde:

$M_{r2}$ : Par de entrada (Nm).

$W_t$ : Fuerza tangencial (N).

$dp$ : Diámetro de paso del piñón (m).

$$n_2 = \frac{2V}{d_p} \quad (2.21)$$

Donde:

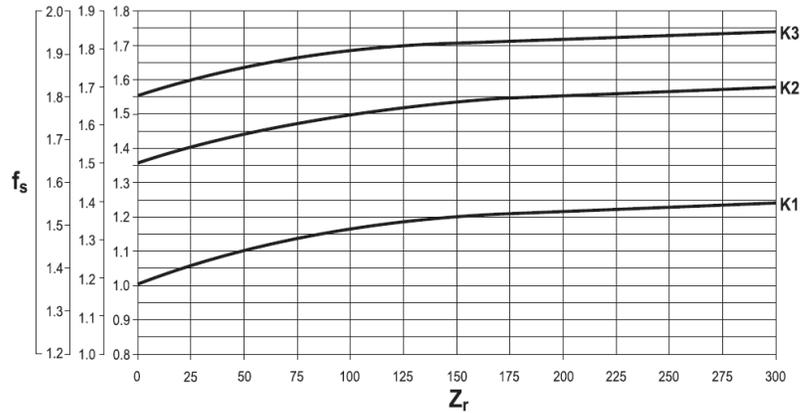
$V$ : Velocidad a la salida o velocidad de elevación (m/s).

Se determinó el factor de servicio  $f_s$  en base al funcionamiento del elevador de personal y carga. Para esto se utilizó la Figura 2.7. y se consideraron los siguientes puntos:

- Funcionamiento de 8 horas/día.
- 25 arranques/hora.
- Carga con impactos fuertes K3

El par de cálculo  $M_{c2}$  se lo obtuvo multiplicando el par a la salida  $M_{r2}$  por el factor de servicio  $f_s$ .

h / d			Arranques / hora
24	16	8	



**Figura 2.7 Factor de servicio f<sub>s</sub>. [Bonfiglioli, 2019]**

La potencia a la entrada P<sub>r1</sub> se la obtuvo por la ecuación (2.22). Esta última depende del rendimiento dinámico η<sub>D</sub> que se la obtiene en base al número de etapas de reducciones, los valores se los muestra en la Tabla 2.10.

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} * n_2}{9550 * \eta_D} \quad (2.22)$$

Donde:

n<sub>2</sub>: RPM a la salida.

η<sub>D</sub>: Rendimiento dinámico.

**Tabla 2.10 Rendimiento dinámico η<sub>D</sub>. [Bonfiglioli, 2019]**

	2 x	3 x	4 x
η <sub>d</sub>	94%	91%	89%

Conociendo la potencia de entrada P<sub>r1</sub>, la velocidad n<sub>2</sub> y el par de cálculo M<sub>c2</sub>, se seleccionó el motorreductor, verificando que los valores de esta sean mayores a los obtenidos previamente.

## 2.6. Selección del freno del motor.

Para la selección se utilizó el catálogo de la empresa italiana Bonfiglioli que es el principal proveedor de la empresa ecuatoriana Inducom que se dedica a la venta de equipos industriales.

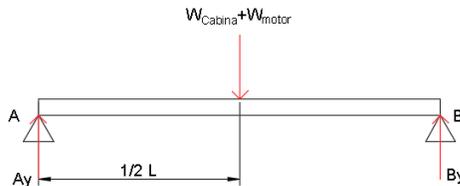
La norma UNE-EN-81.1 establece que el freno debe ser electromecánico para cualquier falla de alimentación del sistema. El freno se selecciona en base al par de frenado el cual por recomendación del fabricante es el doble del par del motor. La Tabla 2.11 muestra las diferentes opciones de freno mecánico.

**Tabla 2.11 Selección de freno mecánico. [Bonfiglioli, 2019]**

Freno	Par de frenado $M_b$ [Nm]	Desbloqueo $t_1$ [ms]	Frenada $t_2$ [ms]	$W_{max}$ [J]			W [MJ]	P [VA]
				10 s/h	100 s/h	1000 s/h		
FA 02	3.5	4	20	4500	1400	180	15	60
FA 03	7.5	4	40	7000	1900	230	25	80
FA 04	15	6	60	10000	3100	350	30	110
FA 14								
FA 05	40	8	90	18000	4500	500	50	250
FA 15								
FA 06S	60	16	120	20000	4800	550	70	470
FA 06	75	16	140	29000	7400	800	80	550
FA 07	150	16	180	40000	9300	1000	130	600
FA 08	250	20	200	60000	14000	1500	230	1200

## 2.7. Selección y diseño del conjunto motor

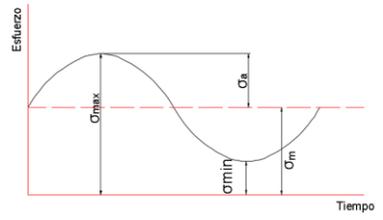
Para la estructura se realizó el mismo procedimiento que para los elementos estructurales de la cabina, pero con diferentes requerimientos. Para el análisis estático se consideró al elemento más crítico en flexión y se utilizó la ecuación (2.1). El modelo matemático se lo muestra en la Figura 2.8.



**Figura 2.8 Modelo matemático del elemento crítico del conjunto motor.**

[Elaboración propia]

Para el análisis por fatiga se consideró al elemento bajo esfuerzo fluctuante, ver Figura 2.9, utilizando la ecuación (2.2) para la verificación del coeficiente de seguridad.



**Figura 2.9 Esfuerzo fluctuante. [Elaboración propia]**

La plancha que sujeta los motores fue diseñada con acero ASTM A36. El espesor se lo obtuvo a partir del análisis por cortante que generan los pernos de sujeción del motorreductor.

## 2.8. Diseño del mástil

El modelo del mástil se lo realizó utilizando el un software de elementos finitos, en el cual se dibujó el mástil completamente con las fuerzas que esta debe de soportar generadas por los rodamientos, la cremallera y los sismos. El mástil para su facilidad de construcción e instalación, se lo separó en módulos de 2 metros de altura cada uno.

La simulación de las fuerzas sísmicas se lo realizó estáticamente aplicando las fuerzas  $F_x$  de la sección anterior en cada una de las plantas. Con ello se obtiene el modelo de las fuerzas sísmicas que recaen sobre el mástil.

Hay que tomar en cuenta que se tomó ciertas consideraciones geométricas por las ventajas que presentan.

- Vigas cuadradas para las esquinas: La ventaja que trajo consigo es que se pueda utilizar rodamientos sin ningún acople especial porque con su superficie recta ya se ensambla fácilmente al mástil.

- Vigas rectangulares en las barras horizontales: Pueden soportar grandes cargas debido a su geometría y a la vez llegan a ser ligeros para evitar mucho peso muerto en el elevador.
- Rigidizadores circulares: Facilita las conexiones que van de una esquina a otra y además permiten contener cargas de tensión o compresión sin ningún problema.

Hay que considerar que el acero utilizado en toda la estructura del tipo estructural ASTM A36. La forma del mástil elegida es cuadrada, esto permite que la estructura tenga una mayor estabilidad en el caso de la presencia de un sismo.

Por último, la Norma Ecuatoriana de la Construcción (NEC) recomienda los siguientes casos de análisis para la simulación, para que así se tomen las diferentes condiciones a las cuales la estructura del mástil puede estar expuesto.

- a)  $1.4 D$
- b)  $1.2 D + 1.6 L + 0.5 \max[L_r; S; R]$
- c)  $1.2 D + 1.6 \max[0; L_r; S; R] + \max[L; 0.5 W]$
- d)  $1.2 D + 1.0 W + L + 0.5 \max[L_r; S; R]$
- e)  $1.2 D + 1.0 E + L + 0.2 S$
- f)  $0.9 D + 1.0 W$
- g)  $0.9 D + 1.0 E$

Donde:

D: Carga muerta

L: Carga viva

L<sub>r</sub>: Sobrecarga cubierta

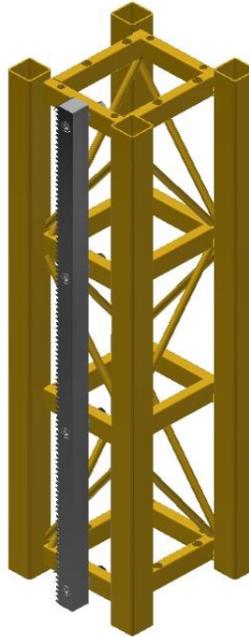
S: Carga de granizo

R: Carga de factor de reducción

W: Carga de viento

E: Carga de sismo

Una vez simulado, se revisó los momentos máximos en cada una de las vigas para así poder realizar la selección correspondiente a cada una de ellas. Los factores de seguridad mínimos se encuentran en la Tabla 2.6.

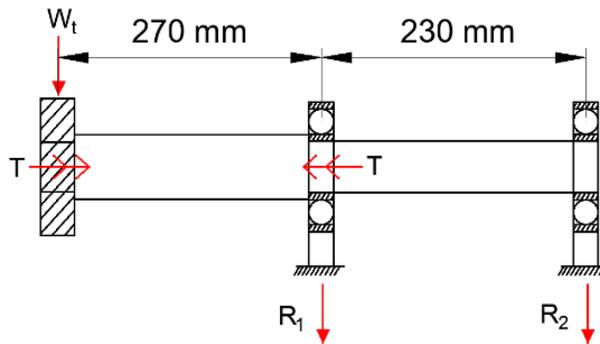


**Figura 2.10** Diseño de forma del módulo del mástil. [Elaboración propia]

## **2.9. Diseño de eje de transmisión**

Se consideró la fuerza tangencial soportada por el engrane, la cual es la tercera parte del peso total de la cabina. Se realizó el análisis en base a la estándar ANSI/ASME.

Mediante el modelo matemático planteado, Figura 2.11, se calcularon los momentos y torques máximos y mínimos que se generan por la fuerza tangencial. Aplicando la teoría de falla a la fatiga de Goodman se obtuvieron los diámetros del eje utilizando la ecuación (2.23).



**Figura 2.11 Modelo matemático eje de transmisión. [Elaboración propia]**

$$d = \left\{ 32 \frac{N_f}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (2.23)$$

Donde:

$N_f$ : Factor de seguridad a la fatiga.

$k_f, k_{fm}$ : Factores de concentración de esfuerzo por fatiga.

$M_a$ : Amplitud de momento (Nm).

$M_m$ : Momento medio (Nm).

$T_a$ : Amplitud de torque (Nm).

$T_m$ : Torque medio (Nm).

$S_f$ : Límite de resistencia a la fatiga (Pa).

$S_{ut}$ : Resistencia última a la tensión (Pa).

## 2.10. Selección de rodamientos

Se realizó considerando el catálogo que presenta la empresa NTN. La metodología que toma la compañía para su catálogo se basa en las normativas que se exhiben en la Asociación Americana de Fabricantes de Rodamientos (AFBMA).

**Tabla 2.12. Tipo de rodamientos y comparación de rendimiento**

[NTp089 N, 2019]

Bearing types	Deep groove ball bearings	Angular contact ball bearings	Double row angular contact ball bearings	Duplex angular contact ball bearings	Self-aligning ball bearings	Cylindrical roller bearings	Single-flange cylindrical roller bearings	Double-flange cylindrical roller bearings	Double row cylindrical roller bearings	Needle roller bearings
Characteristics										
Load Carrying Capacity										
Radial load										
Axial load										
High speed <sup>①</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
High rotating accuracy <sup>①</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	
Low noise/vibration <sup>①</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆		☆	☆	☆	☆	☆
Low friction torque <sup>①</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆	☆				
High rigidity <sup>①</sup>			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆
Vibration/shock resistance <sup>①</sup>			☆		★	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Allowable misalignment for inner/outer rings	☆				☆☆☆	☆				
Stationary in axial direction <sup>②</sup>	○	○	○	○ For DB and DF arrangement	○		○	○	○	○
Movable in axial direction <sup>③</sup>	○		○	○ For DB arrangement	○	○	○	○	○	○
Separable inner/outer rings						○	○	○	○	○
Inner ring tapered bore <sup>④</sup>					○	○			○	
Remarks		For duplex arrangement				NU, N type	NJ, NF type	NUP, NP, NH type	NNU, NN type	NA type
Reference page	B-5	B-43	B-60	B-43	B-65	B-77	B-77	B-77	B-102	—

① ☆ The number of stars indicates the degree to which that bearing type displays that particular characteristic.  
 ★ Not applicable to that bearing type.

② ○ Indicates dual direction. ○ Indicates single direction axial movement only.

③ ○ indicates movement in the axial direction is possible for the raceway surface; ○ indicates movement in the axial direction is possible for the fitting surface of the outer ring or inner ring.

④ ○ Indicates both inner ring and outer ring are detachable.

⑤ ○ Indicates inner ring with tapered bore is possible.

Inicialmente se consideró determinar el tipo de rodamiento con el cual se debe de trabajar, para ello se tomó en cuenta que estos deben soportar vibraciones, fuerzas de impacto y cargas axiales. Utilizando la Tabla 2.12 se determinó que el rodamiento debe ser de rodillos cilíndricos de una brida.

Esta selección se comprobó revisando las diferentes aplicaciones que sugiere NTN en la página A-15 de su catálogo, la cual indica que son rodamientos de uso en equipos de construcción.

Una vez definido el tipo de rodamiento se procedió al cálculo de la carga dinámica ( $C_r$ ) mediante la ecuación (2.24), la cual tiene como parámetros de entrada la vida de referencia según la aplicación, la carga radial teórica que recibe el rodamiento y las revoluciones por minuto. Para el cálculo de la vida de referencia se revisó la tabla 3.4 de la página A-19, escogiéndose 12000 horas como horas de operación.

$$\frac{L_n 60 n}{10^6} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (2.24)$$

Donde:

$L_n$ : Vida corregida del rodamiento (h)

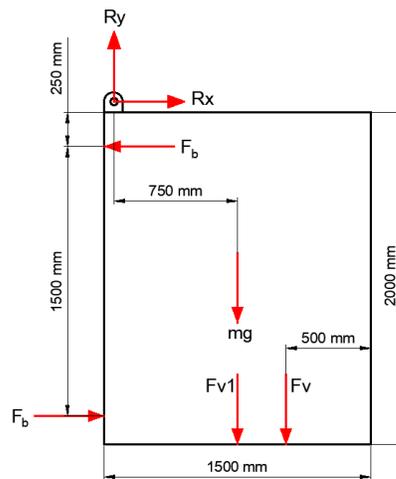
$n$ : Número de revoluciones (RPM)

$C_r$ : Carga dinámica radial (N)

$P_r$ : Carga dinámica equivalente (N)

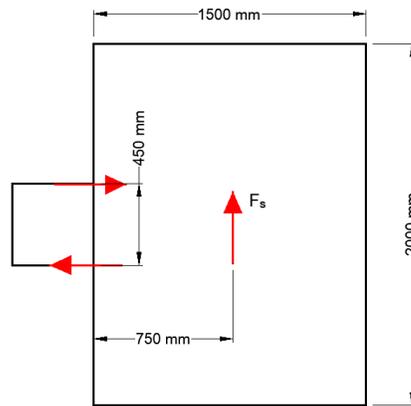
Se consideraron cuatro diferentes casos distintos para la selección de los rodamientos los cuales son:

- Los rodamientos que permiten que la cabina siga de manera vertical (Ver Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre de la cabina (Vista lateral).).
- Los rodamientos que reciben la carga durante un sismo (Ver Figura 2.13).
- El rodamiento que evita la separación entre el engrane y la cremallera.



**Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre de la cabina (Vista lateral).**

[Elaboración propia]



**Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la cabina (Vista superior).**

[Elaboración propia]

### 2.11. Selección del freno paracaídas

La norma EN-81-1 indicó que se deben utilizar frenos del tipo instantáneo ya que la velocidad de la cabina no supera los 0.63 m/s y la velocidad de acción se consideró 115% de la velocidad nominal. Además, se consideró que este equipo debe tener un accionamiento completamente mecánico. La desaceleración media de la cabina debe ser entre 0.2g y 1g en caso de que se trabaje con la carga nominal y va ubicado en la parte superior de la cabina.

### 2.12. Diseño de amortiguadores

La norma UNE EN 81-1 establece lo siguiente en base al diseño:

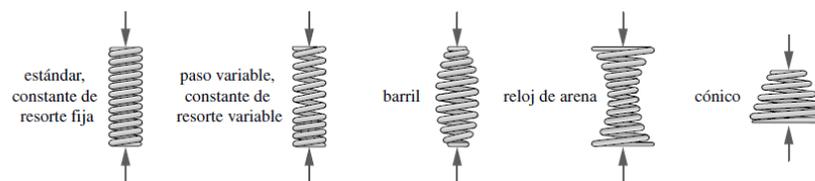
- Para elevadores con velocidades menores a 0.6 m/s se deben utilizar amortiguadores elásticos de acumulación de energía.
- El diseño del resorte se lo debe realizar con una carga entre 2.5 y 4 veces la carga de trabajo.
- La carrera mínima de los amortiguadores se lo determina por la ecuación (2.25), donde  $v$  representa el 115% de la velocidad nominal en m/s y la carrera  $C$  está en m. Esta carrera no debe ser inferior a 65 mm.

$$\text{Carrera} = 0.135V^2 \quad (2.25)$$

Donde:

V: Velocidad nominal (m/s)

El tipo de resorte seleccionado fue el helicoidal de compresión por su alta capacidad de deflexión y su fácil construcción ya que consta de un alambre redondo en forma de espiral. La configuración elegida fue la estándar o constante de resorte fija como se muestra en la Figura 2.14.



