

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA AUTOMATIZADO DE
TRES NIVELES CON CARGA MAXIMA DE UNA TONELADA PARA LA EMPRESA
SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S

DANIEL EDUARDO CABALLERO GARCIA
JEISON FELIPE SERRANO GARCIA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2022

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA AUTOMATIZADO DE
TRES NIVELES CON CARGA MÁXIMA DE UNA TONELADA PARA LA EMPRESA
SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S

DANIEL EDUARDO CABALLERO GARCIA
JEISON FELIPE SERRANO GARCIA

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Jorge Enrique Meneses Flórez
Magister en Ingeniería mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2022

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	16
1 OBJETIVOS.....	17
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	17
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	17
1.3 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S	17
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	20
3 JUSTIFICACIÓN.....	22
4 PRESENTACIÓN GENERAL DEL ELEVADOR DE CARGA	23
4.1 SISTEMA ESTRUCTURAL.....	24
4.1.1 Dimensionamiento.....	25
4.1.2 Hueco.....	25
4.1.3 Cabina.....	26
4.2 SISTEMA MOTRIZ	28
4.3 SISTEMA DE SEGURIDAD.....	30
4.4 SISTEMA DE CONTROL.....	32
4.5 Recomendaciones y normativa para la construcción de elevadores de carga	33
5 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELEVADOR DE CARGA.....	35
5.1 PARÁMETROS DEL ELEVADOR	35
5.2 CABINA	35
5.3 CONTRAPESO.....	36
5.4 TENSIÓN DE CABLES.....	36
5.5 CÁLCULO VIGAS PRINCIPALES	37
5.5.1 Pre-dimensionamiento por demanda.....	38
5.5.2 Clasificación de la sección de acuerdo con su esbeltez.....	39
5.5.3 Plastificación de la sección.....	39

5.5.4	Pandeo lateral torsional.....	40
5.5.4.1	Coeficiente de flexión Cb.....	42
5.5.5	Resistencia de diseño.	43
5.6	CÁLCULO COLUMNAS PRINCIPALES	43
5.6.1	Estimación carga muerta.....	43
5.6.2	Estimación carga viva.....	44
5.6.3	Combinación de carga de diseño	44
5.6.4	Diseño de miembro estructural a compresión	45
5.6.5	Clasificación de perfil para pandeo local	45
5.7	CÁLCULO POTENCIA DEL MOTOR	49
5.8	CÁLCULO CABLES DE TRACCIÓN	54
5.8.1	Análisis estático.....	54
5.8.2	Análisis de flexión.....	57
5.8.3	Análisis de fatiga	59
5.9	DISEÑO DE EJES	60
5.9.1	Diámetro mínimo eje de tracción.....	61
5.9.2	Diámetro mínimo eje de desvió	64
5.10	SELECCIÓN DE ACOUPLE DE CADENA.....	66
5.11	CÁLCULO UNION APERNADA DE ESTRUCTURA AUTOPORTANTE	67
5.12	CÁLCULO DE CUÑA.....	69
5.13	POLEA DE TRACCIÓN	73
5.13.1	Diámetro polea	73
5.13.2	Presión máxima y adherencia en la polea de tracción	74
5.13.2.1	Presión específica	74
5.13.3	Presión máxima.....	75
5.13.3.1	Adherencia polea de tracción	76
5.13.4	Geometría polea de tracción	79
5.14	DISEÑO DE GUIAS DE LA CABINA	84
5.14.1	Accionamiento del componente de seguridad.....	84

5.14.1.1	Análisis por pandeo	85
5.14.2	Esfuerzo total.....	86
5.14.3	Torsión de brida.....	87
5.14.4	Deflexión de guía.....	87
5.15	CALCULO DE AMORTIGUADORES.....	88
5.15.1	Recorridos libres de seguridad.....	89
5.15.2	Cálculo de un amortiguador de acumulación de energía.	89
5.16	SELECCIÓN DE COMPONENTES ELECTRICOS Y AUTOMATIZACIÓN	92
5.16.1	Controlador lógico programable.	92
5.16.2	Variador de frecuencia.	94
5.16.3	Caja de comandos.....	95
5.16.4	Interruptores termo magnéticos.....	95
5.16.5	Freno electromagnético.....	96
5.16.6	Sensado de nivel de cabina.	96
5.16.7	Sensado de cierre de puertas	97
5.16.8	Sensor de carga	98
5.17	DISEÑO DEL AUTOMATISMO	98
5.17.1	Diagrama Gemma automatismo secuencial.....	99
5.17.2	Diagrama Grafcet del automatismo secuencial.....	99
5.17.3	Programa FUP PLC Logo Siemens.....	100
5.17.4	Diagrama de control de automatismo.....	100
5.17.5	Diagrama de potencia.	100
5.18	SIMULACIÓN CAE	101
5.18.1	Estructura auto portante superior.	101
5.18.2	Cabina del elevador.....	104
5.18.3	Contrapeso.....	107
5.18.4	Polea de tracción.....	111
5.18.5	Polea de desvío.....	113
5.18.6	Eje de tracción.....	116

6	FABRICACIÓN DEL ELEVADOR DE CARGA	119
7	PUESTA EN MARCHA	121
8	PLAN DE MANTENIMIENTO	122
9	HOJA DE VIDA DEL ELEVADOR DE CARGA.....	123
10	CONCLUSIONES	124
11	BIBLIOGRAFIA.....	125
12	ANEXOS.....	130

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Análisis de alternativas relé programable.....	93
Tabla 2. Análisis de alternativas variador de frecuencia.	94
Tabla 3. Análisis de alternativas sensado de cabina.....	96
Tabla 4. Análisis de alternativas sensado cierre de puertas.	97

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Elevador de carga	23
Figura 2. Hueco del elevador de carga	25
Figura 3. Cabina.....	26
Figura 4. Contrapeso.....	28
Figura 5. Polea de adherencia	29
Figura 6. Freno mecánico	31
Figura 7. Sensor de carga.....	32
Figura 8. Logo!8 24 RCE Siemens.....	33
Figura 9. Carga de tensión de los cables	36
Figura 10. Viga simplemente apoyada – carga puntual en el centro.....	37
Figura 11. Características del cable metálico 8x19 tipo SEALE.....	56
Figura 12. Catálogo de selección de acoples de tipo cadena INTERMEC.....	66
Figura 13. Geometría polea de tracción	82
Figura 14. Esfuerzo de Von Mises máximo estructura auto portante	101
Figura 15. Desplazamientos resultantes estructura auto portante.	102
Figura 16. Factor de seguridad estructura auto portante	103
Figura 17. Esfuerzo de Von Mises de la cabina	104
Figura 18. Desplazamiento máximo de la cabina.....	105
Figura 19. Factor de seguridad mínimo de la cabina	106
Figura 20. Esfuerzo de Von Mises del contrapeso	107
Figura 21. Desplazamientos máximos del contrapeso	108
Figura 22. Factor de seguridad del contrapeso	109
Figura 23. Comprobación de los pernos del contrapeso	110
Figura 24. Esfuerzo Von Mises máximo en la polea de tracción.....	111
Figura 25. Esfuerzo resultante en la polea de tracción	112
Figura 26. Factor de seguridad en la polea de tracción	112
Figura 27. Deformación total en la polea de desvío	113

Figura 28. Esfuerzo resultante en la polea de desvío	114
Figura 29. Error estructural polea de desvío	114
Figura 30. Factor de seguridad polea de desvío	115
Figura 31. Deformación total del eje de tracción	116
Figura 32. Esfuerzo Von Mises eje de tracción	116
Figura 33. Esfuerzo estructural eje de tracción	117
Figura 34. Factor de seguridad eje de tracción	117

LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1. Cálculo vigas principales
- Anexo 2. Análisis estático de la viga en SAP 2000
- Anexo 3. Cálculo de cuñas
- Anexo 4. Cálculo presión máxima y adherencia polea de tracción
- Anexo 5. Geometría polea de tracción
- Anexo 6. Cálculo de columnas principales.
- Anexo 7. Recomendación de diseño para cables metálicos
- Anexo 8 Diseño de ejes.
- Anexo 9. Diseño de guías de la cabina
- Anexo 10. Construcción del foso
- Anexo 11. Abertura hueco en el segundo piso del edificio.
- Anexo 12. Recepción perfiles para la estructura y la cabina
- Anexo 13. Aplicación de anticorrosivo
- Anexo 14. Armado y aplicación de soldadura
- Anexo 15. Aplicación de pintura
- Anexo 16. Ensamble estiba principal
- Anexo 17. Fabricación del bastidor para la polea de desvió
- Anexo 18. Fabricación de la cabina
- Anexo 19. Compra de algunos elementos necesarios
- Anexo 20. Instalación malla de seguridad
- Anexo 21. techado y montura de la segunda parte de la estructura.
- Anexo 22. Estructura básica del PLC Logo
- Anexo 23. Descripción general del variador de frecuencia
- Anexo 24. Características técnicas del variador de frecuencia HOLIP 10 HP
- Anexo 25. Caja de comandos
- Anexo 26. Características técnicas y referencias de interruptores termo magnéticos.

- Anexo 27. Características técnicas principales del freno SDZ1-80
- Anexo 28. Diagrama de conexión del rectificador
- Anexo 29. Características generales del fin de carrera YBLX-K3.
- Anexo 30. Características generales sensor tipo PR Autonics y características técnicas del sensor PR-082DP
- Anexo 31. Planteamiento de diseño automatismo secuencial de elevación
- Anexo 32. Diagrama Gemma
- Anexo 33. Graficet del automatismo para el elevador de carga
- Anexo 34. Programa FUP PLC Logo Siemens.
- Anexo 35. Diagrama de control
- Anexo 36. Diagrama de potencia
- Anexo 37. Características técnicas de la celda de carga WL 1263
- Anexo 38. Marco de referencia
- Anexo 39. Planos generales y de detalle

GLOSARIO

APARATO ELEVADOR PARA OBRAS DE ADHERENCIA: “aparato elevador en el cual, los cables son arrastrados por adherencia, sobre poleas motrices del grupo tractor”¹.

ÁREA ÚTIL: “es la superficie de la cabina que pueden ocupar los pasajeros y la carga durante el funcionamiento del ascensor, medida a un metro por encima del pavimento y sin tener en cuenta los pasamanos, si existen”².

CARGA NOMINAL: “carga para la que ha sido construido el aparato y para la cual el suministrador garantiza un funcionamiento normal”.

CABINA: “elemento del ascensor o del montacargas destinado a recibir las personas y/o la carga que se va a transportar”³.

FOSO: “parte del hueco situado por debajo del nivel de parada más bajo servido por la cabina”⁴.

¹ MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 35 p. ISBN 978-84-291-8012-1.

² INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores eléctricos. NTC 2769, Bogotá D.C.: ICONTEC, 2004. 4 p.

³ *Ibid.*, p 3.

⁴ MIRAVETE y LARRODÉ. *Op. Cit.*, p 36.

HUECO: “recinto por el cual se desplaza la cabina y el contrapeso, si existe. Este espacio queda materialmente delimitado por el fondo del foso, las paredes y el techo”⁵

MONTACARGAS: “aparato elevador instalado de forma permanente que sirve a niveles definidos, consta de una cabina inaccesible a las personas que por sus dimensiones y su construcción, que se desplaza a lo largo de guías verticales o con inclinación inferior a 15°”

NIVELACIÓN: “operación que permite mejorar la precisión de parada de la cabina a nivel de los pisos”

PLACA DE TOPE: “placa que se fija en el bastidor, destinada a entrar en contacto con el amortiguador o con el tope”⁶.

PARACAIDAS: “dispositivo mecánico que se destina a parar e inmovilizar la cabina o el contrapeso sobre sus guías en caso de exceso de velocidad de descenso o de rotura de los elementos de suspensión”⁷.

VELOCIDAD NOMINAL: “velocidad de la cabina para la que ha sido construido el aparato y para el cual el suministrador garantiza su funcionamiento normal”⁸.

⁵ MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 36 p. ISBN 978-84-291-8012-1.

⁶ *Ibid.*, p 37.

⁷ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores eléctricos. NTC 2769, Bogotá D.C.: ICONTEC, 2004. 4 p.

⁸ MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 38 p. ISBN 978-84-291-8012-1.

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA AUTOMATIZADO DE TRES NIVELES CON CARGA MÁXIMA DE UNA TONELADA PARA LA EMPRESA SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S*

AUTOR: DANIEL EDUARDO CABALLERO GARCIA, JEISON FELIPE SERRANO GARCIA**

PALABRAS CLAVE: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, ELEVADOR DE CARGA, SOLIDWORKS

DESCRIPCIÓN:

El presente documento muestra el diseño y la construcción de un elevador de carga para la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S el cual tiene la finalidad de suplir la necesidad del transporte de las materias primas y productos terminados a los diferentes pisos de la empresa y de esta forma utilizar le espacio más eficientemente y evitar accidentes.

Este documento está organizado de la siguiente manera: como punto de partida se muestra los requerimientos mínimos necesarios para el elevador dados por el cliente y posteriormente una revisión bibliográfica y de normas que rigen el diseño y construcción de estas máquinas para cumplir con los estándares de seguridad y recomendaciones dadas para el correcto funcionamiento del montacargas.

Seguidamente se detalla el paso a paso del diseño y selección de los componentes siguiendo las recomendaciones dadas por la literatura estudiada y realizando su comprobación por medio de simulaciones en diferentes programas software diseñados para tal fin, además de un resumen del proceso de construcción con pruebas fotográficas.

Finalmente se realiza el plan de mantenimiento, ficha técnica y demás documentación importante que permita identificar la máquina y permita realizar mantenimiento preventivo y correctivo.

*Trabajo de grado

** Facultad de físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Ingeniería mecánica. Director: Jorge Enrique Meneses Florez. Magister en Ingenieria Mecánica

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN AUTOMATED THREE-TIER LIFT WITH A MAXIMUM LOAD OF ONE TON FOR THE COMPANY SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S*

AUTHOR: DANIEL EDUARDO CABALLERO GARCIA, JEISON FELIPE SERRANO GARCIA **

KEY WORDS: DESIGN, BUILDING, FREIGHT ELEVATOR, SOLIDWORKS

DESCRIPTION: This document shows the design and construction of a cargo elevator for the company SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S which aims to supply the need for transporting raw materials and finished products to the different floors of the company and thus use the space more efficiently and avoid accidents.

This document is organized as follows: as a starting point is shown the minimum requirements for the elevator given by the customer and, subsequently, a review of bibliographic and rules governing the design and construction of these machines to meet safety standards and recommendations given for the correct operation of the forklift.

Subsequently, the step-by-step design and selection of the components are detailed, following the recommendations given by the studied literature and conducting their verification using simulations in different software programs designed for this purpose, plus a summary of the construction process with photographic evidence.

Finally, the maintenance plan, technical sheet and other important documentation that allows the machine to be identified and allows preventive and corrective maintenance to be carried out.

*Degree work

**Faculty of Physic mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Jorge Enrique Meneses Florez. Magister in Mechanical Engineer.

INTRODUCCIÓN

El transporte vertical de carga ha sido una necesidad constante presente en empresas, almacenes y plantas de producción, pues debido al uso de inventarios, stocks de materias primas o productos terminados se hace necesario el traslado de dichos materiales a niveles superiores o inferiores del recinto ya sea para almacenamiento, embalaje, producción, distribución, entre otras.

La finalidad del presente proyecto es diseñar y construir un elevador de carga para la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S que permita el transporte y distribución de la materia prima y de productos terminados a las distintas plantas o pisos del edificio, optimizando el uso del espacio y reduciendo los posibles accidentes o lesiones que le pueda generar a los trabajadores el transporte de estos materiales por las escaleras. Con la ayuda del software SolidWorks para el modelamiento CAD y teniendo en cuenta las distintas normas colombianas e internacionales que rige la construcción de elevadores se busca implementar los requerimientos en seguridad y funcionalidad que rigen a los elevadores de carga.

La implementación de este elevador de carga ayudará al crecimiento y mejoramiento de la empresa SERGAR S.A.S reduciendo costos de operación, aprovechamiento del espacio, mayor seguridad en el trabajo y tiempos muertos.

1 OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un proyecto de ingeniería en la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S que brinde una solución a la problemática del transporte de materiales maquilados y del uso ineficiente de espacio en la planta, permitiendo reducir tiempos de operación y mitigando posibles accidentes laborales, todo esto con el fin de dar cumplimiento a los valores misionales de la Universidad Industrial de Santander y apoyar al crecimiento de la pequeña y mediana empresa colombiana.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar un elevador de carga electromecánico, de tres niveles, bajo costo y fácil mantenimiento, mediante modelamiento CAD (SolidWorks) y CAE (ANSYS).
- Construir el elevador de carga que cumpla con los requerimientos de diseño expuestos anteriormente.
- Instalar el elevador de carga, comprobado el funcionamiento adecuado del sistema, mediante una prueba de desempeño a carga máxima, en donde se registren las variables físicas.
- Diseñar y entregar el plan de mantenimiento del elevador de carga.
- Realizar la ficha técnica de elevador de carga.

1.3 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S

La empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S enlisto los requerimientos para el elevador de carga:

- Carga máxima: 1000 kg.
- Elevación: 10,5 metros.
- Velocidad nominal de operación: 0,5 m/s.
- Ciclos diarios: 20.
- Sistema de elevación de carga tipo doble puerta, con una puerta independiente para cada nivel y otra para la cabina del elevador.
- Elevador de carga apto para el transporte de estibas de carga con dimensiones de 1,70 m x 1,70 m x 0,8 m.
- Dimensiones del pozo 2,6 m x 2,9 m x 7.56 m.
- Elevador de carga que cumpla con la norma ICONTEC NTC 2769-1.
- Nivel de automatización: Automatismo basado en un controlador lógico programable comercial (PLC). Interfaz hombre maquina (HMI), compuesta por un display, el cual brindara información sobre el nivel en el que se encuentra el elevador y posibles mensajes de alerta, tales como: Exceso de carga, puerta de nivel o cabina no cerrada, entre otros. Además, de un grupo de botones que controlará el desplazamiento de la cabina en dos modos: uno manual para casos de emergencia y otro automático, el cual contendrá 3 botones para seleccionar el nivel deseado (funcionamiento estándar).
- Económico.
- Fácil manufactura.
- Fácil mantenimiento.
- Control intuitivo.
- Estabilidad estructural.
- Estabilidad en la cabina.
- Sistema automatizado.
- Seguro.
- Suficiente volumen útil de la cabina.

- Velocidad de ascensor y descenso aceptable.

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S, ubicada en el departamento de Santander, específicamente en la ciudad de Bucaramanga, se dedica a la maquila y distribución de productos (telas, hilos, sogas, mallas extruidas, entre otros) agrícolas e industriales manufacturados a base de polipropileno. La empresa brinda servicios de corte, unión y embobinado de telas plásticas, tales como poli sombra, tela verde de construcción, malla gallinero, entre otros.

Actualmente, el material maquilado por la empresa es depositado en carros de carga y transportados a una zona temporal de acopio, ubicada en la primera planta del edificio de la empresa, donde se organizan a manera de fila los carros de carga. La problemática radica en que los carros de carga ocupan un espacio considerable en la primera planta, lo cual ocasiona un desperdicio del recinto útil y dificulta el flujo de materiales por la zona circundante.