**Figura 2.14 Configuraciones de resortes helicoidales a compresión. [Norton, 2011]**

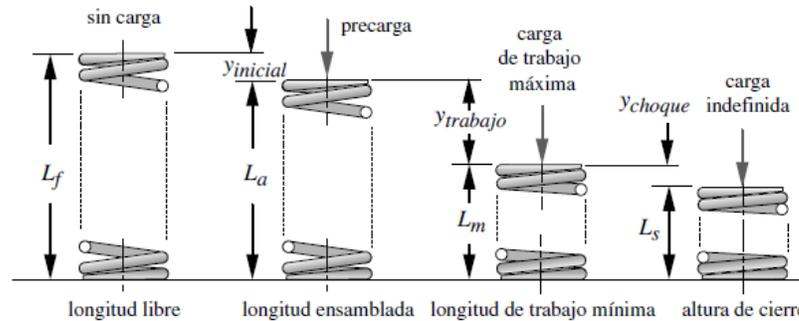
El diseño se lo realizó bajo carga estática analizando el esfuerzo cortante sobre el material del resorte. El material que se seleccionó fue el acero inoxidable A302 debido a su adecuado uso para la fatiga (Norton, 2011). El valor del esfuerzo último se lo obtuvo de la Tabla 2.13.

**Tabla 2.13 Propiedades de materiales para resortes. [Norton, 2011]**

Material	Sut MPa (ksi)	Dureza de Rockwell	Elongación %	Factor de flexión	E GPa (Mpsi)	Razón de Poisson
Resorte de acero	1 700 (246)	C50	2	5	207 (30)	0.30
Inoxidable 301	1 300 (189)	C40	8	3	193 (28)	0.31
Inoxidable 302	1 300 (189)	C40	5	4	193 (28)	0.31
Monel 400	690 (100)	B95	2	5	179 (26)	0.32
Monel K500	1 200 (174)	C34	40	5	17.9 (26)	0.29
Inconel 600	1 040 (151)	C30	2	2	214 (31)	0.29
Inconel X-750	1 050 (152)	C35	20	3	214 (31)	0.29
Cobre al berilio	1 300 (189)	C40	2	5	128 (18.5)	0.33
Ni-Span-C	1 400 (203)	C42	6	2	186 (27)	–
Latón CA 260	620 (90)	B90	3	3	11 (16)	0.33
Bronce al fósforo	690 (100)	B90	3	2.5	103 (15)	0.20
17-7PH RH950	1 450 (210)	C44	6	plano	203 (29.5)	0.34
17-7PH Cond. C	1 650 (239)	C46	1	2.5	203 (29.5)	0.34

El análisis por cortante se lo realizó en dos etapas. En la primera etapa se analizó el resorte sin deformación, y en la segunda se analizó el resorte en la altura de cierre, es

decir, cuando está totalmente comprimido. Las diferentes longitudes involucradas en el diseño del resorte se las muestra en la Figura 2.15.



**Figura 2.15 Diferentes longitudes involucradas en los resortes helicoidales de compresión. [Norton, 2011]**

El esfuerzo cortante se lo determina por la ecuación (2.26) que depende de la carga  $F$ , el diámetro de la espira  $D$ , el diámetro del alambre  $d$  y del factor de cortante directo  $K_s$ . Este último se obtuvo por la ecuación (2.27) y depende del índice de resorte  $C$  que por lo general oscila entre 4 y 12 (Norton, 2011).

$$\tau_{\max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2.26)$$

Donde:

$K_s$ : Factor cortante directo.

$F$ : Carga (N)

$D$ : Diámetro de la espira (m)

$d$ : Diámetro del alambre (m)

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (2.27)$$

Donde:

$C$ : Índice del resorte.

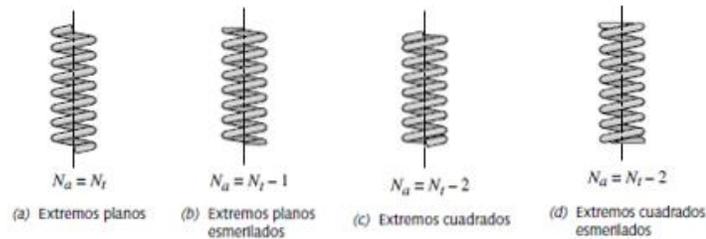
La deflexión del resorte se la obtuvo por la ecuación (2.28). Depende del número de espiras activas que se la determina por la configuración en los extremos del resorte como se indica en la Figura 2.16 y del módulo por cortante G.

$$y = \frac{8FD^3N_a}{d^4G} \quad (2.28)$$

Donde:

$N_a$ : Número de espiras activas.

G: Módulo cortante (Pa)



**Figura 2.16 Estilos de extremos del resorte. [Norton, 2011]**

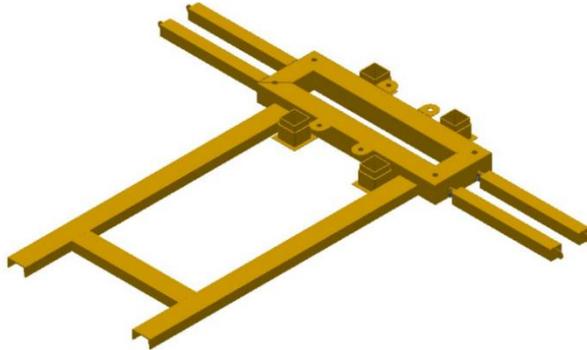
La constante de resorte k se la determinó mediante la relación entre la carga F y la deflexión “y” mostrada anteriormente.

### 2.13. Diseño de la estructura base

Los elementos de la estructura base fueron analizados estáticamente debido a que estas soportan la fuerza sísmica. De esta se seleccionaron dos vigas distintas: las laterales y las centrales.

Los elementos estructurales centrales se calcularon bajo esfuerzo cortante producida por el peso total del mástil con la cabina y el conjunto motor. Los elementos laterales soportan la fuerza total del sismo generando un esfuerzo por flexión. La metodología es la misma detallada en estructuras de acero anterior respetando el factor mínimo de

seguridad de 1.25 exigido por la norma UNE-EN-12159. La figura 2.22 muestra el diseño de forma del marco base.

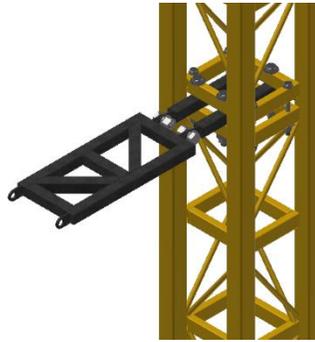


**Figura 2.17** Diseño de forma del marco base. [Elaboración propia]

#### **2.14. Diseño de arriostres**

El diseño se lo realizó en un software de análisis de elementos finitos, para obtener los momentos reales que se generaron en cada una de las vigas. Una vez realizado el modelo se procedió a la selección de la viga correspondiente el cual cumpla con el criterio del mínimo factor de seguridad mencionado en la sección 2.2.

Para su diseño se tomaron en cuenta todas las fuerzas críticas horizontales que actúan sobre la cabina, que en este caso son las producidas por carga sísmica. Se consideró que las fuerzas sísmicas pueden aplicarse en cualquier dirección, pero se evaluó que el caso más crítico es el que genere que los arriostres estén en flexión como se observa en la Figura 2.18.



**Figura 2.18** Diseño de forma del mástil junto a arriostres. [Elaboración propia]

### 2.15. Diseño juntas empernadas y dimensionamiento de orejas de izaje

La norma ASME A17.1 establece que el mínimo factor de seguridad para análisis de juntas empernadas debe ser de 1.5.

Las juntas empernadas fueron analizadas dependiendo de la posición de las fuerzas que actúan en estas. Pueden ser diseñadas bajo esfuerzo cortante o esfuerzo de tensión.

En el análisis bajo esfuerzo cortante se utilizó la ecuación (2.29), donde se determinó el diámetro de los pernos y el espesor de las juntas. El material de los pernos que se utilizó fue el acero inoxidable AISI 304.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{0.5 * S_y}{\eta} \quad (2.29)$$

Donde:

F: Fuerza (N)

A: Área paralela a la fuerza (m<sup>2</sup>)

S<sub>y</sub>: Límite a la fluencia del material del perno (Pa).

η: Factor de seguridad al cortante.

Para culminar con este análisis se procedió a determinar el espesor de las chapas pertenecientes a las juntas por medio de un análisis de aplastamiento utilizando la ecuación (2.30). Posteriormente, se verificó el factor de seguridad para estos elementos.

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{e * \emptyset} = \frac{0.9 * S_y}{\eta_{ap}} \quad (2.30)$$

Donde:

e: Espesor de chapas (m).

$\emptyset$ : Diámetro del perno (m).

$\eta_{ap}$ : Factor de seguridad por aplastamiento.

$S_y$ : Límite a la fluencia del material de las chapas (Pa).

En el caso de los pernos presentes en los rodamientos, se verificó los esfuerzos por flexión modelándolo como viga en voladizo.

Para el caso de las juntas que unen el arriostre a la pared, estas aparte de poder estar sometidas a esfuerzo cortante también hay a posibilidad de que estén a esfuerzo de tensión. Para ello se consideró un factor de seguridad  $N_c$  del análisis estático de 5. Con ello se procedió al cálculo del área de esfuerzo por tensión mediante la ecuación (2.31) y (2.23). Se consideró que la precarga inicial es 0.25 de la carga de prueba.

$$N_c = \frac{S_p A_t - F_i}{cP} \quad (2.31)$$

Donde:

$S_p$ : resistencia de prueba del perno (Pa)

$A_t$ : Área de esfuerzo por tensión ( $m^2$ ).

$F_i$ : Fuerza de precarga (N)

c: constante de rigidez de la junta

P: Carga axial (N)

Una vez realizado el análisis estático para la obtención del área, y por ende el diámetro, se procedió a seleccionar el diámetro más cercano según el estándar métrico ISO. Con ello se realizó el análisis de fatiga calculando los factores de concentración y la obtención del factor de seguridad de fatiga con la ecuación (2.32).

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a} \quad (2.32)$$

Donde:

Se: Límite de resistencia corregido

$\sigma_i$ : Esfuerzo debido a la fuerza  $F_i$  (Pa)

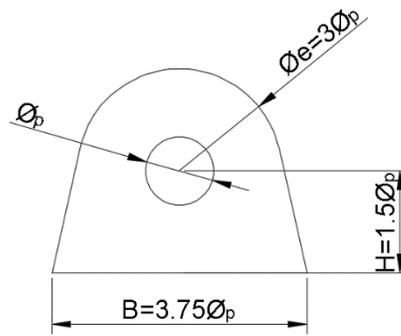
$\sigma_m$ : Esfuerzo medio (Pa)

$\sigma_a$ : Esfuerzo alternante (Pa)

Muchas de las chapas utilizadas en las juntas empernadas presentaron la forma de orejas de izaje como la que se muestra en la Figura 2.19. El dimensionamiento de estas se lo llevó a cabo en base al diámetro del perno obtenido y por recomendación de la norma ANSI/AISC-ASD 89: "American Institute of Steel Construction – Allowable Stress Design 89". La Figura 2.20 muestra las diferentes relaciones para las dimensiones.



**Figura 2.19 Orejas de izaje. [Elaboración propia]**



**Figura 2.20 Dimensionamiento de oreja. [Elaboración propia]**

### 2.16. Juntas soldadas

Las juntas soldadas se diseñaron con carga estática considerando el factor de impacto de la sección 2.2.2 y la soldadura como una línea. En todas las juntas la soldadura fue alrededor del elemento para mantener una mejor unión entre ellos. El electrodo utilizado fue el E6012 debido a la facilidad de obtención en el mercado ecuatoriano y según recomendación de la American Welding Society (AWS) para pases de raíz. En este caso las cargas lineales presentes en las vigas horizontales del mástil son las cortantes, de flexión y de torsión.

$$f_s = \frac{V}{A_w} \quad (2.33)$$

$$f_b = \frac{M}{S_w} \quad (2.34)$$

$$f_t = \frac{Tc}{J_w} \quad (2.35)$$

Donde:

$f_s$ : Esfuerzo cortante lineal (N/m)

$f_b$ : Esfuerzo de flexión lineal (N/m)

$f_t$ : Esfuerzo de torsión lineal (N/m)

V: Fuerza cortante (N)

M: Momento (Nm)

T: Torque (Nm)

c: Radio (m)

$A_w$ : Área cortante por unidad de longitud de soldadura (m)

$S_w$ : Módulo de sección por unidad de longitud de soldadura ( $m^2$ )

$J_w$ : 2do momento polar de longitud de soldadura ( $m^3$ )

Una vez calculado las cargas lineales que recaen en la soldadura, se procedió al cálculo de la carga lineal resultante con la raíz de la suma de los cuadrados. Finalmente se procedió al cálculo del ancho de la línea de soldadura dividiendo la resultante con el esfuerzo permisible. Para carga estática la AWS recomienda que el esfuerzo permisible se limite al 30% de la resistencia última del electrodo. Con el ancho de la soldadura se calculó la garganta de la soldadura mediante la ecuación

$$w = \frac{t}{\cos (45^\circ)} \quad (2.36)$$

Donde:

w: Garganta de la soldadura (mm).

t: Ancho de soldadura (mm).

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1. Cabina

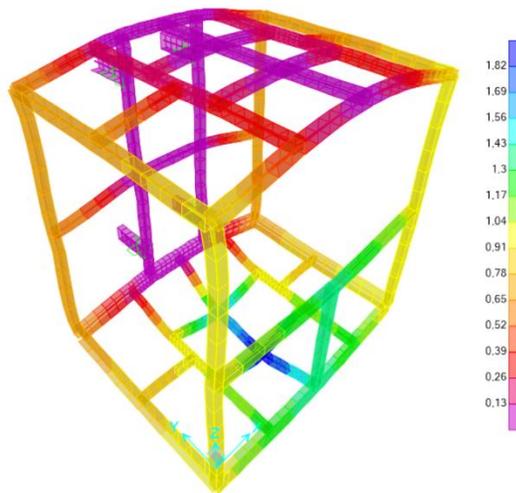
#### 3.1.1. Perfiles estructurales

Para la selección se tomaron en cuenta todas las fuerzas aplicadas y momentos máximos que se generaron en cada uno de los elementos. La Tabla 3.1 muestra los perfiles estructurales seleccionados pertenecientes a diferentes catálogos de proveedores dentro del país. El material utilizado para los perfiles es el acero ASTM A36 por su disponibilidad en el mercado ecuatoriano.

**Tabla 3.1 Elementos estructurales de la cabina. [Elaboración propia]**

<b>Elemento</b>	<b>Tipo</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Factor de seguridad estático</b>	<b>Factor de seguridad a la fatiga</b>
<b>Bastidor</b>	Canal UPN	100x50x5	5.1	3.9
	Tubo Rectangular	80x40x3	1.8	1.5
<b>Techo</b>	Tubo cuadrado	60x4	2	1.4
<b>Pared</b>	Tubo cuadrado	60 x 2.5	1.5	1.3
<b>Soportes</b>	Correa G	120x60x20	2	-

Para la verificación de los resultados obtenidos se procedió a realizar una simulación de la cabina en el software de elementos finitos con la finalidad de realizar una comparación entre las deformaciones obtenidas en el software y las obtenidas manualmente. La Figura 3.1 muestra la simulación de la cabina y la tabla muestra las comparaciones entre deformaciones con el respectivo porcentaje de error entre ellas.