Otro factor que considerar es el tiempo requerido por un empleado para el transporte de materiales maquilados desde una planta a otra, el cual emplea una hora y media en subir el contenido total de un carro de carga, al desplazar uno a uno los rollos contenidos en el carro. Esta situación no es factible en la actualidad, pues, genera un desperdicio por manipulación de material e implica un gasto de mano de obra excesivo para poder transportar el contenido de un carro de carga en un tiempo aceptable, además de representar un riesgo para el personal que realiza el traslado del material, ya que, esta actividad implica desplazarse a través de escaleras de alta inclinación, con visibilidad reducida y carga pesada.

En concordancia con la problemática expuesta y con el fin de buscar una solución definitiva a las dificultades operativas en el transporte del material maquilado, se plantea la siguiente pregunta problema : ¿De qué manera un elevador de carga automatizado de

tres niveles y bajo costo permite mejorar el tiempo de transporte de materiales maquilados, liberar y aprovechar el espacio útil en la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S, aplicando los valores misionales de la Universidad Industrial de Santander y apoyando al mejoramiento de la pequeña y mediana empresa colombiana?.

3 JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto tiene gran importancia para la ingeniería mecánica, pues permite aplicar y validar en la práctica los modelos matemáticos y teóricos, existentes para el diseño de los diferentes elementos de máquina que componen el sistema del elevador de carga. Además de dar cumplimiento a la misión de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, contribuyendo al desarrollo social, científico y tecnológico y dando respuesta a las necesidades de la sociedad.

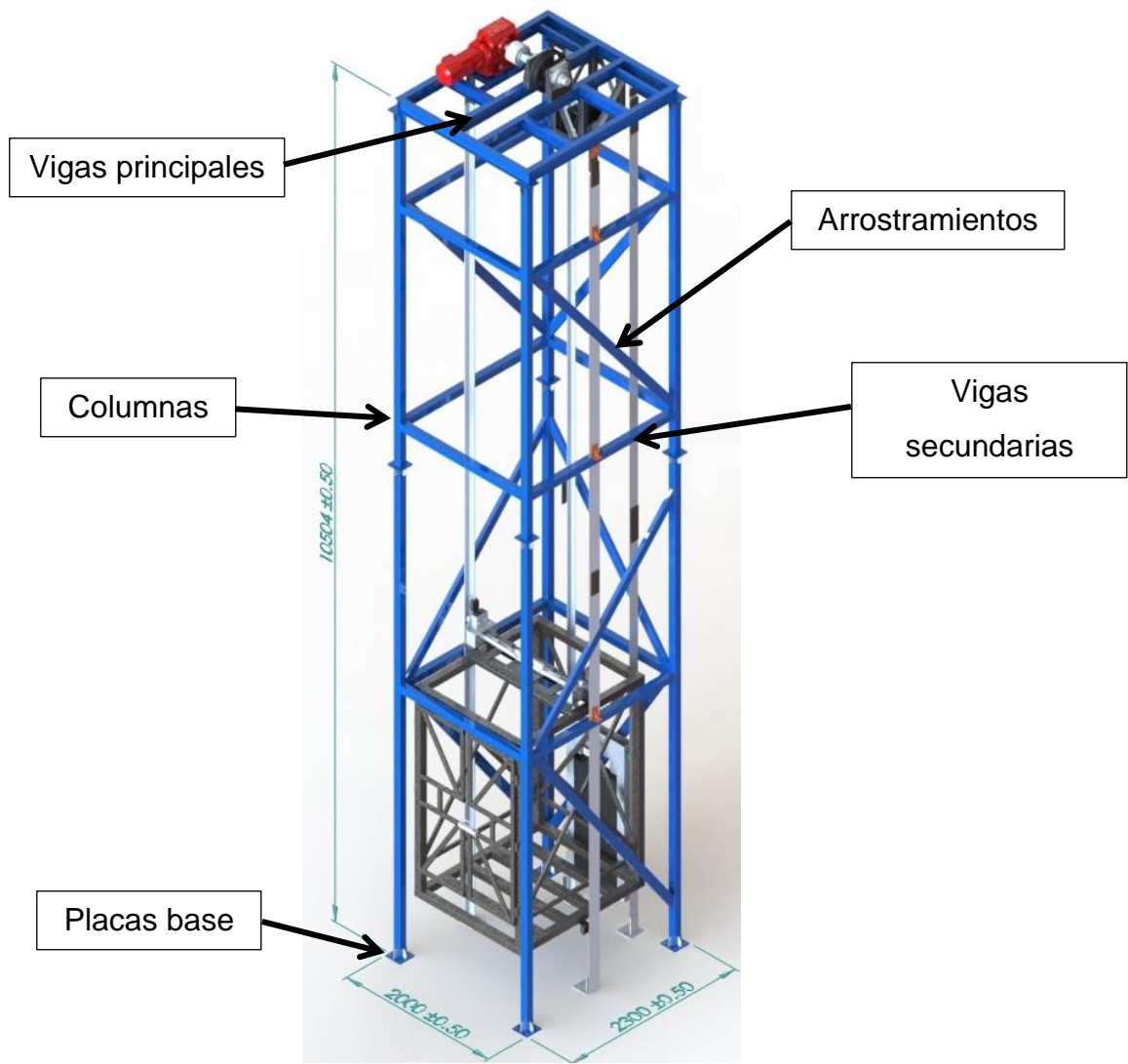
El impacto social del proyecto está dirigido a la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S, la cual se cataloga como una mediana empresa del sector textil sintético en Colombia. El proyecto aporta una solución práctica a los problemas de transporte de material maquilado mejorando tiempos de transporte de material y reduciendo posibles accidentes laborales, lo cual aporta en gran medida al desarrollo tecnológico y el crecimiento de la empresa.

Asimismo, este proyecto contribuye en el ámbito económico pues brinda la posibilidad a la empresa de adquirir un elevador de carga que permita organizar y transportar su materia prima de un piso a otro, evitando usar ineficientemente el espacio de almacenamiento, haciendo una inversión de capital menor comparado con la adquisición de un elevador de carga comercial.

4 PRESENTACIÓN GENERAL DEL ELEVADOR DE CARGA

A continuación se muestra el elevador de carga diseñado para la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S que cumple con los requerimientos del cliente, para ver las fotografías del montaje del elevador (véase Anexo 10 al Anexo 21). En la Figura 1 se ilustra las dimensiones finales del diseño CAD del elevador y los componentes mecánicos y estructurales que posee el diseño.

Figura 1. Elevador de carga



El elevador de carga fue construido para una edificación de tres pisos capaz de transportar una carga máxima de 1 tonelada de carga, las dimensiones son las mostradas en la Figura 1. El montacargas cuenta con un área útil de cabina de 2,9 m², su velocidad nominal y aceleración es de 0,5 m/s y 0,5 m/s² respectivamente, además es capaz de realizar 20 ciclos diarios de trabajo, silencioso y de fácil mantenimiento.

Los perfiles seleccionados para la estructura del elevador fueron los siguientes:

- Vigas principales: Perfil IPE 140 ASTM A 572 grado 50
- Vigas secundarias: Perfil tubo cuadrado 90 x 90 x 2.5mm
- Columnas: Perfil tubo cuadrado 90 x 90 x 2.5mm
- Arrostramientos: Perfil tubo rectangular 50 x 30 x 2mm
- Placas base: Lamina H.R A-36 Cal ½"
- Columnas soporte polea de desvió: Tubo cuadrado 3 in x 3 in x 0.25 in

El elevador está compuesto de diferentes sistemas expuestos a continuación:

- Sistema estructural
- Sistema motriz
- Sistema de seguridad
- Sistema de control

4.1 SISTEMA ESTRUCTURAL

En un elevador de carga es muy importante una buena resistencia y estabilidad estructural que permita el correcto funcionamiento del montacargas y resistir los esfuerzos generados por aceleraciones o accionamiento de los sistemas de seguridad.

El elevador está compuesto en su mayoría de perfiles IPE para las vigas primarias y secundarias, tubos cuadrados para las columnas, tubos rectangulares para los arrostramientos, ángulos, láminas y mallas que permiten cumplir con los estándares de seguridad y estabilidad estructural.

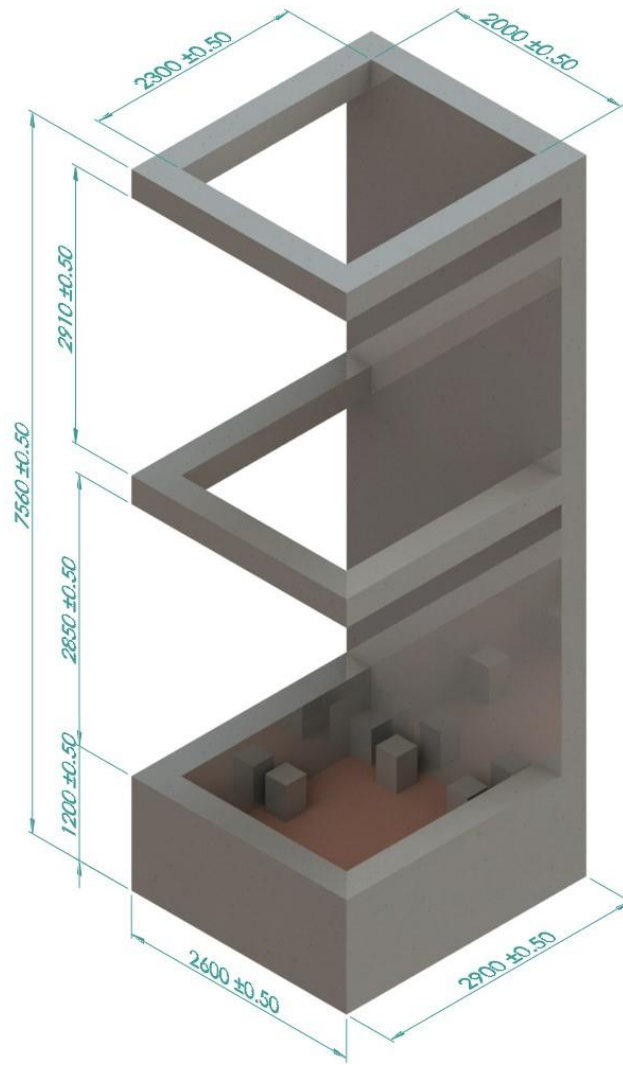
4.1.1 Dimensionamiento

Para el diseño del elevador primeramente se tuvo en cuenta el edificio y el área destinada para la construcción del equipo con el fin de realizar un pre-dimensionamiento y tomar las precauciones pertinentes para la instalación del montacargas.

4.1.2 Hueco.

Después de tomar las medidas necesarias en el sitio en donde se ubicó el elevador y teniendo las consideraciones dadas por Miravete y Larrodé (véase Anexo 38), en la Figura 2 se ilustran las dimensiones para el hueco, las alturas entre pisos, área disponible para la estructura del elevador y las placas base de donde se sujetaron las guías de la cabina y el contrapeso.

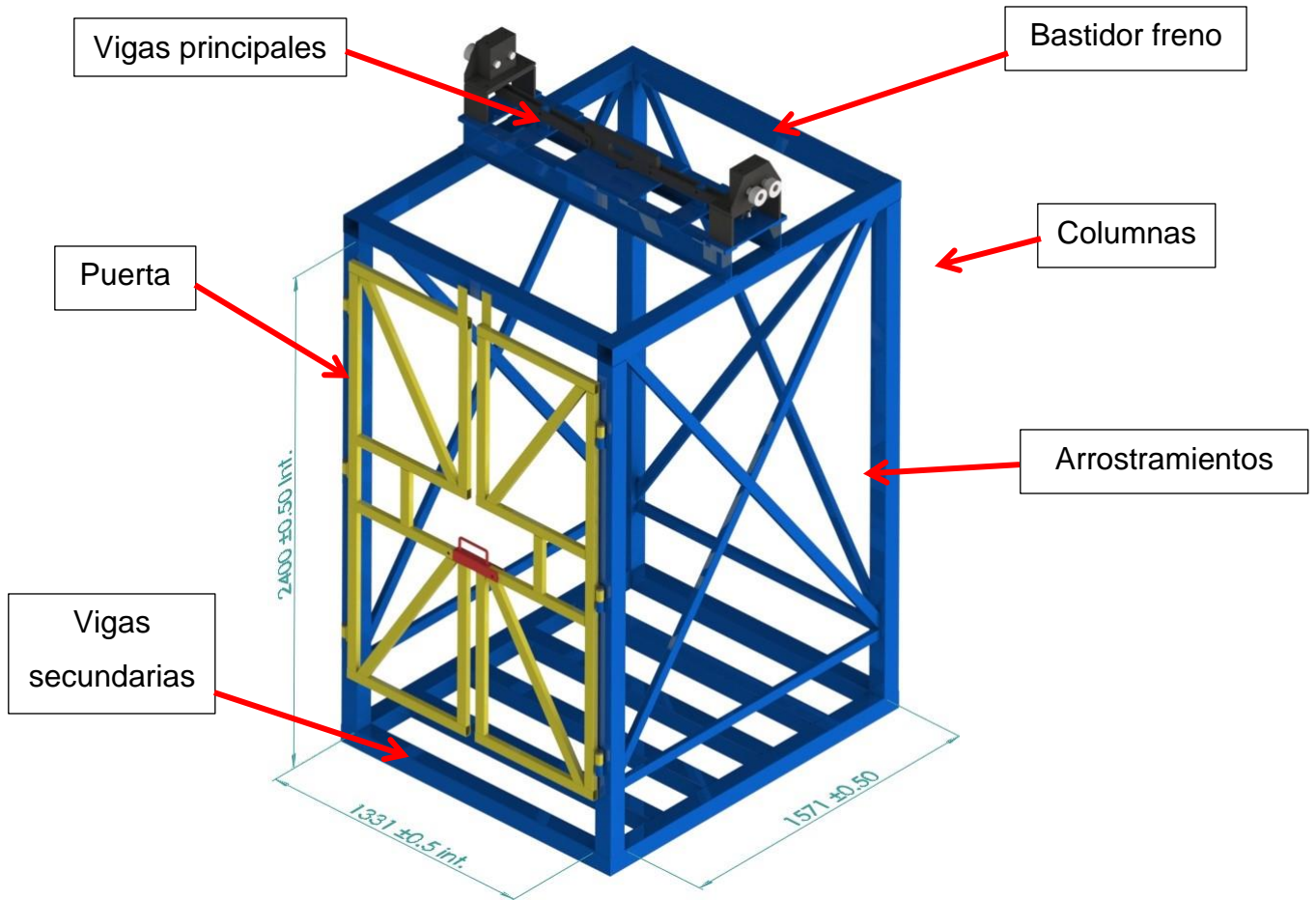
Figura 2. Hueco del elevador de carga



4.1.3 Cabina.

Tomando en consideración las dimensiones de las estibas que transportan los rollos de materia prima y productos terminados, además de tener en cuenta las consideraciones pertinentes (véase Anexo 38), se realizó el dimensionamiento de la cabina.

Figura 3. Cabina



La cabina está compuesta de distintos perfiles estructurales que se describirán a continuación, para ver a detalle el cálculo y selección de los perfiles estructurales (véase capítulo 5):

- Columnas: Perfil tubo cuadrado 90 x 90 x 2.5mm
- Vigas principales: Perfil IPE 140 ASTM A 572 grado 50
- Vigas secundarias: Perfil tubo cuadrado 90 x 90 x 2.5mm
- Arrostramientos y puerta: Perfil tubo rectangular 50 x 30 x 2mm

Bastidor freno: Lamina H.R A-36 Cal $\frac{1}{2}$ "

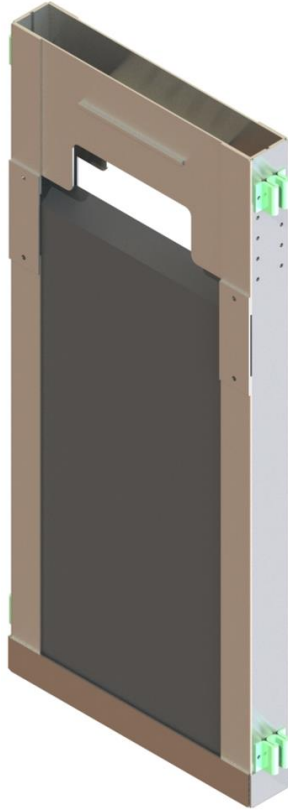
4.2 SISTEMA MOTRIZ

El montacargas usa un motor de corriente altera (AC) de 10 HP, freno electromecánico y para la transmisión de potencia y movimiento se usó un sistema de polea de adherencia, que se compone de cables metálicos, polea de desvío y contrapeso.

Los cables metálicos empleados fueron cable con alma de hacer tipo SEALE 8x19 con diámetro nominal de $\frac{1}{2}$ pulgada. El dimensionamiento y selección de los mismo se apoyaron en la normativa técnica de construcción de elevadores de carga y las recomendaciones técnicas de la bibliografía guía, tal como se puede observar en el anexo 5.8.

La estructura del contrapeso se realizó de forma modular empleando Angulo HR de $2\frac{1}{2}$ x $\frac{1}{4}$ pulgadas y lamina HR de $\frac{1}{2}$ ", con fácil fabricación y ensamble. Las pesas que contiene están hechas de concreto armado debido a que son más fáciles y baratas de construir, en la Figura 4 se ilustra el modelo CAD del contrapeso y la ubicación de las zapatas que lo guiaran.

Figura 4. Contrapeso



Las poleas se adquirieron de chatarra por ser más baratas en comparación a usar un modelo y realizar el proceso de fundición. Se les realizó el respectivo mecanizado a las gargantas para el tipo de cable a utilizar y el perfil necesario para generar suficiente adherencia con los cables, están fabricadas en fundición gris y cumplen con la geometría mínima necesaria para el elevador. A continuación, se muestra la polea de tracción comprada.

Figura 5. Polea de adherencia

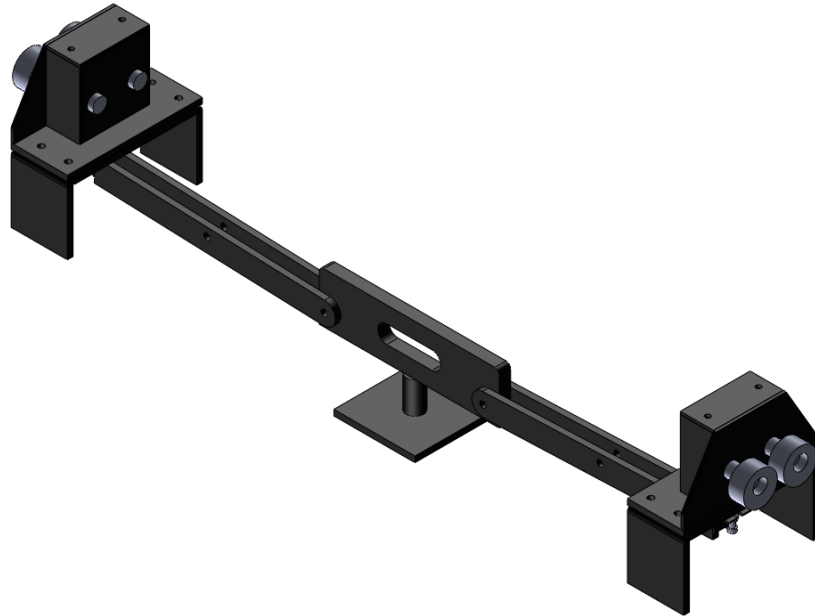


4.3 SISTEMA DE SEGURIDAD

Para este tipo de equipos la seguridad es un factor crucial para su diseño y se debe tomar las precauciones necesarias para evitar accidentes tanto a los operarios del elevador como para el personal encargado del mantenimiento.