**Figura 3.1 Simulación de la cabina en SAP2000: Deformaciones totales en mm.**

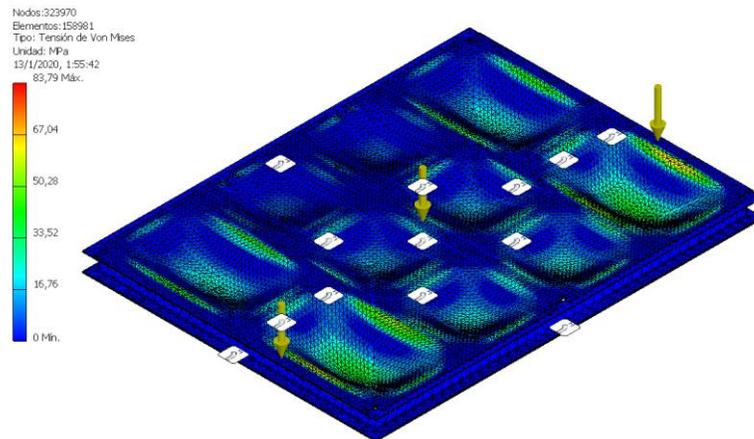
[Elaboración propia]

**Tabla 3.2 Tabla de comparación de deformaciones. [Elaboración propia]**

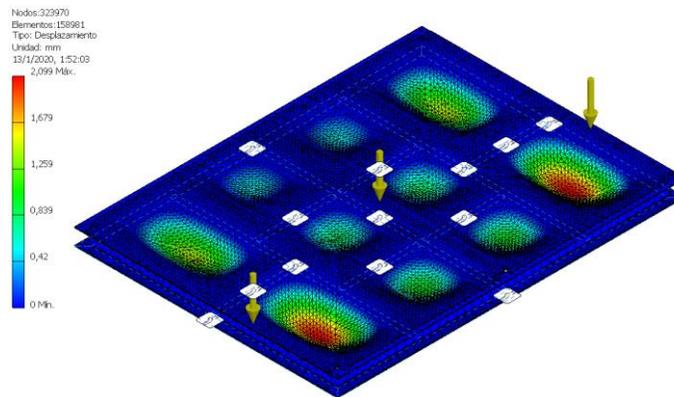
Elementos	Deformaciones individuales (mm)	
	Calculadas	Simuladas
Canales	0.81	0.91
Travesaños	0.92	1.20
Paredes	0.20	0.40
Techo	1.03	0.81

### 3.1.2. Simulaciones de planchas de acero

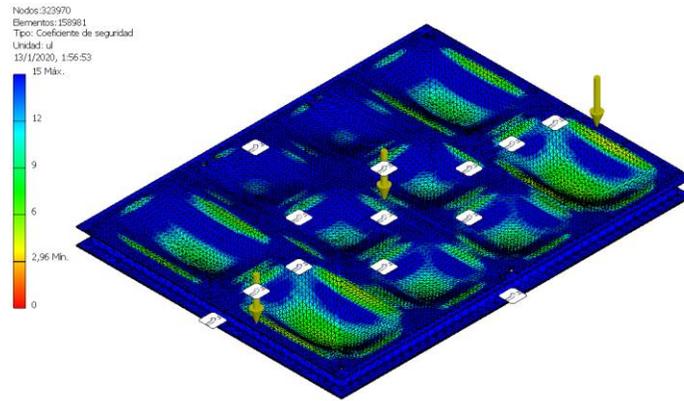
Para el piso se utilizó plancha antideslizante de material acero ASTM A36. El espesor se lo determinó por simulación en el software Autodesk Inventor, se obtuvo un valor de 3mm. Las figuras Figura 3.2, Figura 3.3 y Figura 3.4 muestran los resultados obtenidos.



**Figura 3.2 Simulación de plancha de piso en Autodesk Inventor®: Tensión de Von Mises. [Elaboración propia]**

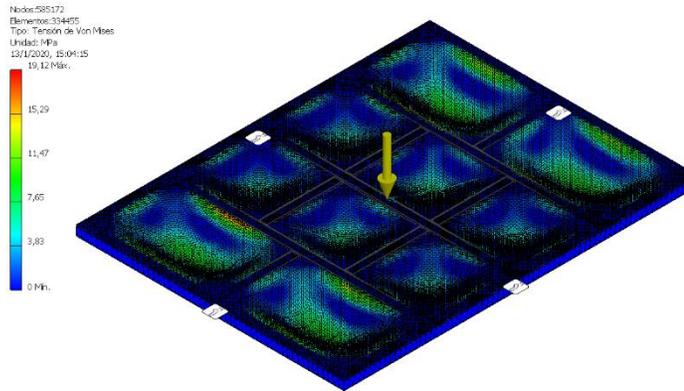


**Figura 3.3 Simulación de plancha de piso en Autodesk Inventor®: Desplazamientos [Elaboración propia]**

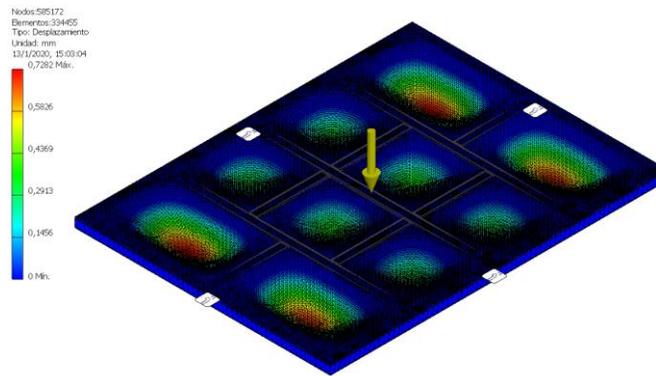


**Figura 3.4 Simulación de plancha de piso en Autodesk Inventor®: Factor de seguridad. [Elaboración propia]**

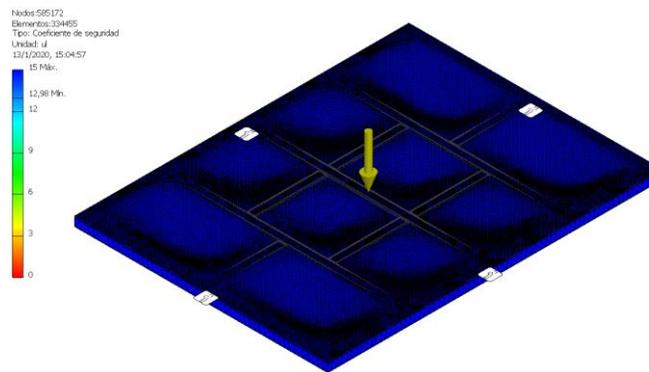
Para la plancha del techo se realizó la misma metodología utilizando el mismo material con un espesor de 2mm. Las figuras Figura 3.5, Figura 3.6 y Figura 3.7 muestran los resultados obtenidos por simulación.



**Figura 3.5 Simulación de plancha de techo en Autodesk Inventor®: Tensión de Von Mises. [Elaboración propia]**



**Figura 3.6 Simulación de plancha de techo en Autodesk Inventor®: Deformación.**  
 [Elaboración propia]



**Figura 3.7 Simulación de plancha de techo en Autodesk Inventor®: Factor de seguridad.** [Elaboración propia]

En todas las simulaciones de planchas para piso y techo, se observa que el factor de seguridad obtenido es mayor a uno. Esto muestra que las fuerzas aplicadas en ellas resisten sin que se genere deformaciones plásticas. Además, en las figuras Figura 3.3 y Figura 3.6 se observa que las deformaciones máximas que son 2.09 y 0.728 mm para el piso y el techo respectivamente cumplen con el criterio que su deformación máxima no debe exceder a 2.08 mm.

La Figura 3.8 muestra el diseño final de la cabina con sus selecciones respectivas mencionadas anteriormente.

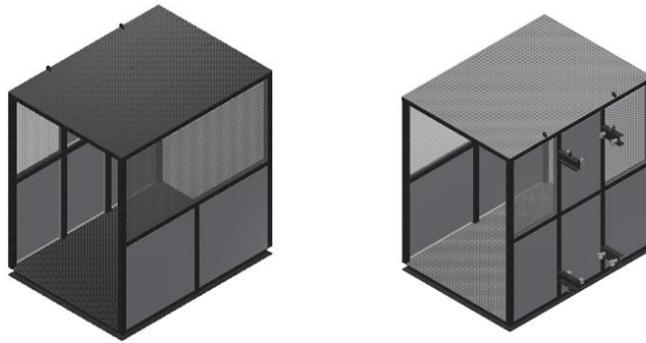


Figura 3.8 Diseño final de la cabina. [Elaboración propia]

### 3.2. Sistema de transmisión de potencia y conjunto motor.

#### 3.2.1. Sistema piñón-cremallera.

La Tabla 3.3 muestra los resultados obtenidos para el sistema piñón-cremallera en los análisis por fatiga a la flexión del diente y contacto superficial. En ambos elementos, engrane y cremallera, los factores de seguridad dan mayor al que la norma UNE -EN 12159 exige deban tener los cuales son 2 para análisis de flexión y 1.4 para contacto superficial.

Tabla 3.3 Resultados del análisis por fatiga por flexión y contacto superficial para piñón y cremallera. [Elaboración propia]

		Piñón	Cremallera
Dimensiones	Material	AISI 4340 Nitrurado	
	Módulo (mm)	6	
	Número de dientes	20	106
	Longitud (mm)	-	1998
Análisis por fatiga a la flexión	Esfuerzo $\sigma_b$ (MPa)	223	214.74
	Resistencia $S_{fb}$ (MPa)	513.58	513.58
	Factor de seguridad	2.3	2.4
Análisis por fatiga al contacto superficial	Esfuerzo $\sigma_c$ (MPa)	966.24	863.69
	Resistencia $S_{fc}$ (MPa)	1734.42	1734.42
	Factor de seguridad	1.8	2



El freno seleccionado fue el FA07, las especificaciones se las muestra en la Tabla 3.5.

**Tabla 3.5 Especificaciones de freno CA. [Bonfiglioli, 2019]**

Freno	Par de frenado $M_b$ [Nm]	Desbloqueo $t_1$ [ms]	Frenada $t_2$ [ms]	$W_{max}$ [J]			W [MJ]	P [VA]
				10 s/h	100 s/h	1000 s/h		
FA 02	3.5	4	20	4500	1400	180	15	60
FA 03	7.5	4	40	7000	1900	230	25	80
FA 04	15	6	60	10000	3100	350	30	110
FA 14								
FA 05	40	8	90	18000	4500	500	50	250
FA 15	60	16	120	20000	4800	550	70	470
FA 06S								
FA 06	75	16	140	29000	7400	800	80	560
FA 07	150	16	180	40000	9300	1000	130	600

### 3.2.3. Diseño del eje

Resolviendo el diagrama de cuerpo libre del eje (Ver Figura 2.11) se obtuvieron los resultados de la Tabla 3.9. El material que se seleccionó para el eje fue el AISI 4340, esto debido a que es óptimo debido a la aplicación y a las grandes cargas que debe de soportar.

**Tabla 3.6 Resultados del diseño de eje. [Elaboración propia]**

	Díámetro calculado [mm]	Factor de seguridad	Díámetro seleccionado [mm]
<b>Piñón</b>	34.09	2	60
<b>Motor</b>	59.40	2	60

Para la facilidad de construcción y de montaje se consideró para ambos casos diámetros de 60 mm y en la longitud entre el engrane y motor que sea de 64 mm. Esto permite mantener fija la ubicación del piñón.

### 3.2.4. Chavetas

Considerando el torque del motor el cual es 431.2 Nm y el diámetro del eje, se procedió al cálculo considerando esfuerzo cortante. Las dimensiones de la chaveta se las seleccionó en base a la norma DIN-68851. Los resultados de los cálculos se

encuentran en la Tabla 3.7 . Con ello se determinó el largo de la chaveta considerando un factor de seguridad de 4 para el esfuerzo de aplastamiento.

**Tabla 3.7 Dimensiones obtenidas de chavetas. [Elaboración propia]**

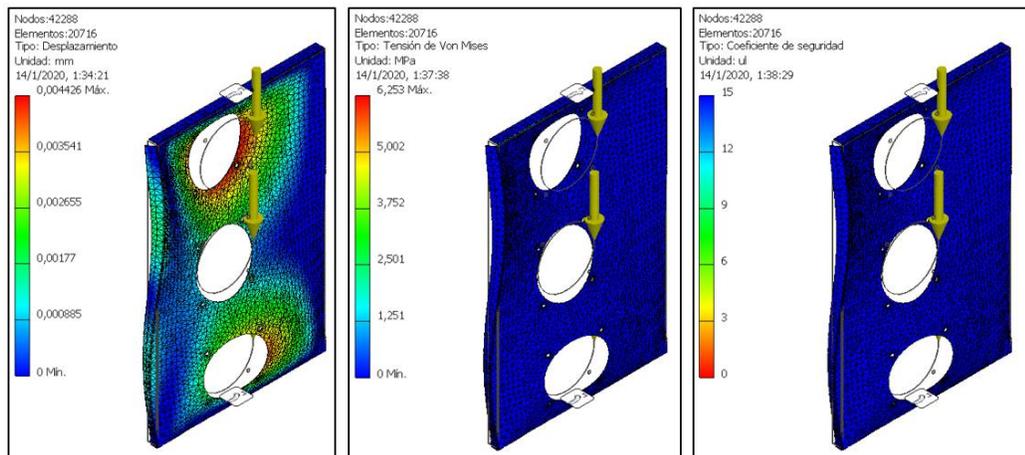
b x h [mm]	L [mm]	Coefficiente de seguridad (Cortante)	Coefficiente de seguridad (Aplastamiento)
18 x 11	13.37	5	2

### 3.2.5. Estructura del conjunto motor.

El perfil que se seleccionó para la estructura es cuadrado de 100mmx100mmx5mm. Los factores de seguridad estático y de fatiga obtenidos fueron de 2.2 y 2.1, respectivamente.

### 3.2.6. Plancha de sujeción

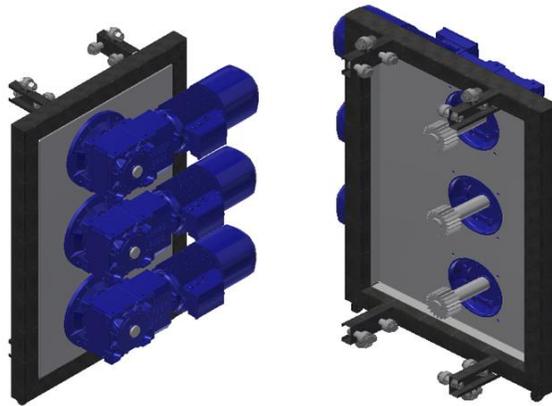
El material de la plancha es de acero ASTM A36 con un espesor de 2mm. Este último se lo obtuvo a través de simulación en Autodesk Inventor. Los resultados se los muestra en la figura 3.10.



**Figura 3.10 Simulación de plancha de 2mm en Autodesk Inventor®.**

[Elaboración propia]

La Figura 3.11 muestra el conjunto motor diseñado en donde se encuentran las partes mencionadas anteriormente conectadas.



**Figura 3.11 Conjunto motor diseñado. [Elaboración propia]**

### **3.3. Cargas sísmicas**

Para el cálculo del cortante basal total se realizó las siguientes consideraciones en base a la NEC y ASCE 7 - 16:

- Caracterización del peligro sísmico: Alta
- Tipo de suelo: D - Perfiles de suelos rígidos
- Coeficiente de amplificación de suelo en la zona de período corto ( $F_a$ ): 1.2
- Amplificación de las ordenadas del espectro elástico ( $F_d$ ): 1.19
- Comportamiento no lineal de los suelos ( $F_s$ ): 1.28
- Coeficiente de modificación de respuesta (R): 3
- Coeficiente del tipo de estructura ( $C_d$ ): 2.5
- Importancia ( $I_e$ ): 1.5

Los resultados obtenidos se encuentran en la Tabla 3.8.

**Tabla 3.8 Resultados de cargas sísmicas. [Elaboración propia]**

<b>Coefficiente de respuesta (Cs)</b>	0.34 g
<b>Peso total de la estructura (W)</b>	11 ton
<b>Cortante basal total (V)</b>	3.73 ton
<b>Frecuencia natural (T)</b>	2.8 seg
<b>Fuerza lateral en estado crítico</b>	1.7 ton

Como se observa la tercera parte del peso es la que se transmite como carga lateral estática en caso de sismo. Toda esta carga se va distribuyendo a lo largo del mástil, cada vez mayor la fuerza a mayor altura. Considerando el caso crítico el cual es cuando la cabina se encuentra en el último piso se generó que la fuerza lateral en ese piso es de 1.3 ton. Con esta fuerza es la que se realizó el dimensionamiento y diseño de los elementos para evitar la fractura en caso de la presencia de un sismo. El resultado de la carga sísmica vertical utilizando le relación de Newmark dio 1.5 ton.

### 3.4. Elementos rodantes

Existen 3 circunstancias distintas en las cuales hay elementos rodantes. Los cálculos y la selección de los rodamientos se los realizó dando como resultados los que se encuentran en la Tabla 3.9

**Tabla 3.9 Resultados obtenidos para la selección de rodamientos.**  
[Elaboración propia]

<b>Número</b>	<b>di<sub>nt</sub> [mm]</b>	<b>Cr calculado [kN]</b>	<b>Cr seleccionado [kN]</b>	<b>Tipo</b>	<b>Type</b>
<b>1</b>	35	34.3	61.5	Cilindros	NU2207E
<b>2</b>	35	56.1	61.5	Cilindros	NU2207E
<b>3</b>	17	12	22.7	Bolas	6403

Las cargas dinámicas seleccionadas dan mayor a los calculados, por ende, se asegura que los rodamientos soportarán las cargas a las cuales están sometidas en las diferentes circunstancias que estarán sometidas.