El elevador cuenta con un freno electromecánico acoplado a la salida del eje del reductor y al eje que transmite el movimiento a la polea de tracción, su función principal es no permitir que la cabina suba o baje si hay algún corte de luz. Además cuenta con un freno mecánico ubicado sobre la cabina, su función principal es frenar la cabina dado el caso que se produzca una rotura de los cables, esto evita que la cabina caiga a gran velocidad y pueda ocasionar algún accidente. En la Figura 6 se ilustra el diseño CAD del freno mecánico y las partes que lo componen.

Figura 6. Freno mecánico



Su funcionamiento consiste en barras que pivotan y debido a la tensión constante de los cables, mueven los ejes excéntricos de la caja y los separa de las guías de la cabina para permitir su movimiento, cuando se cortan los cables, la placa ubicada en la mitad descende por su mismo peso provocando un pivote contrario que hace que los ejes se acerque y generen una presión sobre las guías y de esta forma frenen la cabina.

Por último, cuenta con amortiguadores ubicados en el foso, uno ubicado debajo de la cabina y otro ubicado debajo del contrapeso, su función es, en el caso que los sistemas de seguridad anteriormente mencionados fallen, los amortiguadores absorban la mayor cantidad de energía cinética y potencial de la cabina y el contrapeso reduciendo de esta forma daños estructurales.

4.4 SISTEMA DE CONTROL

El montacargas cuenta con diferentes sistemas de control que permiten una mayor seguridad en la operación del equipo y reducción de errores humanos, todo accionado por medio de caja de botones con modo manual y automático.

Para garantizar que no se exceda la carga máxima permitida, se instalaron celdas de carga que miden constantemente el peso de la cabina y en dado caso de exceso de peso, genera una alarma y no permite el funcionamiento de la cabina hasta que se reduzca la carga, en la Figura 7 se ilustra el sensor de carga utilizado para la cabina con referencia OIML mod WL1263.

Figura 7. Sensor de carga



Para las paradas a nivel de cada piso se utilizó sensores de final de carrera y sensores inductivos PNP para cerciorarse que la puerta de piso y la puerta de cabina estén cerradas antes de accionar el elevador.

¡Todos estos elementos están controlados por medio un PLC LOGO! 8 24RCE marca Siemens mostrado a continuación:

Figura 8. Logo!8 24 RCE Siemens



4.5 Recomendaciones y normativa para la construcción de elevadores de carga

Para el diseño y construcción de montacargas es muy importante tener en cuenta las normativas de diseño y seguridad, ya que son equipos que pueden ocasionar graves accidentes, daños materiales y causar lesiones de distintas magnitudes a los operadores de estos equipos, por tal razón, el presente elevador se elaboró basado en distintos

recursos bibliográficos y normativas tanto internacionales como nacionales, tal como la norma ICONTEC NTC 2769-1 entre otras, para ver detalladamente estas recomendaciones (véase Anexo 38)

5 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELEVADOR DE CARGA

5.1 PARÁMETROS DEL ELEVADOR

Para iniciar con los cálculos de los distintos componentes elevador de carga o montacargas es necesario saber cuáles son los requerimientos del cliente en capacidad de carga, número de ciclos de trabajo diaria, espacio útil de la cabina, entre otros, a continuación, se muestran los requerimientos que debe cumplir el montacargas, parámetros dados por el cliente y otros por el diseñador.

- Carga máxima: 1000 kg
- Velocidad nominal: 0,5 m/s
- Aceleración: 0,5 m/s²
- Ciclos diarios: 20
- Altura elevador: 10,5 m

5.2 CABINA

Elemento encargado de soportar la carga y la materia prima para ser transportada verticalmente por cada uno de los pisos del edificio.

Peso aproximado de la cabina:

$$Q_b = 400 \text{ kg}$$

$$Q_b = 3922.66 \text{ N}$$

$$\text{Área útil} = 1.331 \text{ m} \times 1.571 \text{ m}$$

$$\text{Área útil} = 2.902 \text{ m}^2$$

Este valor de área útil es mayor al permitido a la norma técnica colombiana NTC 2769 para una capacidad de carga de 1000 kg (véase Anexo 38), sin embargo, la cabina cuenta con una celda de carga programada para enviar una señal de alarma y de no funcionamiento del elevador si se excede el valor de carga máxima.

5.3 CONTRAPESO

El peso del contrapeso generalmente es igual al peso de la cabina más el 50% de la capacidad máxima de la cabina.

$$Q_c = Q_b + Q_u \quad (1)$$

Donde:

Q_c = Peso del contrapeso.

Q_b = Peso de la cabina.

Q_u = Carga máxima de la cabina.

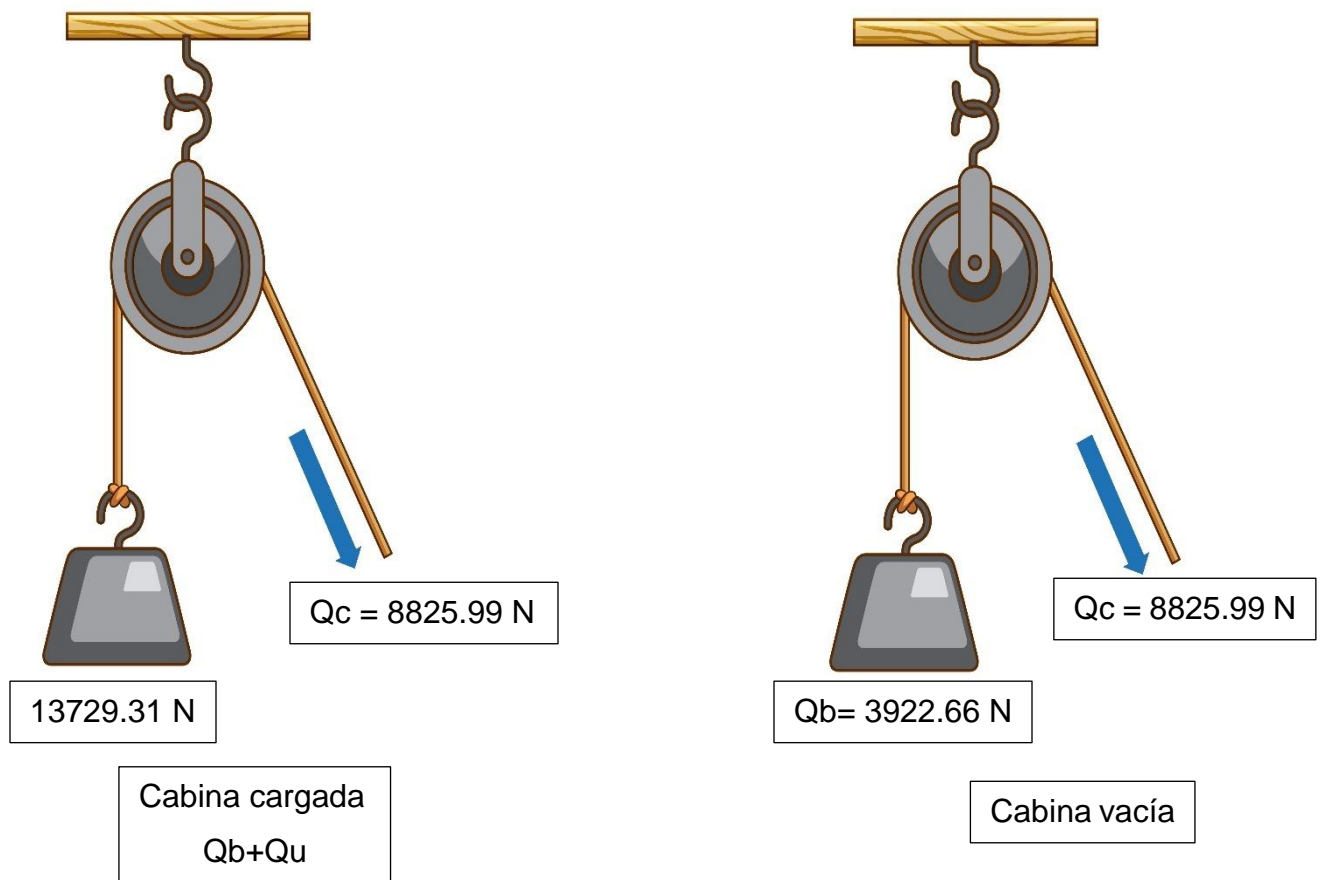
$$Q_u = 9806.65 \text{ N}$$

$$Q_c = 3922.66 \text{ N} + 0,5 * 9806.65 \text{ N}$$

$$Q_c = 8825.99 \text{ N}$$

5.4 TENSIÓN DE CABLES

Figura 9. Carga de tensión de los cables

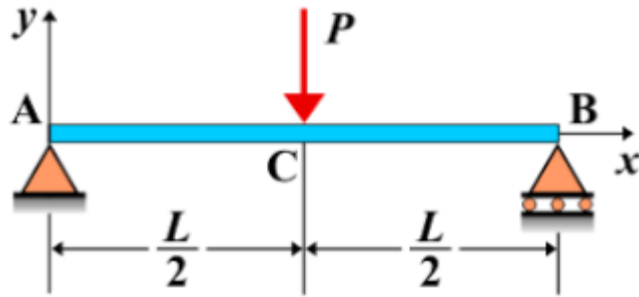


Fuente: FREEPIK. Vectores de polea. freepik [página web]. (2010). [Consultado el 21, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://www.freepik.es/vectores/polea>.

5.5 CÁLCULO VIGAS PRINCIPALES

El problema presentado es el de una viga simplemente apoyada con carga puntual ubicada en la mitad de la longitud de esta. Perfil en forma de I con doble simetría

Figura 10. Viga simplemente apoyada – carga puntual en el centro



Fuente: vaxasoftware [página web]. [Consultado el 28, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/vigasdef.pdf.