### 3.5. Arriostres

El análisis se realizó en el caso más crítico el cual es estando la cabina en el último piso, es decir a los 100 metros que será la altura máxima del mástil. Los arriostres se diseñaron con carga sísmica modelado en un sistema estático debido al análisis sísmico del cortante basal total. Se tomó la viga más crítica y se diseñó todo el arriostre con esta misma dando como resultado los valores mostrados en la Tabla 3.10.

**Tabla 3.10 Resultado obtenido para el diseño de arriostre.**

[Elaboración propia]

Elemento	Tipo	Dimensiones	Factor de seguridad estático	Factor de seguridad a la fatiga
Arriostre	Tubo cuadrado	60x60x2.5 mm	2.4	1.9

La Figura 3.12 muestra el diseño final del arriostre.



**Figura 3.12 Diseño final de arriostres.** [Elaboración propia]

### 3.6. Mástil

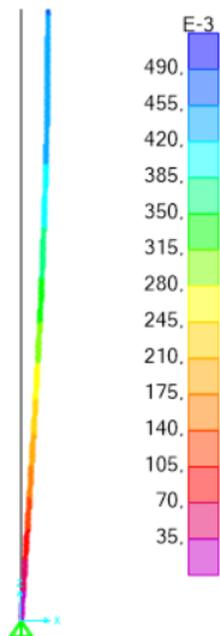
Para el mástil se seleccionaron tres perfiles estructurales. Los resultados obtenidos y sus factores de seguridad se encuentran en la Tabla 3.11.

**Tabla 3.11 Perfiles seleccionadas para el mástil. [Elaboración propia]**

Elemento	Tipo	Dimensiones	Factor de seguridad
Principal (Vertical)	Cuadrado	100x6 mm	7.7
Secundario (Horizontal)	Rectangular	80x40x3 mm	3.1
Rigidizadores	Circular	3/4 pulg x 1.4 mm	3.9

En cada uno de los elementos se obtuvo un factor de seguridad a la fatiga mayor a 1.25, es decir, el mástil cumple como indica la norma. Hay que considerar que estos factores fueron calculados en el estado más crítico que es en presencia de cargas sísmicas, por ende, el mástil con cargas de operación resiste sin que se generen deflexiones significativas que afecten al elevador.

Se realizó la simulación del mástil en el software de elementos finitos, teniendo que el caso de análisis “e” para cargas sísmicas es el caso crítico.



**Figura 3.13 Simulación del mástil en SAP2000®. [Elaboración propia]**

### 3.7. Base

#### 3.7.1. Estructura

De acuerdo con la selección realizada se obtuvieron los resultados mostrados en la Tabla 3.12. El material de los perfiles es de acero ASTM A36. Se comprobó tanto factores de seguridad como deformaciones máximas permitidas por la norma de diseño UNE-EN-12159.

**Tabla 3.12 Perfiles seleccionados para la base. [Elaboración propia]**

Elemento	Tipo	Dimensiones	Factor de seguridad estático
Estructura central	Cuadrado	100x100x3	1.4
Laterales	Cuadrado	70x70x4	1.31
	Canal UPN	150x50x6	1.31

Las mismas vigas de los laterales se utilizaron para la estructura de protección en la base, en la cual van colocadas láminas perforadas de 2 mm de espesor. Para el cerramiento base se escogió el mismo elemento que los laterales

#### 3.7.2. Amortiguadores

Siguiendo el procedimiento establecido se obtuvieron resultados mostrados en la Tabla 3.13 para el diseño del resorte. Se diseñaron un total de 5 resortes para cumplir con las exigencias de la norma UNE-EN-12159 superando el mínimo factor de seguridad igual a 1.

**Tabla 3.13 Resultados obtenidos del diseño del resorte. [Elaboración propia]**

<b>Diámetro de alambre d (mm)</b>	15.87 mm
<b>Número de espiras</b>	10
<b>Longitud libre (mm)</b>	287.31
<b>Factor de seguridad al cortante sin comprimir</b>	1.10
<b>Factor de seguridad al cortante en la altura de cierre (Totalmente comprimido)</b>	1.05

### 3.8. Juntas empernadas y espesor de orejas de izaje

Hay varias juntas empernadas las cuales se diseñaron, el primer cálculo mostrado es el de los pernos en los arriostres. En este caso se utilizó el procedimiento explicado en la sección 2.15 de junta empernada bajo esfuerzo cortante. Los resultados obtenidos de la junta y espesores de orejas, en caso de existir, se encuentran en la Tabla 3.14.

**Tabla 3.14 Datos y resultados de juntas empernadas en el arriostre.**

[Elaboración propia]

<b>Junta</b>	<b>Factor de seguridad (Cortante)</b>	<b>Diámetro perno (pulg – mm)</b>	<b>Factor de seguridad (Aplastamiento)</b>	<b>Espesor orejas (mm)</b>
Arriostre – Oreja de pared	3.9	1 1/2 – 38.1	1.8	15
Arriostre - Arriostre	3.4	1 3/4 – 44.45	1.4	15
Arriostre - Mástil	3	1 – 25.4	1.3	-
Módulos	2.7	1	1.7	-
Base - Cimentación	2.7	1	1.7	-
Conjunto motor - Cabina	2.1	3/4 - 19.05	5.7	6
Cremallera - Módulo	11.3	1 – 25.4	13.7	-

En la junta cremallera-módulo los factores de seguridad son altos debido a que debían cumplir el análisis por flexión, en el cual se obtuvo un factor de seguridad de 1.4.

Los arriostres llevarán dos orejas que son las cuales se conectarán al edificio. La conexión será igualmente una junta empernada. En este caso se consideró dos casos de acción de las fuerzas sísmicas las cuales son a cortante y a tensión. Los datos y resultados obtenidos de los cálculos se encuentran en la Tabla 3.15.

**Tabla 3.15 Resultados junta empernada en tensión. [Elaboración propia]**

$A_t$ calculado (pulg <sup>2</sup> - mm <sup>2</sup> )	$A_t$ escogido (pulg <sup>2</sup> - mm <sup>2</sup> )	D (pulg/mm)	L (pulg - mm)	$N_f$
0.537 – 346.45	0.6057 – 390.77	1 – 25.4	1 ½ - 38.1	2.2

Ya con el tornillo dimensionado se verificó en caso de que el tornillo tenga que soportar esfuerzos cortantes. Para ello se separó la fuerza generado por sismo para 4 tornillos que son los que sujetarán los arriostres. El esfuerzo que se generó es de 162.2 MPa con un factor de seguridad de 1.54. Esto asegura que los tornillos aguantarán en caso de que se generen cargas sísmicas de manera vertical y frontal.

Por último, se verificó el perno utilizado para sujetar los rodamientos. Estos pernos, debido a su longitud larga se realizó el cálculo del factor de seguridad modelando como viga en voladizo. Los resultados de este análisis se encuentran en la Tabla 3.16.

**Tabla 3.16 Resultados de la junta empernada de rodamientos.**

[Elaboración propia]

L (mm)	D (pulg/mm)	F (kN)	M (Nm)	Factor de seguridad
47.5	1 – 25.4	10.6	504.3	1.78

### 3.9. Juntas soldadas

Se consideró juntas soldadas en las uniones de los elementos estructurales del mástil. En este caso la fuerza se procedió al cálculo de las tres cargas lineales descritas en la sección 2.16. Las cargas de momento y flexión se debieron por la carga de la cremallera que recae en la mitad de la viga horizontal del mástil. Esta carga se

encuentra descentrada con respecto a la viga, por ende, se genera un torque que recae sobre la soldadura. Los resultados sobre las cargas lineales y los resultados se encuentran a continuación.

**Tabla 3.17 Cargas líneas en la soldadura. [Elaboración propia]**

<b><math>f_b</math> (Nm)</b>	146440
<b><math>f_s</math> (Nm)</b>	14148.7
<b><math>f_t</math> (Nm)</b>	75460
<b><math>F_r</math> (Nm)</b>	165345.3

El esfuerzo permisible considerando un electrodo E6012 fue de 124.1 MPa, por lo tanto, el ancho de la soldadura fue de 1.33 mm. Considerando soldadura a 45° el resultado de la garganta fue de 2 mm, aunque el valor de garganta escogido fue de 3 mm. Esto se debió a consideraciones que recomienda la AWS para el mínimo tamaño para la garganta, el cual depende del espesor del metal base que en este caso es de 6 mm.

### **3.10. Análisis de costos**

La Tabla 3.18 muestra el análisis de costo basado en la fabricación del elevador. Estos costos de fabricación se calcularon en base al mercado ecuatoriano. Aparte de los costos calculados para la compra de los materiales para su construcción, se tomó en cuenta un porcentaje del 20% como mano de obra.

**Tabla 3.18 Costos de fabricación. [Elaboración propia]**

<b>Elementos</b>	<b>Unidades</b>	<b>Costo por unidad</b>	<b>Costo total</b>
Tubo cuadrado 100 x 6	420.05	\$ 132.53	\$ 55 669.23
Tubo rectangular 3 1/4 x 1 1/2 x 3	381.9	\$ 37.27	\$ 14 233.41
Tubo redondo negro 3/4 x 1.5	364	\$ 5.19	\$ 1 889.16
Tubo cuadrado 2 3/8 x 1/8 (60x3mm)	38.25	\$ 39.33	\$ 1 504.37
Plancha antid. 2 mm	2	\$ 54.225	\$ 108.45
Plancha antid. 1/8 2.8/3mm (4x8)	2	\$ 77.98	\$ 155.96
Plancha negra expandida 2mm	8.33	\$ 29.69	\$ 247.42
Correa 125 x 50 x 15 x 3	2.16	\$ 35.61	\$ 76.92
Canal 100 x 50 x 3	7	\$ 28.8	\$ 201.6
Motor	3	\$ 2 400	\$ 7 200
Eje	3	\$ 120	\$ 360
Piñón	3	\$ 135	\$ 405
Cremallera	52	\$ 175	\$ 9 100
Pernos 1"	212	\$ 13.5	\$ 2 862
Pernos 1 1/4"	128	\$ 21.5	\$ 2 752
Pernos 1 3/8"	24	\$ 0.9	\$ 21.6
Pernos 1 1/2"	64	\$ 1.2	\$ 76.8
Rodamiento bolas	3	\$ 9.03	\$ 27.09
Rodamiento cilindrico	24	\$ 14.3	\$ 343.2
Soldadura del mástil	52	\$ 25	\$ 1 300
Soldadura de la base	1	\$ 1 000	\$ 1 000
<b>SUBTOTAL</b>			\$ 99 534.21
<b>Mano de obra</b>		<b>20%</b>	\$ 19 906.84
<b>TOTAL</b>			\$ 119 441.05

Como el costo es alto, entonces se decidió que la inversión sea recuperada alquilando el equipo. Considerando un valor de alquiler de \$10 000.00 dólares estadounidense por mes, entonces la inversión se recuperaría en 12 meses.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1. Conclusiones

El sistema mecánico empleado en el diseño del elevador fue el de piñón-cremallera, cuya implementación se realiza montando un mástil hacia un lado del edificio en construcción, lo cual facilita el montaje y desmontaje de éste; por lo tanto, este sistema evita la realización de cambios en la estructura principal de la edificación.

Los parámetros de diseño establecidos para este proyecto fueron altura máxima, carga nominal y velocidad de operación; los cuales se seleccionaron con base al edificio más alto existente en el Ecuador, la cantidad de personas por cuadrilla y su función respectivamente. Por tal motivo, este diseño permite ser aplicable a gran parte de las edificaciones que se construyen en la actualidad, lo cual daría resultados favorables en cuanto a su funcionamiento.

A través de un modelo 3D en Autodesk Inventor® del diseño de forma del elevador, se pudo determinar los diferentes elementos presentes en el sistema piñón-cremallera; en consecuencia, esto permitió la definición del proceso de diseño y selección de los componentes establecidos de una manera más clara y precisa.

La determinación de los factores de seguridad, deformaciones máximas y combinaciones de cargas para cada uno de los elementos estructurales que conforman el elevador, mediante norma UNE-EN 12159 establecidas permiten concluir que el equipo diseñado soporta una carga de 1200 kg; lo cual garantiza el correcto funcionamiento del elevador y principalmente la seguridad del usuario.

Mediante la utilización del software SAP2000®, programa especializado para el análisis de elementos finitos estructurales, se simuló el mástil considerando fuerzas dinámicas con respecto al espectro de respuesta. Con ello se obtuvo los factores de

seguridad y deformaciones críticas en la estructura y se verificó que estas cumplan con las normas UNE-EN 12159 y la ASCE/SEI 7-16.

Mediante el análisis de costos realizado, se determinó que los tubos cuadrados del mástil son los elementos que generan el mayor costo. Esto se debió a que la estructura debe alcanzar la altura de 100 m, por lo que se recomienda que los módulos de los mástiles sean las últimas piezas en ser construidas. Esto permite que su construcción sea en paralelo al de la edificación.

Se elaboraron planos finales que contienen vistas laterales y vistas en perspectiva de cada uno de los elementos diseñados; toda la información proporcionada permite tener conocimiento exacto de la dimensión del equipo, facilitando y haciendo posible su construcción en un futuro.

#### **4.2. Recomendaciones**

El mástil se debería apoyarse en una cimentación de hormigón armado que tome y soporte el peso total de la misma, por ende, se recomienda realizar el diseño civil y dimensionamiento de ésta. Su estudio debería considerar los diferentes tipos de cargas críticas, con la finalidad de generar una mayor seguridad al equipo y a los usuarios de esta.

Para el ensamblado del elevador se recomienda que este se realice cuando el edificio posea una altura mínima de 6 metros, con la finalidad que el mástil ya se pueda fijar a la edificación para evitar grandes momentos en la base del mástil. Así mismo, que siempre se coloquen dos módulos más por encima del último arriostre instalado para que el elevador posea una carrera de frenado en caso de que este sobrepase el último piso.

Es importante que, al momento de realizar el montaje del mástil al suelo se verifique la nivelación de la estructura base. Los errores de montaje no deben de exceder el 0,5° como se indica en el apartado 5.2.2.13 de la norma UNE-EN 12159. Con ello se

desea conseguir que el mástil se mantenga lo más recto posible para tratar de disminuir los esfuerzos internos por ser una estructura precargada.

Se recomienda realizar una instalación de variadores de frecuencia en los motores, para regular la velocidad durante el arranque. Con ello se evitaría cambios bruscos del movimiento de la cabina y daños a largo plazo en los motores.

## BIBLIOGRAFÍA

- ABERISA. (2019). *Elevadores de coches y vehículos*. Empresa | IBERISA.
- AGMA. (2005). *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*.
- ALIMAK. (2019). *ALIMAK SCANDO 650 XL / Construction Hoists / Products / Alimak Rack and Pinion construction and industrial elevators*.
- Armijos, S. (2019, junio 26). *Crecimiento vertical*. Crecimiento Vertical | Vistazo.
- ASME. (2004). *ASME A17.1 (2004): Safety Code for Elevators and Escalators*. 453.
- Banco Central del Ecuador. (2019). *La economía ecuatoriana creció 0,3% en el segundo trimestre de 2019*.
- Bonfiglioli. (2019). *Catálogo de reductores*.
- Bonilla Choca, H. I. (2014). *Diseño y Modelado Virtual de un Elevador Industrial de Carga por Tracción de Adherencia* (p. 169). ESPOL.
- Cebrián, J. J. T. (2019). *Proceso y preparación de equipos y medios en trabajos de albañilería*. EOCB0108. IC Editorial.
- EIDE. (2019). *Freno de seguridad paracaídas FPC | Fabricante de embragues electromagnéticos*.
- Espeso, J. (2008). *Seguridad en el trabajo. Manual para la formación del especialista*. Lex Nova.
- Grupo RESA. (2019). *ANDAMIOS ELÉCTRICOS: ANDAMIOS COLGANTES Y DE CREMALLERA*. Grupo Resa.
- Gutiérrez-Guzmán, N., Serra, J. A., & Dussan-Sarria, S. (2012). Priorización de factores críticos para implantar buenas prácticas agrícolas en pequeños productores. *Cuadernos de desarrollo rural*, 9(69), 221-237.
- IESS. (2018). *Estadísticas del Seguro de Riesgos del Trabajo*.
- INEC. (2019). *Encuesta Anual de Edificaciones (Permisos de Construcción)* (p. 9).
- INEN. (2016). *ACCESIBILIDAD DE LAS PERSONAS AL MEDIO FÍSICO. CIRCULACIONES VERTICALES. ESCALERAS. REQUISITOS*.
- Ivan Bohman S.A. (2019). *Acero bonificado para maquinaria-. AISI 4340*.
- MICRO SWITCHES. (2019). *Giovenzana*.
- Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores, 71 (1986).
- Miravete, A., & Larrodé, E. (2007). *Elevadores: Principios e innovaciones*. Reverté Eds.
- MOTORMAN. (2019). *Elevador tipo Tijera Dingli 1212 - Motorman*.