Donde la longitud de la viga y la carga puntual a aplicar es la obtenida (Anexo 1):

$$C_u = 3453.668 \text{ kgf}$$

$$L = 2.22 \text{ m}$$

De los diagramas de cortante y momento máximo se obtuvo los siguientes datos (Anexo 1):

$$V_{\max} = 1727 \text{ kgf (Cortante máximo)}$$

$$M_{\max} = 1917 \text{ kgf}\cdot\text{m (Momento máximo)}$$

5.5.1 Pre-dimensionamiento por demanda.

En esta sección se hace una primera aproximación del perfil IPE que funcionará correctamente para este caso, para esto usando el momento máximo calculado anteriormente se obtiene el valor de modulo plástico mínimo necesario en el perfil IPE (Anexo 1):

$$Z_x = 60.529 \text{ cm}^3$$

Con el catálogo de perfiles IPE (Anexo 1) se evidenció que el perfil adecuado para este caso sería el IPE 140 con un módulo plástico de $Z_x=88.9 \text{ cm}^3$ que es mayor al requerido por la viga.

5.5.2 Clasificación de la sección de acuerdo con su esbeltez.

Luego se debe saber los estados límites aplicables para el caso que se presenta, primero se debe conocer si las alas (elementos no atiesados) y el alma (elementos atiesados) del perfil IPE 140 seleccionado son esbeltos o no.

Con los cálculos (Anexo 1) se comprobó que tanto el ala como el alma de la viga son elementos compactos, por tal razón se conoce que los estados límites aplicables son: por fluencia (plastificación de la sección) y pandeo lateral-torsional.

5.5.3 Plastificación de la sección.

Conocidos los estados límites aplicables para el presente caso se procede a calcular los respectivos valores de resistencia nominal a la flexión M_n , “Se toma como el menor entre los valores obtenidos para los estados límites de plastificación de la sección (momento plástico) y pandeo lateral – torsional”⁹.

Según los cálculos (Anexo 1) se obtuvo el siguiente valor de M_n :

$$M_p=310727.7 \text{ kgf}\cdot\text{cm}=3.107 \text{ ton}\cdot\text{m}$$

⁹ ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR 10. Bogotá D.C: [s.n.]. 61 p.

5.5.4 Pandeo lateral torsional.

Para encontrar el valor de resistencia nominal a la flexión M_n en el caso del pandeo lateral torsional primero se debe saber que caso aplica según las longitudes mostradas explicadas a continuación:

- Cuando $L_b \leq L_p$, no se aplica el estado límite de pandeo lateral-torsional.
- Cuando $L_p \leq L_b \leq L_r$

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0,7 \cdot F_y \cdot S_x) \cdot \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right] \quad (2)$$

- Cuando $L_b \geq L_r$

$$M_n = F_{cr} \cdot S_x \leq M_p$$

Donde:

“ L_b = Longitud comprendida entre dos puntos que están arriostrados ya sea contra el desplazamiento lateral de la aleta a compresión o contra la torsión de la sección transversal.

$L_b = 222$ cm (Como la viga no tiene arrostramientos su valor es igual a la longitud total).

L_p = Máxima longitud sin arrostramiento lateral para la cual se debe alcanzar el estado límite de plastificación (momento plástico) bajo condición de momento uniforme.

L_r = Máxima longitud sin arrojamiento lateral para la cual se alcanza el estado límite de pandeo lateral torsional en el rango inelástico¹⁰.

Después de realizados los cálculos se obtuvieron los siguientes valores (Anexo 1):

$L_b=222$ cm

$L_p=71.11$ cm

$L_r=259.4$ cm

Debido a que $L_p \leq L_b \leq L_r$ entonces la formula a utilizar para M_n es la siguiente:

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0,7 \cdot F_y \cdot S_x) \cdot \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right]$$

Donde:

M_u = Valor absoluto del momento máximo en el segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

M_a = Valor absoluto del momento a un cuarto de la longitud del segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

M_b = Valor absoluto del momento en el punto medio del segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

M_c = Valor absoluto del momento a los tres cuartos de la longitud del segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

R_m = Parámetro de mono simetría de la sección transversal

$R_m = 1$ para miembros de doble simetría¹¹.

¹⁰ Ibíd., p 18-19.

¹¹ Ibíd., p. 60.

5.5.4.1 Coeficiente de flexión Cb

Es el factor de modificación para pandeo lateral-torsional y se calcula con la siguiente formula:

$$C_b = \left(12,5 \frac{M_u}{2,5 M_u + 3M_a + 4M_b + 3M_c} \right) \cdot R_m \quad (3)$$

Primero se procede a calcular los momentos Ma, Mb y Mc así (Anexo 1):

$$M_A = 1727 \text{ kgf} \cdot 0,555 \text{ m} = 958,485 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

$$M_B = 1727 \text{ kgf} \cdot 1,11 \text{ m} = 1916,97 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

$$M_C = 3834 \text{ kgf} - 1727 \cdot 1,665 \text{ m} = 958,545 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

Ahora ya se tienen todos los valores necesario para calcular el coeficiente Cb

$$C_b = \left(12,5 \cdot \frac{1917 \text{ kgf}\cdot\text{m}}{2,5 \cdot 1917 + 3 \cdot 958,485 + 4 \cdot 1916,97 + 3 \cdot 958,545} \right) \cdot 1 = 1,316$$

Como se puede observar (Anexo 1), el valor calculado de Cb es muy parecido al esperado para un miembro sometido a flexión simplemente apoyado y con una carga puntual en el centro, además, se hizo el análisis de la viga en el software SAP 2000 para corroborar los datos obtenidos, dando como resultados los mismo valores calculados a mano (Anexo 2).

Ahora ya se puede calcular el valor de resistencia nominal a la flexión Mn:

$$M_n = 1,316 \left[310727,7 \text{ kgf}\cdot\text{cm} - \left(310727,7 \text{ kgf}\cdot\text{cm} - 0,7 \cdot 3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 77,3 \text{ cm}^3 \right) \cdot \left(\frac{222 \text{ cm} - 71,11 \text{ cm}}{259,4 \text{ cm} - 71,11 \text{ cm}} \right) \right]$$

$$M_n = 282033.4783 \text{ kgf}\cdot\text{m} = 2.82 \text{ ton}\cdot\text{m}$$

Al comparar los dos valores de M_n calculados para los casos de plastificación de la sección y pandeo lateral – torsional se escoge el menor valor M_n que sería el del caso de Pandeo lateral – torsional.

$$M_n = 2.82 \text{ ton}\cdot\text{m}$$

5.5.5 Resistencia de diseño.

Se procede a calcular la resistencia de diseño en flexión para comprobar si la viga seleccionada soportará el momento requerido por el sistema:

$$\Phi_b \cdot M_n = 0,9 \times 2,82 \text{ ton}\cdot\text{m} = 2,538 \text{ tonf}\cdot\text{m}$$

$$M_u = M_{\max} = 1,917 \text{ tonf}\cdot\text{m}$$

Se recuerda que M_u es la resistencia nominal a la flexión, como M_u es el momento requerido por el sistema y es menor a M_n que es el disponible, entonces la viga resistirá.

5.6 CÁLCULO COLUMNAS PRINCIPALES

En el diseño de las columnas pertenecientes a la estructura auto portante del elevador de carga se contempló las dimensiones y el espesor requerido del perfil tubular estructural seleccionado (PTE), con el fin de garantizar la resistencia a los modos de falla a los cuales estará sometida la estructura a lo largo de la vida útil.

5.6.1 Estimación carga muerta

Como lo indica McCormac y Csernak¹², la carga muerta de una estructura metálica hace referencia a los elementos constantes a lo largo del tiempo, tales como peso propio de la estructura, accesorios y elementos de apoyo.

Se estiman los elementos que componen la carga muerta de la estructura auto portante y se obtiene el siguiente valor (véase Anexo 6):

$$C_{muerta}=2740.76 \text{ kg}$$

5.6.2 Estimación carga viva

La carga viva se define como lo plantea McCormac y Csernak¹³, es la carga que puede cambiar de magnitud y dirección. Dichas causas son generadas por la ocupación de la estructura metálica, de su uso o de su mantenimiento.

En el caso actual, la carga viva está compuesta por los dos factores variables: el peso en la cabina y el peso estimado de la estructura de la cabina.

$$C_{viva}=C_{util}+C_{cabina}=1000\text{Kg}+400\text{Kg}=1400\text{Kg}$$

5.6.3 Combinación de carga de diseño

¹² MCCORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. 5a ed. México D.F: Alfaomega, 2013. P 41. ISBN 978 607 707 559 2.

¹³ *Ibíd.*, p. 42.

La carga mayorada para el análisis por el método LRDF según el Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente¹⁴, se puede estimar de la siguiente manera:

$$C_{\text{mayorada}} = 1.4 * C_{\text{muerta}} + 1.6 * C_{\text{viva}} = 1.4 * 2750 + 1.6 * 1400 = 6090 \text{ Kg}$$

Asumiendo que la distribución de carga es uniforme en las cuatro columnas componentes de la estructura auto portante, se puede entonces definir la carga mayorada para cada columna.

$$C_{\text{diseño}} = \frac{6090}{4} = 1522.5 \text{ Kg}$$

5.6.4 Diseño de miembro estructural a compresión

El procedimiento de diseño mostrado en esta sección corresponde a la metodología expuesta por la Norma Técnica Colombiana de Construcción Sismo Resistente, en el Título F, correspondiente a las estructuras metálicas.

5.6.5 Clasificación de perfil para pandeo local

Conociendo la relación ancho/espesor y el límite del factor de esbeltez λ_r , se puede definir el perfil como perfil con elementos esbeltos o sin elementos esbeltos, donde en el caso del perfil con elementos esbeltos el factor de esbeltez excede el valor límite de la relación ancho espesor.