- Navarro González, F. E. (2001). *Diseño, Construcción e Instalación de un Elevador de Carga en un Centro Comercial de la Ciudad de Guayaquil*. ESPOL.
- NEC. (2014). *Peligro sísmico. Diseño sismo resistente*.
- Newmark. (1973). *A study of vertical and horizontal spectra*.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas un enfoque integrado*. Pearson.
- Pedro, J. I. S. (2000). *Sistema paracaídas en cabina de ascensores, de actuación en subida y bajada* (World Intellectual Property Organization Patent N.º WO2000073193A1).
- Reed Business Information Spain. (2005). *Arte y Cemento*.
- Saint-Gobain. (2019). *Construcción vertical, una alternativa para la optimización sustentable del espacio*. Saint Gobain.
- SIEMENS. (2018). *Motores eléctricos*.
- TORGAR. (2019). *Montacargas-Cremallera. Torgar*.
- UNE. (2013). *UNE-EN-12159. Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente*.

## APENDICE A

### TABLAS Y FIGURAS PERTENECIENTES AL DISEÑO DE PIÑÓN-CREMALLERA

- **Esfuerzo de flexión**

**Tabla A.1 Factor geométrico de Lewis, para 20°, y dientes con carga en la punta.**

[AGMA, 2005]

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

**Tabla A.2 Factor de aplicación Ka. [Norton, 2011]**

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

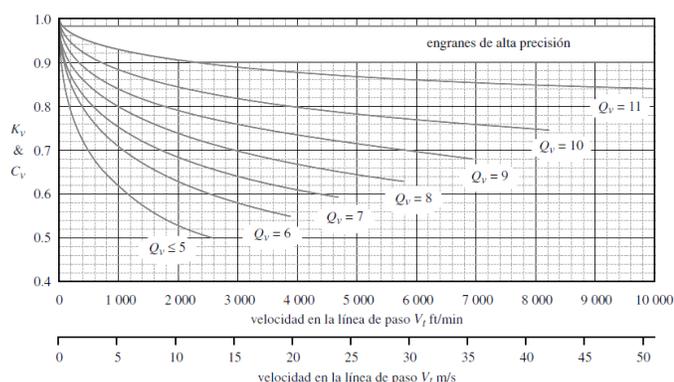
**Tabla A.3 Factor de distribución de carga Km. [Norton, 2011]**

Ancho de cara in (mm)	K <sub>m</sub>
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

**Tabla A.4 Números recomendados por AGMA para calidad de engranes.**

[Norton, 2011]

Velocidad de paso	$Q_v$
0–800 fpm	6–8
800–2000 fpm	8–10
2000–4000 fpm	10–12
Más de 4000 fpm	12–14



**Figura A.1 Factor dinámico  $K_v$ . [AGMA, 2005]**

- Resistencia a la flexión**

**Tabla A.5 Resistencia a la fatiga por flexión AGMA para aceros. [AGMA, 2005]**

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1–A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	25–33	170–230
			Endurecido totalmente	240 HB	31–41	210–280
			Endurecido totalmente	300 HB	36–47	250–325
			Endurecido totalmente	360 HB	40–52	280–360
			Endurecido totalmente	400 HB	42–56	290–390
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50–54 HRC	45–55	310–380
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	22	150
			Carburado y recubrimiento endurecido	55–64 HRC	55–75	380–520
		AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N <sup>†</sup>	34–45	230–310
		AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	36–47	250–325
		Nitroaleación 135M	Nitrurado	90.0 HR15N	38–48	260–330
		Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	40–50	280–345
		Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5–90.0 15N	55–65	380–450

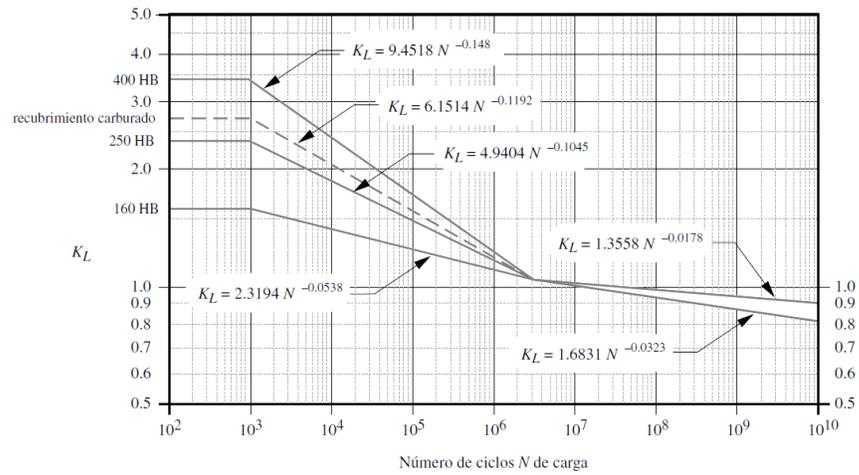


Figura A.2 Factor de vida  $K_L$ . [AGMA, 2005]

Tabla A.6 Factor de confiabilidad  $K_R$ . [AGMA, 2005]

% de confiabilidad	$K_R$
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

- Esfuerzo por contacto superficial

Tabla A.7 Coeficiente elástico  $C_p$  de la AGMA. [AGMA, 2005]

Material del piñón	$E_p$ psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

- **Resistencia al contacto superficial**

**Tabla A.8 Resistencia a fatiga superficial AGMA para aceros. [AGMA, 2005]**

Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia superficial a la fatiga		
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa	
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	85-95	590-660	
			Endurecido totalmente	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecido totalmente	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecido totalmente	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecido totalmente	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	180-225	1250-1300	
			AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N <sup>†</sup>	155-180	1100-1250
			AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	150-175	1050-1200
			Nitroaleación 135M	Nitrurado	90.0 HR15N	170-195	1170-1350
			Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	195-205	1340-1410
			Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5 HR15N	155-172	1100-1200
			Cromo al 2.5%	Nitrurado	90.0 HR15N	192-216	1300-1500

# APÉNDICE B

## TABLAS PERTENECIENTES AL DISEÑO POR CARGA SÍSMICA.

Table 15.4-2 Seismic Coefficients for Nonbuilding Structures Not Similar to Buildings

Nonbuilding Structure Type	Detailing Requirements <sup>a</sup>	R	$\Omega_h$	$C_u$	Structural System and Structural Height, $h_u$ , Limits (ft) <sup>b</sup>					
					Seismic Design Category					
					B	C	D	E	F	
Elevated tanks, vessels, bins, or hoppers:										
On symmetrically braced legs (not similar to buildings)	Sec. 15.7.10	3	$2\Omega_h$	2.5	NL	NL	160	100	100	
On unbraced legs or asymmetrically braced legs (not similar to buildings)	Sec. 15.7.10	2	$2\Omega_h$	2.5	NL	NL	100	60	60	
Horizontal, saddle-supported welded steel vessels	Sec. 15.7.14	3	$2\Omega_h$	2.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Flat-bottom ground-supported tanks:	Sec. 15.7									
Steel or fiber-reinforced plastic:										
Mechanically anchored		3	$2\Omega_h$	2.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Self-anchored		2.5	$2\Omega_h$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Reinforced or prestressed concrete:										
Reinforced nonsliding base		2	$2\Omega_h$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Anchored flexible base		3.25	$2\Omega_h$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Unanchored and unconstrained flexible base		1.5	$1.5\Omega_h^c$	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
All other		1.5	$1.5\Omega_h^c$	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Cast-in-place concrete silos that have walls continuous to the foundation	Sec. 15.6.2	3	1.75	3	NL	NL	NL	NL	NL	
All other reinforced masonry structures not similar to buildings detailed as intermediate reinforced masonry shear walls	Sec. 14.4.1 <sup>f</sup>	3	2	2.5	NL	NL	50	50	50	
All other reinforced masonry structures not similar to buildings detailed as ordinary reinforced masonry shear walls	Sec. 14.4.1	2	2.5	1.75	NL	160	NP	NP	NP	
All other unreinforced masonry structures not similar to buildings	Sec. 14.4.1	1.25	2	1.5	NL	NP	NP	NP	NP	
Concrete chimneys and stacks	Sec. 15.6.2 and ACI 307	2	1.5	2.0	NL	NL	NL	NL	NL	
Steel chimneys and stacks	15.6.2 and ASME STS-1	2	2	2	NL	NL	NL	NL	NL	
All steel and reinforced concrete distributed mass cantilever structures not otherwise covered herein, including stacks, chimneys, silos, skirt-supported vertical vessels, single-pedestal or skirt-supported	Sec. 15.6.2									
Welded steel	Sec. 15.7.10	2	$2\Omega_h$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Welded steel with special detailing <sup>g</sup>	Secs. 15.7.10 and 15.7.10.5 a and b	3	$2\Omega_h$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Prestressed or reinforced concrete	Sec. 15.7.10	2	$2\Omega_h$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Prestressed or reinforced concrete with special detailing	Secs. 15.7.10 and ACI 318, Chapter 18, Secs. 18.2 and 18.10	3	$2\Omega_h^d$	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Trussed towers (freestanding or guyed), guyed stacks, and chimneys	Sec. 15.6.2	3	2	2.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Steel tubular support structures for onshore wind turbine generator	Sec. 15.6.7	1.5	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Steel tubular support structures for onshore wind turbine generator systems	Sec. 15.6.7	1.5	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Cooling towers:										
Concrete or steel		3.5	1.75	3	NL	NL	NL	NL	NL	
Wood frames		3.5	3	3	NL	NL	NL	50	50	
Telecommunication towers:	Sec. 15.6.6									
Truss: Steel		3	1.5	3	NL	NL	NL	NL	NL	
Pole: Steel		1.5	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Wood		1.5	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Concrete		1.5	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Frame: Steel		3	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Wood		1.5	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Concrete		2	1.5	1.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Amusement structures and monuments	Sec. 15.6.3	2	2	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Inverted pendulum type structures (except elevated tanks, vessels, bins, and hoppers)	Sec. 12.2.5.3	2	2	2	NL	NL	NL	NL	NL	
Ground-supported cantilever walls or fences	Sec. 15.6.8	1.25	2	2.5	NL	NL	NL	NL	NL	
Signs and billboards		3.0	1.75	3	NL	NL	NL	NL	NL	
All other self-supporting structures, tanks, or vessels not covered above or by reference standards that are not similar to buildings		1.25	2	2.5	NL	NL	50	50	50	

<sup>a</sup>NL = no limit and NP = not permitted.

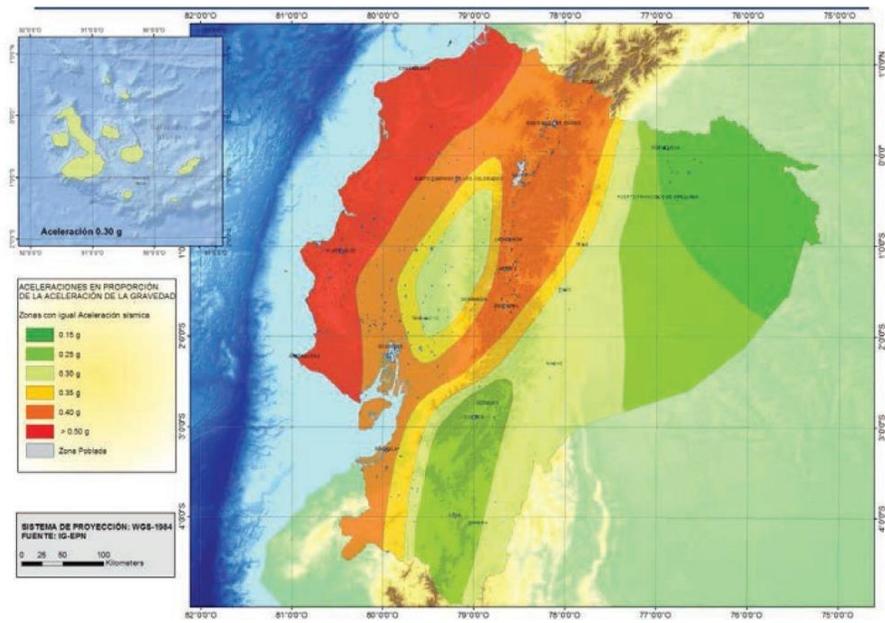
<sup>b</sup>For the purpose of height limit determination, the height of the structure shall be taken as the height to the top of the structural frame making up the primary seismic force-resisting system.

<sup>c</sup>If a section is not indicated in the detailing requirements column, no specific detailing requirements apply.

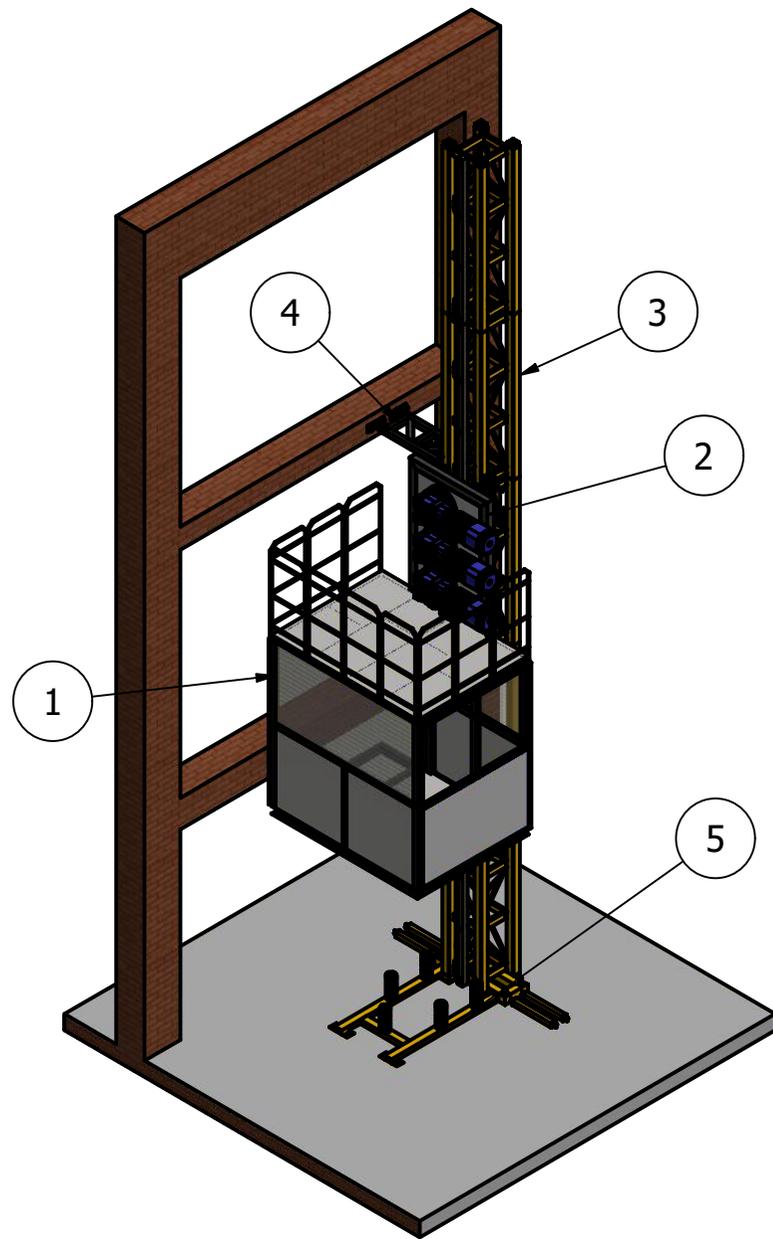
<sup>d</sup>See Section 15.7.3.a for the application of the overstrength factors,  $\Omega_h$ , for tanks and vessels.

<sup>e</sup>Detailed with an essentially complete vertical load-carrying frame.

<sup>f</sup>Sections 15.7.10.5.a and 15.7.10.5.b shall be applied for any risk category.



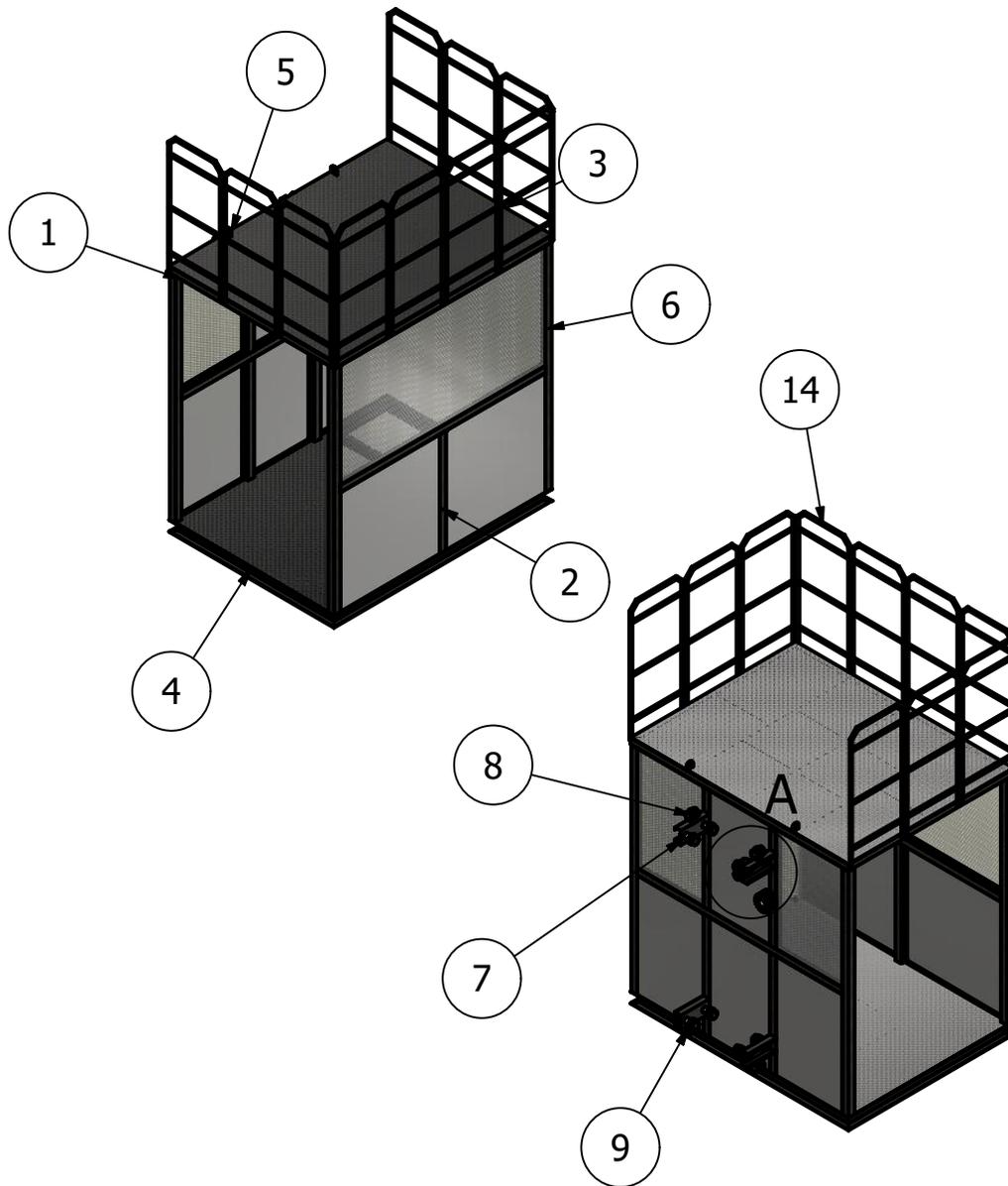
**Figura B.1 Zonas sísmicas de Ecuador. [NEC, 2014]**



No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1		Cabina	Ver plano 2
2		Conjunto motor	Ver plano 5
3		Módulo de mástil	Ver plano 7
4		Arriostre (Atadura a pared)	Ver plano 9
5		Estructura base del elevador	Ver plano 10

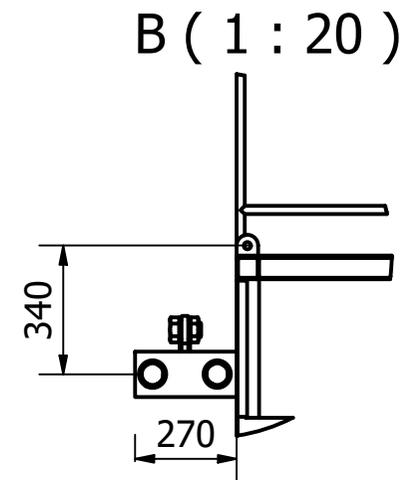
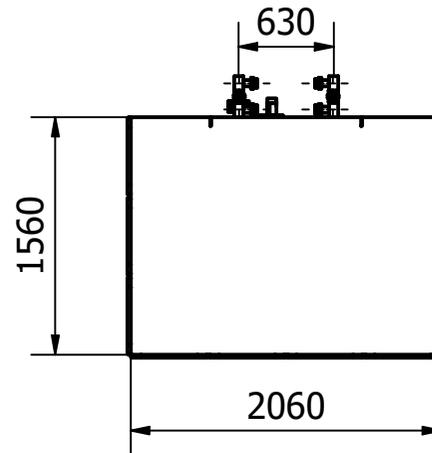
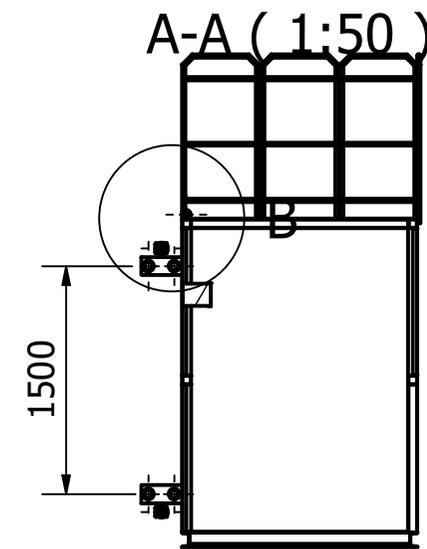
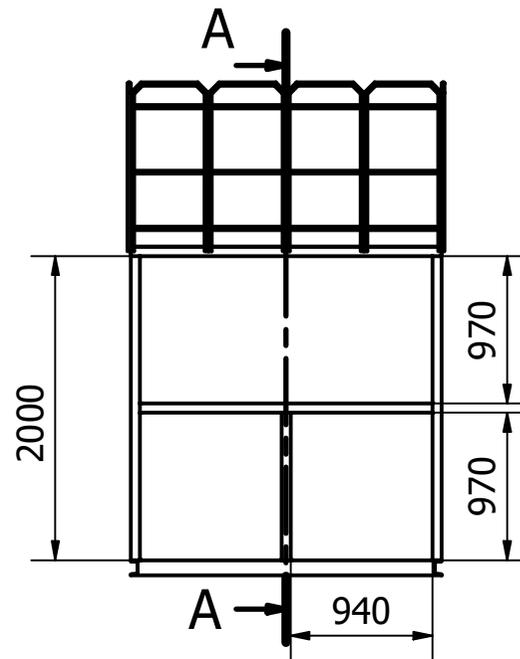
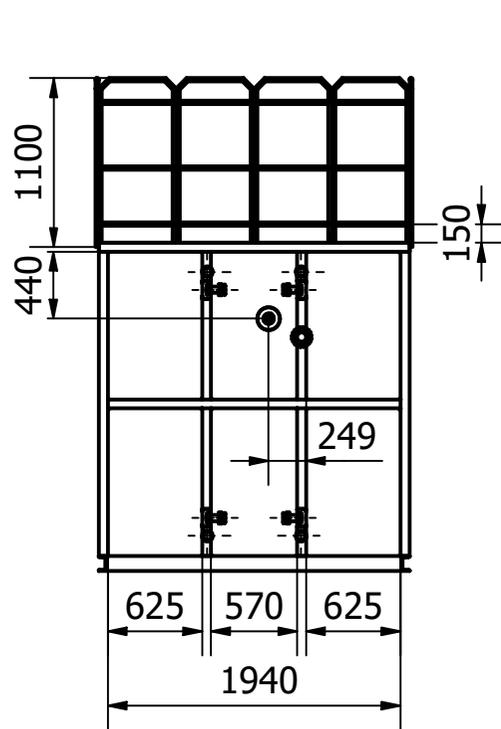
	Fecha	Nombre	Elevador de piñon-cremallera	Escala 1:75
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		1/13	

A ( 1 : 20 )



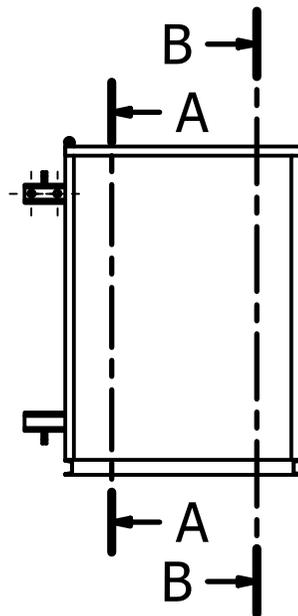
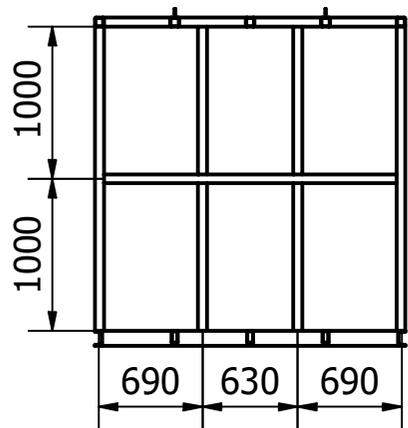
No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1		Estructura de la cabina	Ver plano 4
2		Plancha	Material: Acero ASTM A36 Espesor 2 mm
3		Plancha de antideslizante	Material: Acero ASTM A36 Espesor 2mm
4		Plancha antideslizante	Material: Acero ASTM A36 Espesor 3mm
5	2	Oreja 1"	Material: Acero ASTM A36 Espesor 6mm
6		Plancha estriada	Material: Acero ASTM A36 Espesor 2mm
7	8	Cilindro separador	Material: Acero ASTM A36 Acero ASTM A36
8	4	Oreja 1.5"	Material: Acero ASTM A36 Espesor 6 mm
9	12	Rodamiento NTN NU2207E	De rodillos cilíndrico
10	12	Perno 1 1/2"	Cabeza hexagonal
11	12	Arandela	Tipo: Plana
12	12	Tuerca	Hexagonal
13	1	Freno paracaídas	Marca: EIDE
14		Tubo circular 1"	Material: Acero ASTM A36

	Fecha	Nombre	Cabina	Escala 1 : 50
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		2/13	

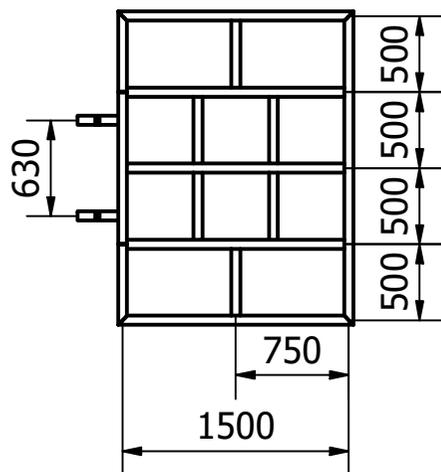
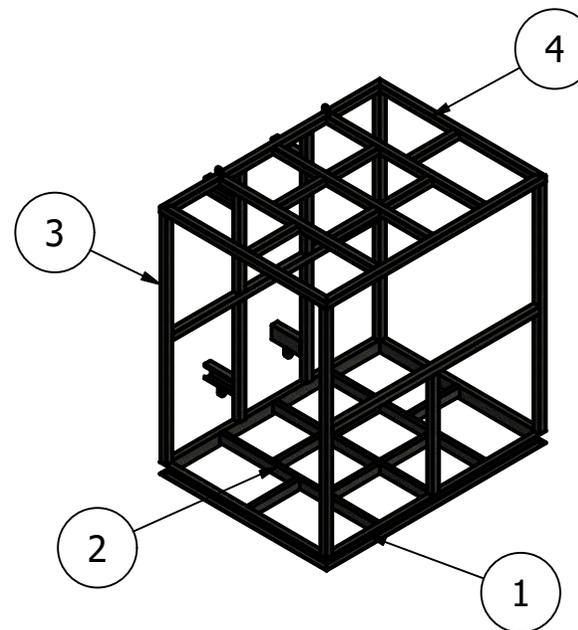
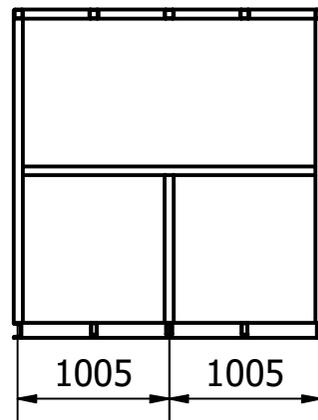


	Fecha	Nombre	Cabina	Escala 1:50
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		3/13	

A-A ( 1:50 )

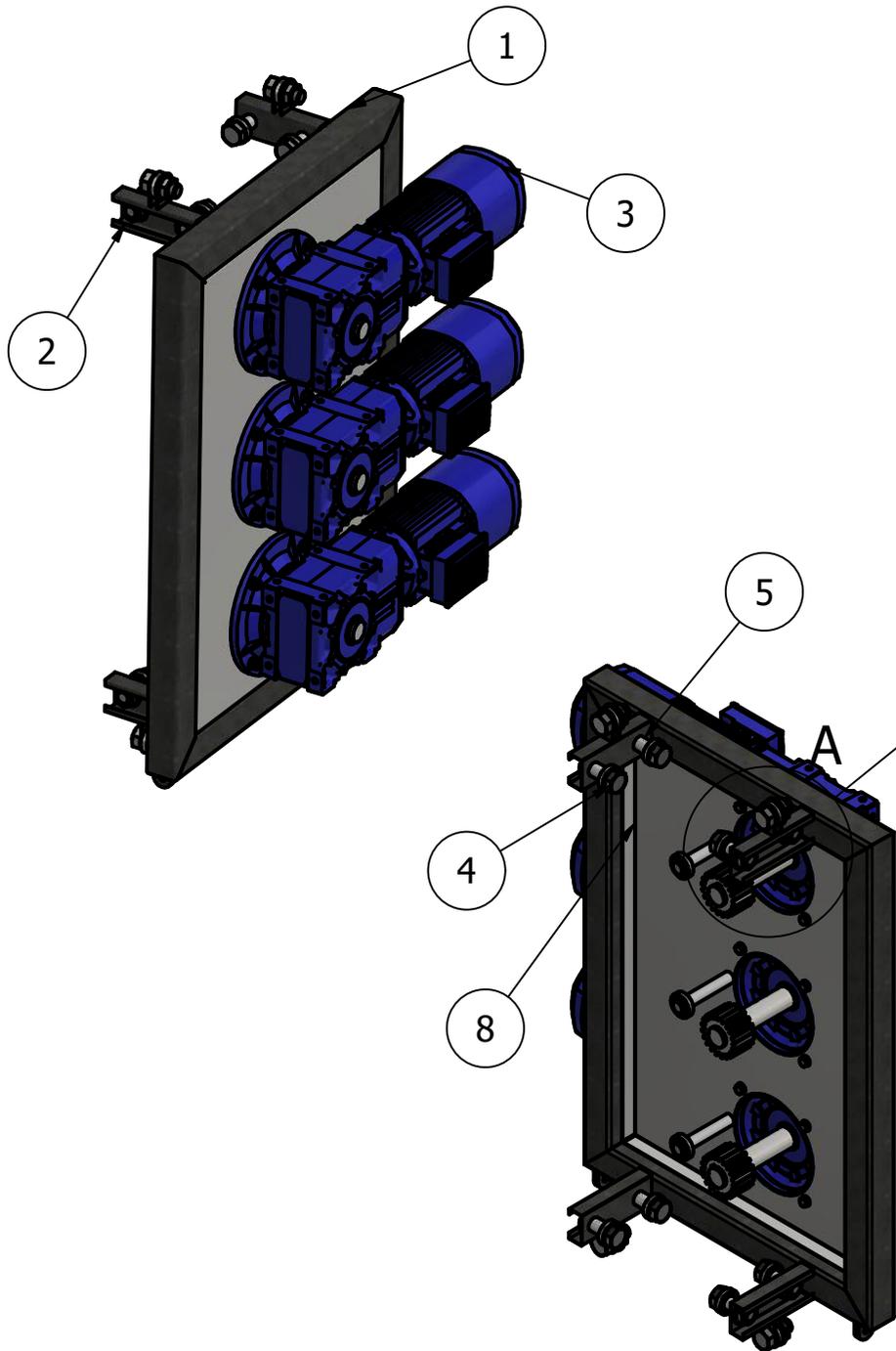


B-B ( 1:50 )

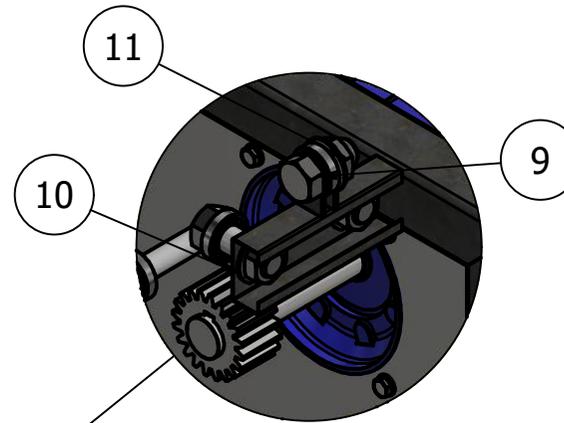


No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1		Marco del bastidor	Canal UPN 100x50x5 Material: Acero ASTM A36
2		Travesaños del bastidor	Tubo rectangular 80x40x2 Material: Acero ASTM A36
3		Pared	Tubo cuadrado 60x2.5 Material: Acero ASTM A36
4		Techo	Tubo rectangular 60x4 Material: Acero ASTM A36