¹⁴ REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCION SISMO RESISTENTE.NSR-10. Titulo B- Cargas. Bogotá D.C: Asociación Colombiana de ingeniería sísmica. 1997. p 5.

$$\text{Rel} \frac{\text{Ancho}}{\text{Espesor}} = \frac{B}{t} = \frac{83.025\text{mm}}{2.32\text{mm}} = 35.710$$

Donde:

B = Distancia del alma del perfil estructural.

t = Espesor de diseño según norma, 93% del espesor nominal.

Tal como está establecido por el Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente¹⁵, se procede a calcular el límite de la relación ancho espesor λ_r , según el tipo de perfil estructural.

$$\lambda_r = 1.40 * \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 1.40 * \sqrt{\frac{207 * 10^9}{317 * 10^6}} = 35.775$$

En resumen, el perfil se clasifica como un perfil sin elementos esbeltos, el cual deberá ser analizado por el modo de falla de flexión de Euler.

Teniendo en cuenta el Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente¹⁶, en correspondencia con el diseño de elementos a compresión se identifica el modelo de falla crítico que debe ser validado para la sección transversal seleccionada para las columnas (véase Anexo 6).

¹⁵ REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCION SISMO RESISTENTE.Nsr-10. Titulo F- Estructuras metálicas. Bogotá D.C: Asociación Colombiana de ingeniería sísmica. 1997. p 34.

¹⁶ Ibíd., p. 47.

Se aplica el estado límite de pandeo por flexión (flexión de Euler), correspondiente al numeral F.2.5.3.

La resistencia nominal a la compresión será entonces:

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g \quad (4)$$

En primer lugar, se debe comparar la longitud efectiva de la columna S_r con el factor $4.71 \cdot \left(\frac{E}{F_y}\right)^{0.5}$ y en base al resultado de la operación efectuar la fórmula especificada.

Para el cálculo de la relación de esbeltez, se deben conocer los valores de longitud efectiva para la columna y el radio de giro de la sección transversal de la columna.

En el caso actual, se seleccionó un tubo de 90 x 90 x 2,5 mm. El área de la sección transversal son 8.59 cm², la inercia son 108.57 cm⁴ y el radio de gira resulta en un valor de 3.556 cm.

La ecuación del factor de esbeltez, de acuerdo con Hamrock, Jacobson, y Schmid¹⁷, se describe de la siguiente manera:

$$\delta_r = \frac{K \cdot L}{r} \quad (5)$$

Donde:

K = Factor de corrección de longitud efectiva debido a los apoyos extremos.

¹⁷ HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. ELEMENTOS DE MAQUINAS. México D.C: McGRAW-HILL, 2000. p 368. ISBN 970-10-2799-X.

r = Radio de giro de la sección transversal de la columna.

L = Longitud de la columna.

De acuerdo con la recomendación de Hamrock, Jacobson, y Schmid¹⁸, para el valor de K , en el caso de una columna apoyada en un extremo y con el otro extremo empotrado, se recomienda un valor según la AISC e 0.81 como valor de diseño.

Entonces,

$$\delta_r = \frac{0.81 \cdot 9 \text{ m}}{0.03556 \text{ m}} = 205.026$$

El valor del factor $4.71 \cdot \left(\frac{E}{F_y}\right)^{0.5}$ para la columna seleccionada resulta en 120.4.

Con estos resultados la fórmula para el cálculo del esfuerzo a compresión se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$F_{Cr} = 0.877 \cdot F_e \quad (6)$$

Para el cálculo del esfuerzo de Euler, se emplea la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot E}{S_r^2} = 48.601 \text{ MPa}$$

Con este resultado se obtiene un valor de $F_{Cr} = 42.62 \text{ MPa}$

¹⁸ Ibíd., p.

Siguiendo con el procedimiento, el valor de la resistencia a la compresión de la columna seleccionada resulta:

$$P_n = 42.62 \text{ MPa} * \left(\frac{8.59 \text{ cm}^2}{100^2} \right) = 36.613 \text{ kN}$$

Ahora bien, teniendo el valor de la fuerza resistente a la compresión se evalúa el valor de diseño, siguiendo la recomendación de la normativa técnica¹⁹, de manera que la fuerza de diseño se calcula como:

$$F_d = 0.9 * P_n \quad (7)$$

$$F_d = 0.9 * 36.613 \text{ KN} = 32.95 \text{ kN}$$

En suma, teniendo en cuenta que el valor de carga de diseño de la columna seleccionada es de 14,59 kN y considerando este valor contra el valor obtenido de 32.95 kN de resistencia a la compresión, se valida como suficiente y seguro el perfil estructural seleccionado para la construcción de la estructura auto portante del elevador de carga actual.

5.7 CÁLCULO POTENCIA DEL MOTOR

Inicialmente, se plantea el diagrama de cuerpo libre de la cabina del sistema de elevación, obteniendo la ecuación mostrada a continuación.

¹⁹ REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCION SISMO RESISTENTE. Nsr-10. Título F- Estructuras metálicas. Bogotá D.C: Asociación Colombiana de ingeniería sísmica. 1997. p 72.

$$\Sigma F_y=0: N_c * T_t - W_{util} - \left(\frac{W_{util}}{g}\right) * a = 0 \quad (8)$$

Donde:

N_c = Numero de cables de tracción.

T_t = Tensión de cada cable de tracción de 1/2 in.

W_{util} = Carga útil equivalente (Carga útil + cabina)

g = Aceleración por gravedad (9,81 m/s²)

Teniendo en cuenta la cinemática del movimiento, se establece la ecuación de movimiento circular para calcular la velocidad angular necesaria para alcanzar la velocidad nominal de ascenso de 0,5m/s.

$$V_{lineal} = W_{rad} * R_{traccion} \quad (9)$$

Donde:

R_t = Radio de la polea de tracción en metros.

W_{rad} = Velocidad angular de la polea de tracción en radianes.

V_{lineal} = Velocidad de ascenso estándar en m/s.

De igual manera, se plantean las ecuaciones de cinemática para el contrapeso del sistema de elevación, obteniéndose así las siguientes ecuaciones.

$$W_c - 4 * T_{des} = \left(\frac{W_c}{g}\right) * a \quad (10)$$

Donde:

W_c = Peso del contrapeso en N.

T_{des} = Tensión de cada cable en la zona de desvío.

a = Aceleración del sistema en m/s^2 .

g = Aceleración por gravedad ($9,81 m/s^2$)

$$V_{lineal} = W_{rad_{desvió}} * R_d$$

Donde:

V_{lineal} = Velocidad de ascenso en m/s.

W_{rad} = Velocidad angular de la polea de desvío en radianes.

R_d = Radio de la polea de desvío en metros.

Ahora bien, analizando el principio de d'Alembert, se obtiene la ecuación de cálculo del momento equivalente necesario para cumplir con las condiciones de elevación establecidas anteriormente.

$$\Sigma M = I * \alpha$$

De la cinemática del movimiento, se puede afirmar:

$$a_{lineal} = \alpha * R_t \quad (11)$$

$$N_c * T_{des} * R_t - N_c * T_t * R_t + T_{polea} = \text{Sum}M \quad (12)$$

La inercia de la polea de desvío se calcula mediante la siguiente expresión:

$$I = \frac{1}{2} * (m_{polea}) * (R_t^2) \quad (13)$$

Donde:

I = Inercia de la polea de desvío en $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

m_{polea} = Masa de la polea de desvío en Kg.

R_t = Radio de la polea de desvío en metros.

T_{polea} = Tensión necesaria para cumplir con los requerimientos mecánicos.

Seguido a esto, se establece la potencia requerida por el motor, teniendo en cuenta una eficiencia global de 0,79 y un factor de servicio de 1,25, el cual equivale a una máquina que trabaja continuamente durante 10hrs del día, valor sobreestimado de la operación de la máquina, pues se esperan 3 ciclos diarios de 25 minutos.

$$Pot_p = Fs * \left(\frac{T_{\text{polea}} * W_{\text{rad}}}{N_t * 1000} \right) \quad (14)$$

Donde:

Pot_p = Potencia del motor en KW.

W_{rad} = Velocidad angular de la polea de desvío.

N_t = Eficiencia mecánica del sistema.

T_{polea} = Eficiencia mecánica del sistema.

Fs = Factor de servicio

Finalmente, se despejan las RPM del conjunto polea de desvío + eje de tracción + motor, utilizando la expresión enunciada a continuación:

$$W_{\text{rad}} = \frac{2 * \pi * RPM_{\text{motor}}}{60} \quad (15)$$

Con todas las expresiones enunciadas anteriormente y teniendo en cuenta los datos de entrada del problema, se realiza el cálculo del sistema de ecuaciones mediante el programa computacional EES SOLVER, obteniendo los siguientes valores:

$$Pot_p=4.187 \text{ kW}$$

$$W_{rad}=1.961 \text{ rad}$$

$$N_t=0.7921$$

$$T_{polea}=1691 \text{ N}$$

$$Fs=1.25$$

$$Pot_d=5.23 \text{ kW}$$

$$I=8.218 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$W_{rad_{desvió}}=2.857 \text{ rad}$$

$$T_{des}=2095 \text{ N}$$

$$RPM_{motor}=18.72 \text{ rpm}$$

$$T_t=3737 \text{ N}$$

En conclusión, se requiere la selección de un motor de 7,5HP, con un torque nominal mayor a 2700 Newton/metro y una velocidad de rotación nominal de 19RPM.

Para este tipo de aplicación en términos de torque es necesario la selección de un motorreductor con una tasa de reducción de 95:1 y un torque de salida nominal igual al torque requerido en la aplicación. Además, es de vital importancia la incorporación de un freno electromagnético en el motor pues se trata de un elevador de carga y el frenado de emergencia por fallo de la energía eléctrica es un movimiento de seguridad típico y esencial.