	Fecha	Nombre	Cabina	Escala 1:50
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		4/13	

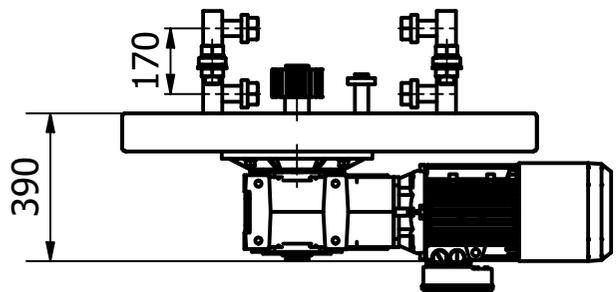
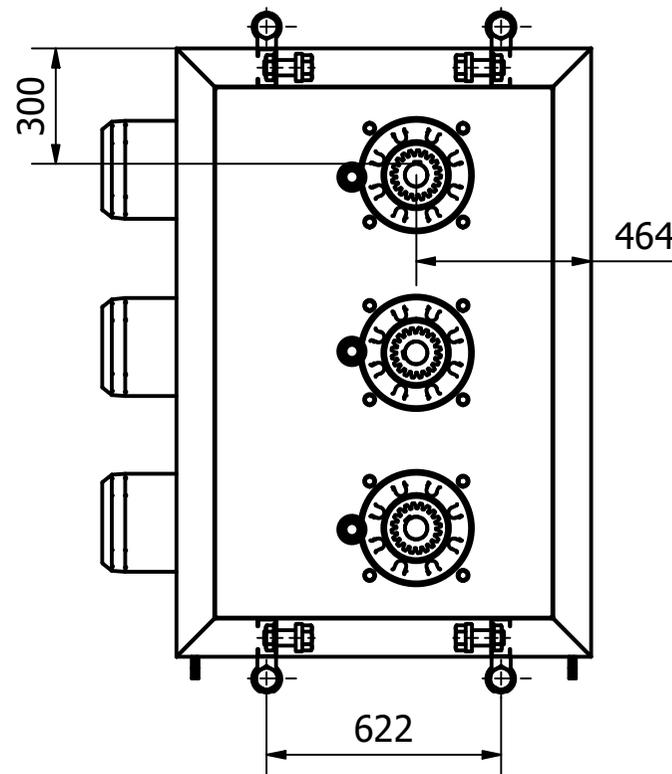
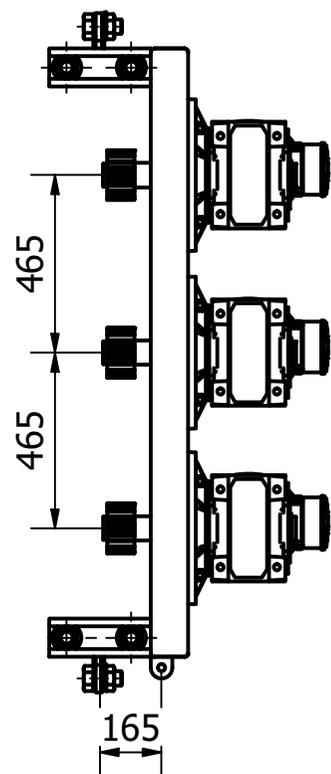
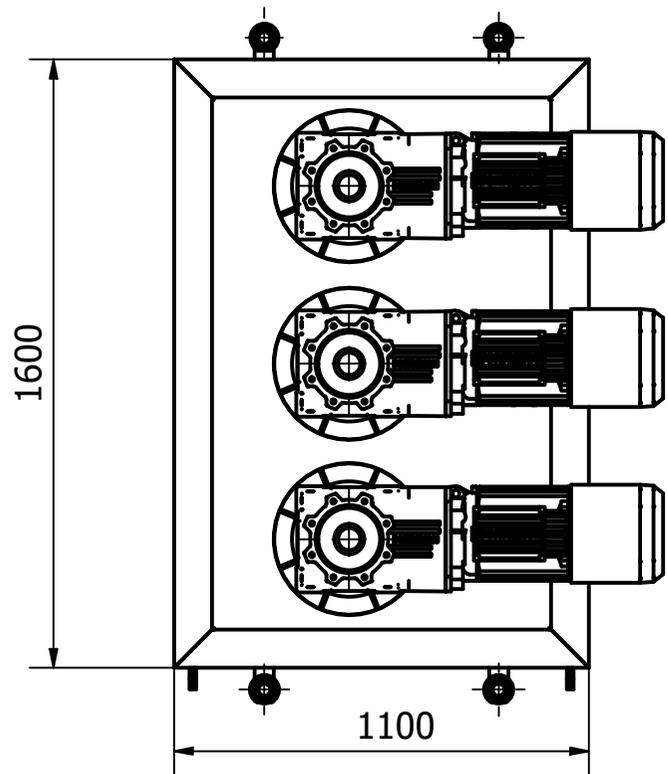


A ( 1 : 10 )

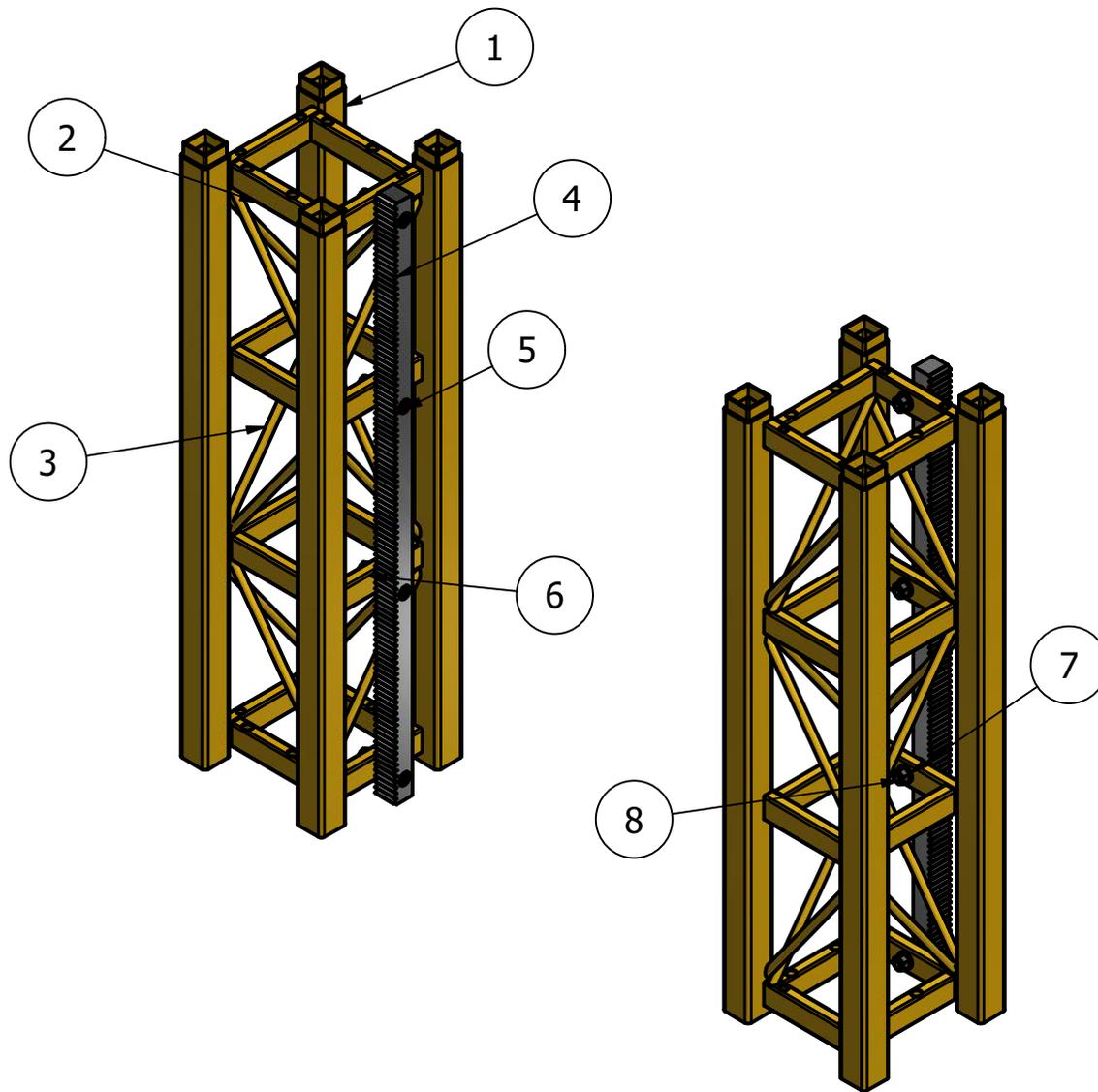


No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1		Tubo cuadrado 100x5	Material: Acero ASTM A36
2	4	Correa G 100x50x20	Material: Acero ASTM A36
3	3	Motor	Potencia 7.5 kW - Marca Bonfiglioli
4	12	Rodamiento	De rodillos cilíndricos
5	8	Cilindro separador	Longitud: 20 mm
6	3	Piñon	Material: Acero AISI 4340 Nitrurado. Ver plano 12
7	3	Eje	Material: Acero AISI 4340 Nitrurado Ver plano 13
8	1	Plancha espesor mm	Material: Acero ASTM A36 Tipo: Antideslizante
9	12	Perno 1 1/2"	Cabeza hexagonal
10	12	Arandela	Tipo: Plana
11	12	Tuerca	Hexagonal

	Fecha	Nombre	Conjunto motor	Escala 1:20
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		5/13	

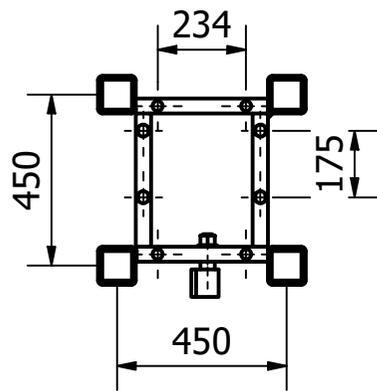
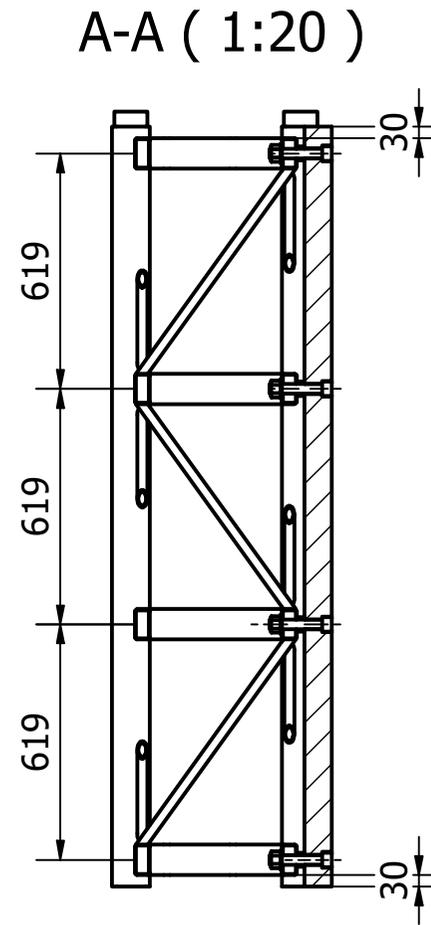
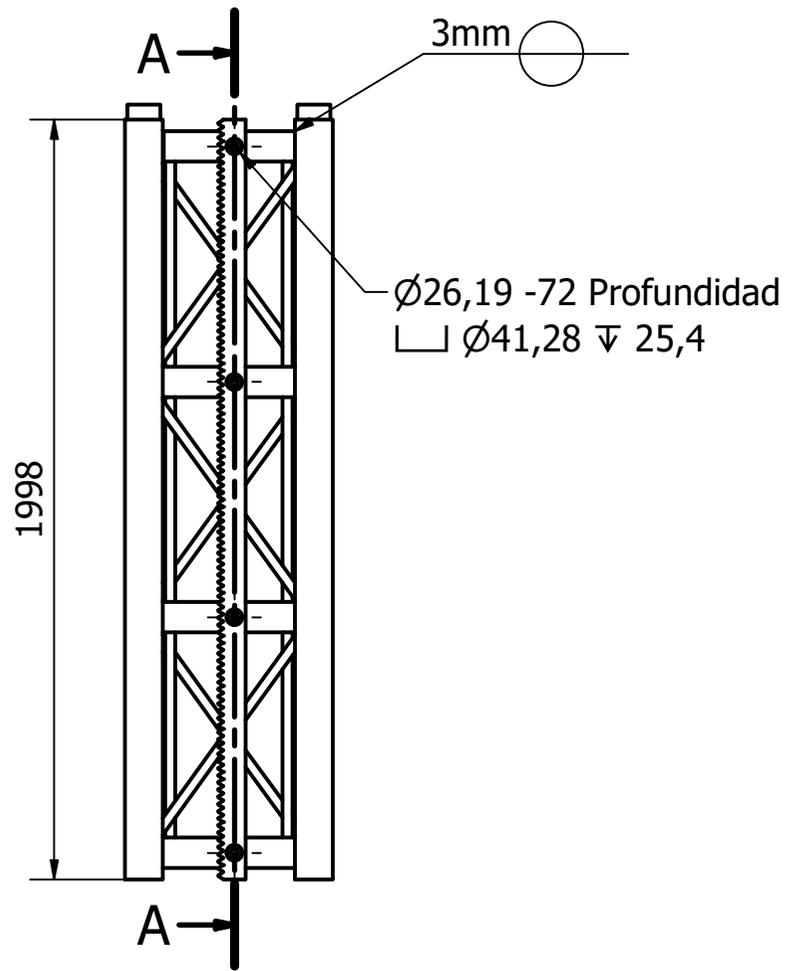


	Fecha	Nombre	Conjunto motor	Escala 1:20
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		6/13	

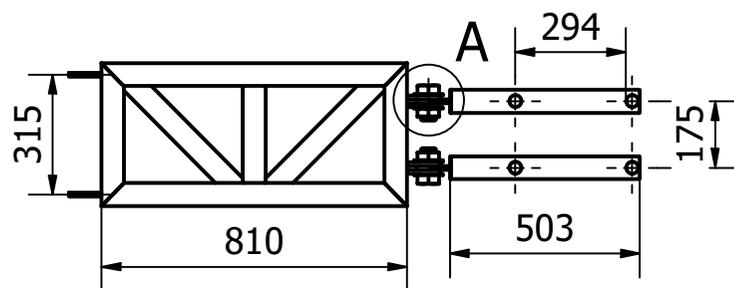
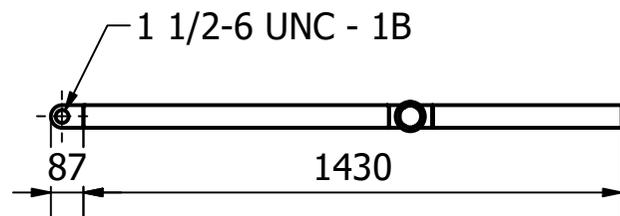


No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1	4	Tubo cuadrado 100x6	Material: Acero ASTM A36
2	16	Tubo rectangular 8x40x3	Material: Acero ASTM A36
3	12	Tubo circular 3/4"	Material: Acero ASTM A36
4	1	Cremallera	MAterial: Acero AISI 4340 Nitrurado. Ver plano 11
5	4	Tornillo 1"	Cabeza cilíndrica con hueco hexagonal
6	4	Cilindro separador	Longitud: 20mm
7	4	Arandela	Tipo: Plana
8	4	Tuerca	Cabeza: Hexagonal

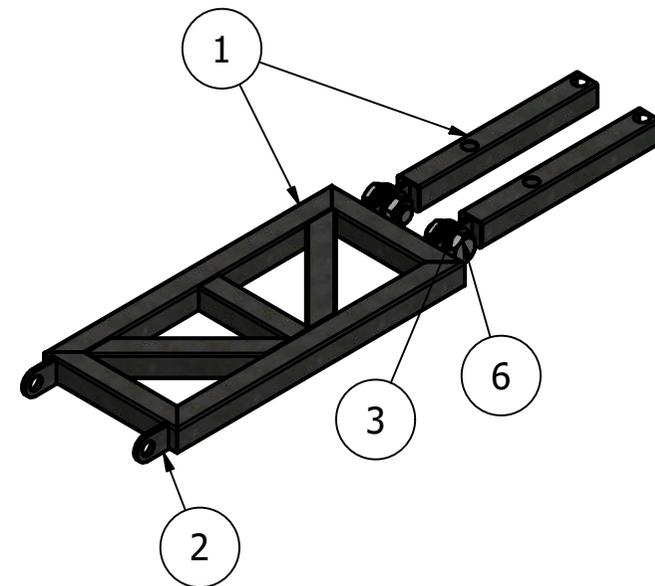
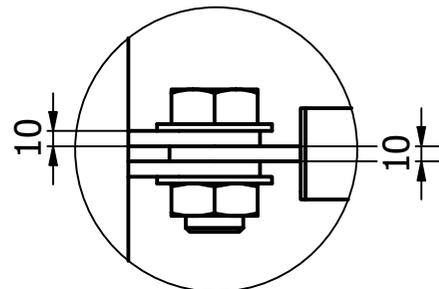
Fecha	Nombre	Módulo de mástil	Escala 0,05 : 1
Dib. 21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.			
Aprob.			
Firma/Empresa		7/13	



	Fecha	Nombre	Módulo de mástil	Escala 1:20
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		8/13	

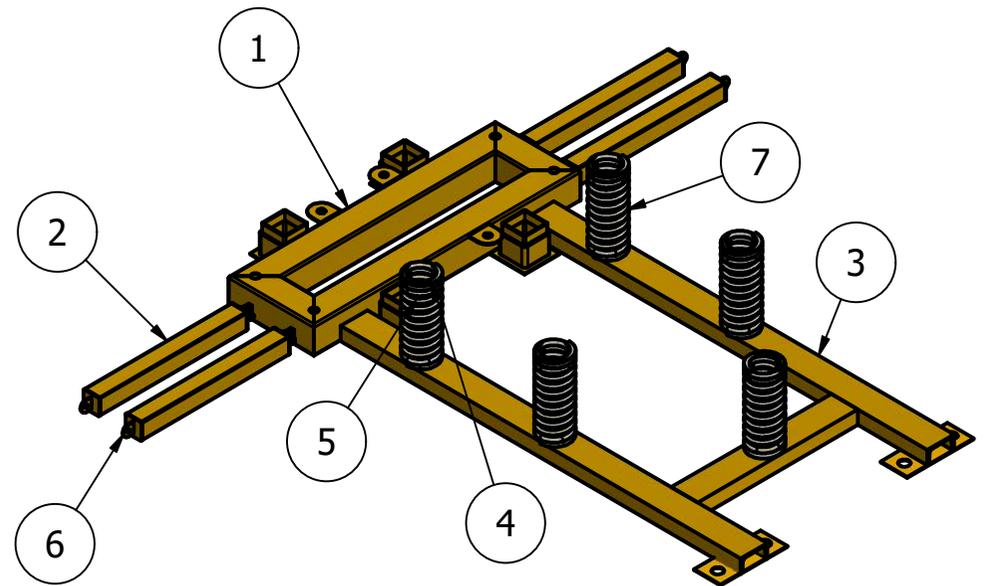
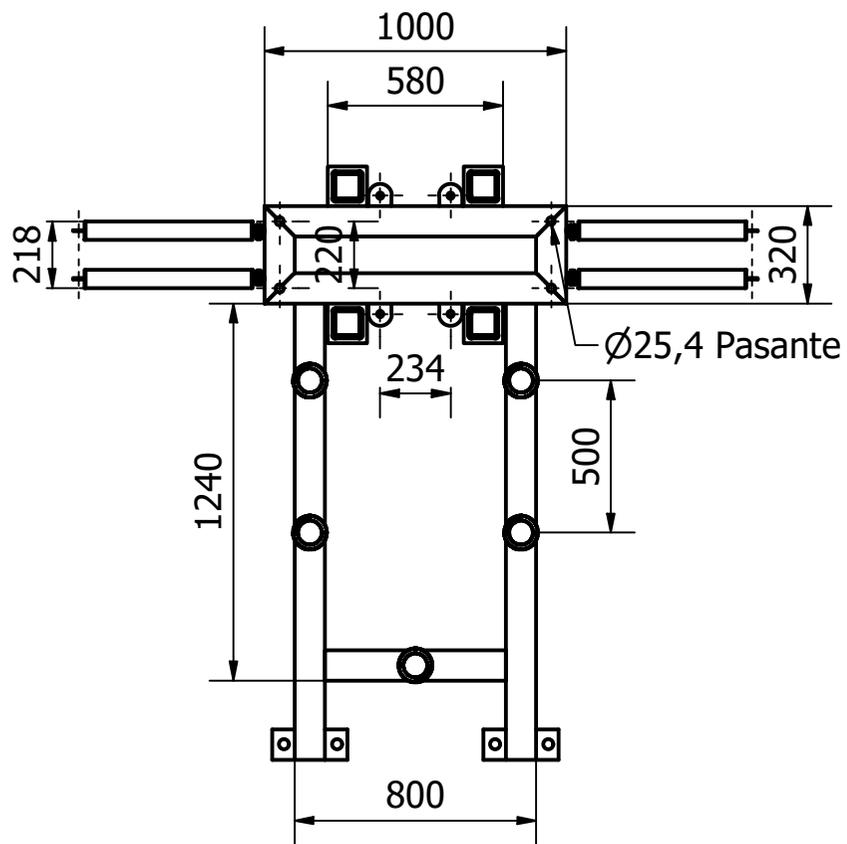
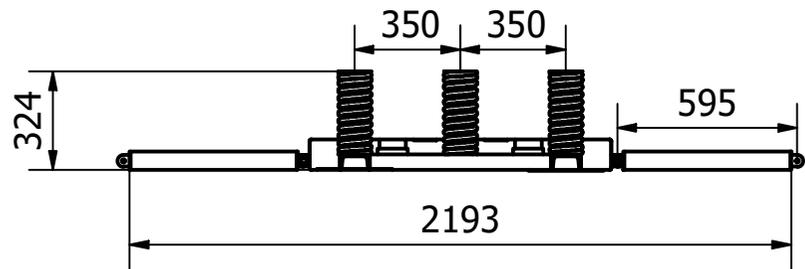


A ( 1 : 5 )



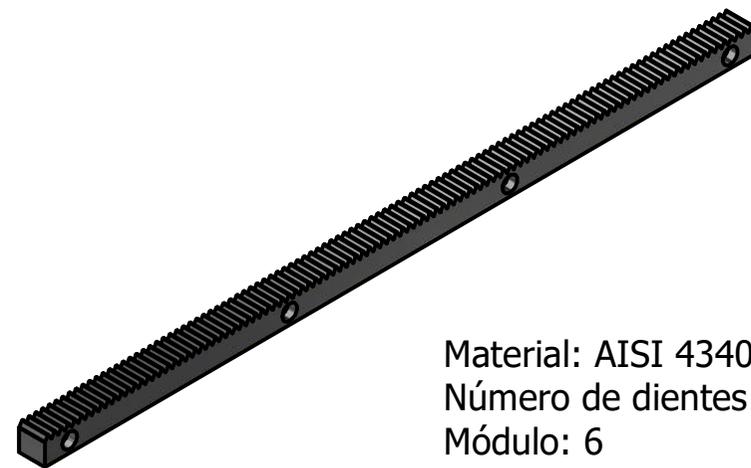
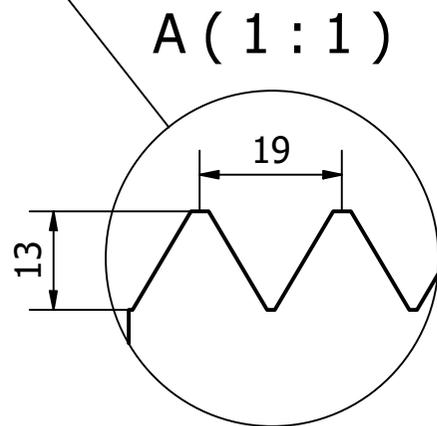
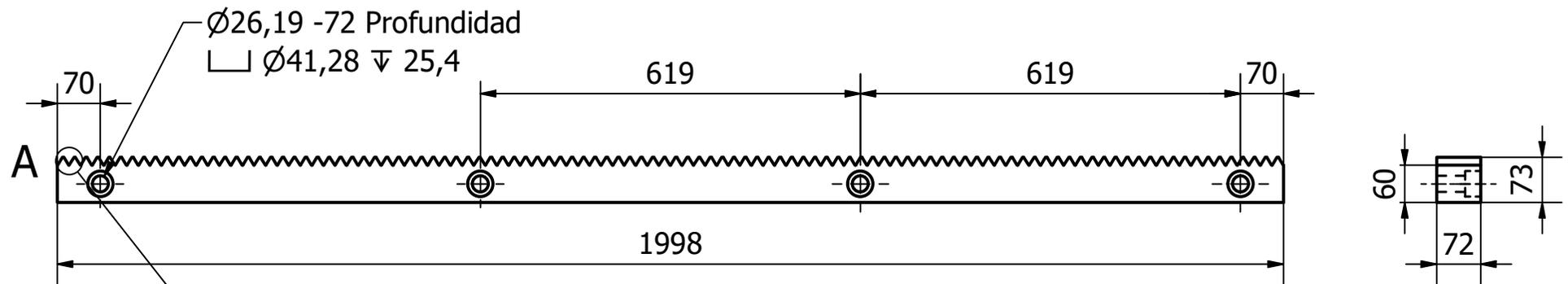
No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1		Tubo cuadrado 60x2	Material: Acero ASTM A36
2	8	Oreja de izaje	Material: Acero ASTM A36 Espesor 6mm.
3	2	Perno 1 1/2"	Cabeza hexagonal
4	2	Arandela	Tipo: Plana
5	2	Tuerca	Hexagonal

	Fecha	Nombre	Arriostre (Atadura a pared)	Escala 1 : 20
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		9/13	



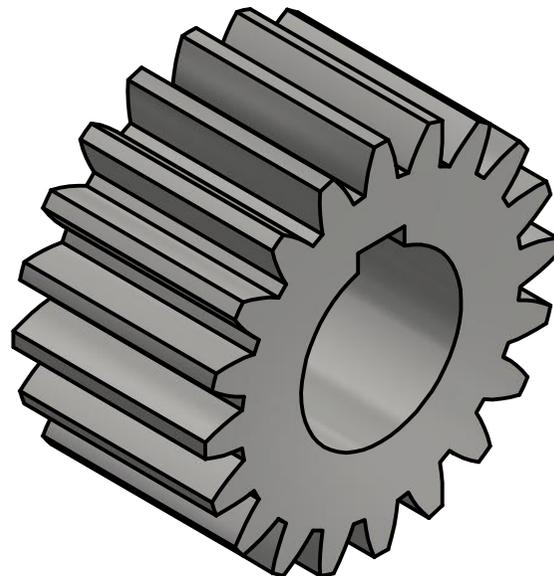
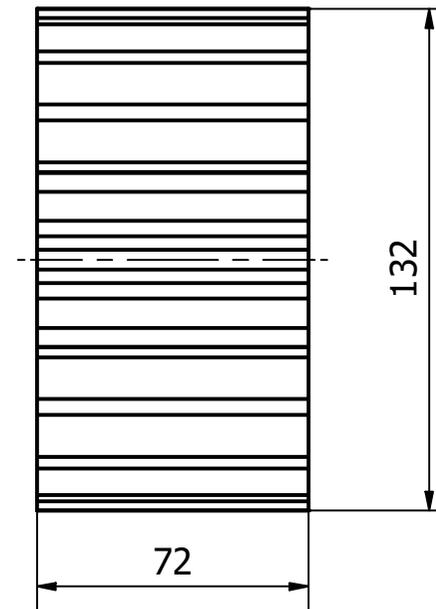
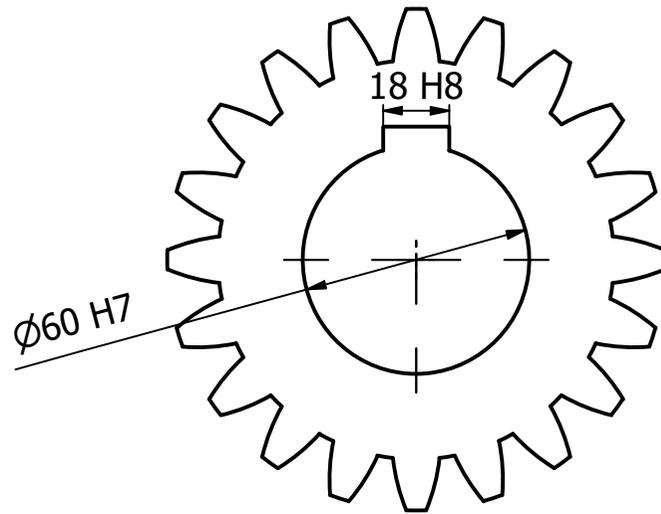
No. de orden	No. de piezas	Denominación	Observaciones
1		Tubo cuadrado 100x100x3	Material: Acero ASTM A36
2		Tubo cuadrado 60x60x2	Material: Acero ASTM A36
3		Canal UPN 100x50	Material: Acero ASTM A36
4	4	Oreja 1"	Material: Acero ASTM A36 Espesor: 3mm
5		Tubo cuadrado 100x100x5	Material: Acero ASTM A36
6	4	Oreja 1/2"	Material: Acero ASTM A36 Espesor: 4mm
7	5	Amortiguador	Material: Acero A227. Diámetro de alambre: 15.87mm Número de espiras:10 Longitud libre: 287.31 mm

	Fecha	Nombre	Estructura base del elevador	Escala 1:25
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		10/13	



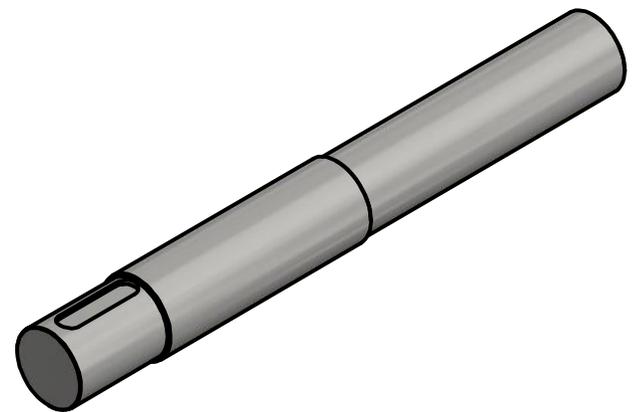
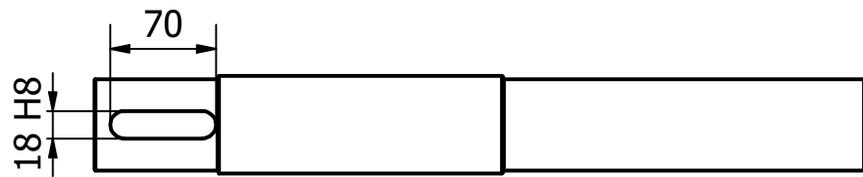
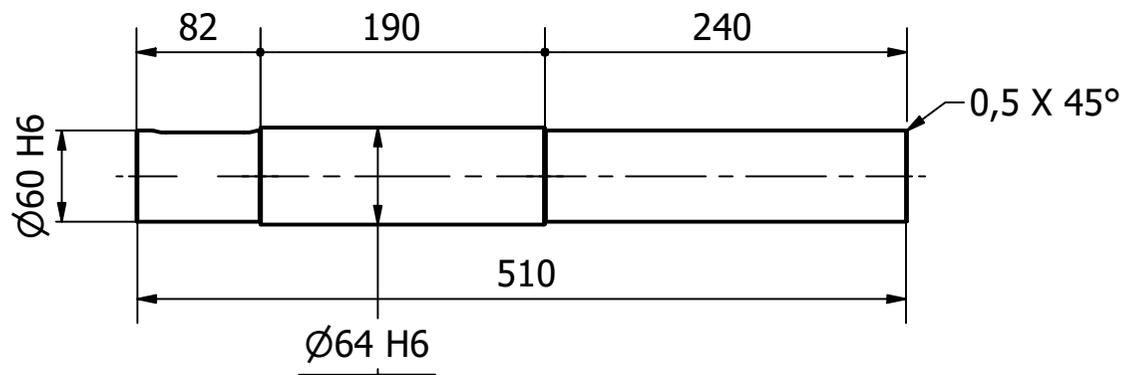
Material: AISI 4340 Nitrurado.  
 Número de dientes: 106  
 Módulo: 6

	Fecha	Nombre	Cremallera	Escala 1:10
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		11/13	



Material: AISI 4340 Nitrurado.  
 Número de dientes: 20  
 Módulo: 6  
 Diámetro de paso: 120 mm

	Fecha	Nombre	Piñón motriz	Escala 1 : 2
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		12/13	



	Fecha	Nombre	Eje	Escala 1:5
Dib.	21/1/2020	Gallardo/Ortiz		
Rev.				
Aprob.				
	Firma/Empresa		13/13	