5.8 CÁLCULO CABLES DE TRACCIÓN

Con el fin de seleccionar el diámetro comercial requerido para el sistema actual, como lo indica Hamrock; Jacobson y Schmid²⁰, se analiza el conjunto de tracción bajo los tres modos de falla más comunes en este elemento: Análisis estático, análisis de flexión y fatiga.

5.8.1 Análisis estático

Inicialmente se estableció una carga útil de 1400 kg, el cual nos permite estimar la carga estática promedio que soportará cada uno de los cables del sistema, teniendo en cuenta el tipo de cable, el diámetro nominal, la altura total a la cual deberá desplazarse la cabina y la aceleración del sistema.

$$\text{Masa}_{\text{util}} = 1400 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{util}} = 1400 \text{K} \cdot 9,81 \text{ kg} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right) = 13734 \text{ N}$$

$$W_{\text{cable}} = \left(\frac{13734 \text{N}}{4,448} \right) = 3087 \text{ Lbf}$$

$$F_w = 3087 / N \text{ cables}$$

Conociendo el número de cables que tendrá la polea de tracción del elevador:

$$N \text{ cables} = 4$$

²⁰ HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. México D.F: McGraw-Hill, 2000. 943 p. ISBN 970-10-2799-X.

Ahora bien, para estimar la fuerza debida al peso inherente del cable a lo largo de su longitud, se utiliza la siguiente ecuación:

$$Fr=1,45 \cdot d^2 \cdot H_{alt} \quad (16)$$

$$H_{alt}=20,87 \text{ Ft} \quad (17)$$

Seguido a esto, se estima la fuerza del cable relacionada con la aceleración del sistema completo, de la siguiente manera:

$$Fa = \frac{Fw + Fr}{g} \cdot a \quad (18)$$

$$g = 32,2 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}$$

$$a = 2,0505 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}$$

Con estos tres factores de carga, se calcula la fuerza efectiva total en el cable metálico, el cual será comparado con el valor de fuerza de falla obtenido de los fabricantes de cables para obtener un factor de seguridad estático.

$$Ft = Fw + Fr + Fa \quad (19)$$

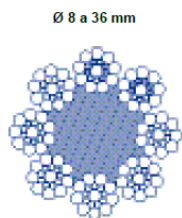
El factor de seguridad estático se calcula mediante la siguiente expresión:

$$N_s = \frac{F_c}{F_t} \quad (20)$$

Donde el valor de catálogo, tal cual como lo expresa la empresa CFB CargoFletBlasant²¹ es 75,2 KN, lo que equivalen a 16456 Lbf.

Figura 11. Características del cable metálico 8x19 tipo SEALE.

CABLE DE ACERO ALMA DE FIBRA - METÁLICA



8 x 19 + 1 SEALE

DIN 3062

CABLE 8x19 SEALE (1+9+9)+FC = 152 HILOS

Código CD	Código CI	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Carga de rotura calculada		Carga de rotura mínima	
				(kN)	(kp)	(kN)	(kp)
980080	980081	8	0,223	38,7	3940	32,5	3310
980090	980091	9	0,285	49,6	5045	41,6	4240
980100	980101	10	0,348	60,5	6150	50,8	5170
980110	980111	11	0,422	73,2	7440	61,5	6250
980120	980121	12	0,502	87,1	8850	73,2	7440
980130	980131	13	0,589	102	10400	85,9	8730
980140	980141	14	0,683	119	12100	99,6	10100
980150	980151	15	0,784	136	13800	114	11600
980160	980161	16	0,892	155	15700	130	13200
980170	980171	17	1,010	175	17800	147	14900
980180	980181	18	1,130	196	19900	165	16700
980190	980191	19	1,260	218	22200	183	18600
980200	980201	20	1,390	242	24600	203	20700
980220	980221	22	1,690	293	29800	246	25000
980240	980241	24	2,010	348	35400	293	29800
980260	980261	26	2,360	409	41600	343	34900
980280	980281	28	2,730	474	48200	398	40500
980320	980321	32	3,570	619	63000	520	52900
980360	980361	36	4,520	784	79700	658	66900

CABLEADO CRUZADO DERECHA - CD - GRIS ENGRASADO - ALMA DE FIBRA
 CABLEADO CRUZADO IZQUIERDA - CI - GRIS ENGRASADO - ALMA DE FIBRA

APLICACIONES

ASCENSORES, ELEVADORES, MONTACARGAS...

Fuente: CARGOFLETBLASANT. Carga de rotura cable seale 8x19. [Figura]. Catalogo cables metálicos 10. [Consultado el 10 de mayo de 2022. Disponible en: <https://cfblasant.com/>.

²¹ CARGOFLETBLASANT. Cables metálicos [medio electrónico]. La empresa. [Consultado el 2 de junio de 2021]. Disponible en: <https://cfblasant.com/>.

Se verifican los valores de fuerza y factor de seguridad estático para 4 cables metálicos de ½ pulgada haciendo uso de una tabla de cálculos en el programa EES Solver, obteniendo los siguientes resultados:

$$F_t=828.9 \text{ Lbf}$$

$$F_r=7.565 \text{ Lbf}$$

$$F_a=49.63 \text{ Lbf}$$

$$F_w=771.8 \text{ Lbf}$$

$$N_s=19.85$$

5.8.2 Análisis de flexión

La flexión en cables metálicos se puede expresar mediante la siguiente expresión matemática, tal como lo expresa Hamrock, Schmid, & Jacobson²².

$$\sigma_b = \frac{E \cdot d_w}{D_{\text{polea}}} \quad (21)$$

Donde:

σ_b = Esfuerzo de flexión en psi.

E = Módulo de elasticidad en psi.

d_w = Diámetro de alambre en in.

D_{polea} = Diámetro de la polea de tracción en in.

²² HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. México D.F: McGraw-Hill, 2000. p 844. ISBN 970-10-2799-X.

Para un cable metálico 8X19 tipo Seale de ½ pulgadas, los valores mencionados anteriormente se conocen gracias a las tablas de recomendación expuestas por la literatura de cables metálico (véase Anexo 7).

Conociendo los valores de diseño, se realiza el cálculo del esfuerzo de flexión, obteniendo así los siguientes resultados:

$$\sigma_b = 13158 \text{ psi}$$

$$E = 10 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$d_w = 0.02632 \text{ in}$$

$$D_{\text{polea}} = 20 \text{ in}$$

Para la estimación del diámetro de la polea de tracción, se tiene en cuenta la relación mínima requerida por la norma ICONTEC 2769-1 para ascensores y montacargas, la cual establece una relación mínima de 40 entre el diámetro nominal de la polea y el diámetro nominal del cable metálico.

Finalmente, se valida la relación de durabilidad entre el diámetro de la polea de tracción y el diámetro del alambre, obteniendo un valor de 760, el cual es considerablemente mayor a el valor recomendado por la literatura (400). Además, se calcula el factor de seguridad correspondiente a la flexión, aplicando un decremento del 7% en la resistencia nominal por la relación Diámetro Polea/Diámetro del cable, tal como lo recomienda Hamrock, Jacobson, & Schmid²³.

²³ Ibíd., p. 845.

El factor de seguridad por flexión obtenido es 6,503, siendo un valor aceptable para la aplicación del proyecto actual.

5.8.3 Análisis de fatiga

El fenómeno de fatiga en cables metálicos se representa mediante la siguiente expresión, según lo expresado por Hamrock, Jacobson, & Schmid²⁴.

$$F_f = (S_u * d * D_{\text{polea}}) / (2000) \quad (22)$$

Donde:

F_f = Fuerza admisible debido a la fatiga en lbf.

S_u = Esfuerzo último del material del cable metálico en psi.

D_{polea} = Diámetro de la polea de tracción en in.

Conociendo que para el cable metálico fabricado en acero monitor de ½ pulgada de diámetro nominal, el valor del esfuerzo último es 280000 PSI, se obtiene un valor de fuerza de fatiga de 1400 Lbf.

Conociendo este valor, se expresa el factor de seguridad por fatiga como la relación entre la fuerza admisible de fatiga y la fuerza total en el cable metálico, obteniendo un valor de 1,27 el cual es un valor admisible, teniendo en cuenta la calidad practica del proyecto actual.

²⁴ Ibíd. p. 847.

5.9 DISEÑO DE EJES

Inicialmente, se calculan las reacciones de la polea de tracción respecto al eje de tracción, con el fin de obtener los momentos equivalentes máximos y el torque nominal el cual será transmitido por la polea de tracción.

El diagrama de cuerpo libre de la cabina subiendo a carga completa resulta en las siguientes ecuaciones de equilibrio (véase Anexo 8):

$$\Sigma F_y=0$$

$$T_1= 3866.25 \text{ N}$$

T1= Tensión de ramal más cargado.

Realizando el mismo planteamiento en el contrapeso del elevador de carga se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma F_y=0$$

$$T_2= 2094.75 \text{ N}$$

T2= Ramal menos cargado.

Ahora bien, para proceder se realiza el diagrama de cuerpo libre para la polea de tracción del sistema de elevación, obteniéndose las siguientes ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma M_a=0$$

$$T_n=N_c \cdot R_t \cdot (T_1-T_2)=1771.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Donde:

R_t = Radio de la polea de tracción (0,25m).

$$\Sigma A_y = 0$$

$$A_{y1} = T_1 * N_c + N_c * T_2 * \sin(60) = 22721.427 \text{ N}$$

$$\Sigma A_x = 0$$

$$A_{x1} = N_c * T_2 * \cos 60 = 4189.5 \text{ N}$$

Ahora bien, teniendo en cuenta el momento de inercia debido a la masa de la polea se obtiene un torque total calculado de la siguiente manera:

$$M_{\text{polea}} = 72 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{polea}} = \frac{1}{2} * M_{\text{polea}} * R_t^2 = 2.25 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$\alpha_{\text{polea}} = \frac{a}{R_t} = 2 \frac{1}{\text{s}^2}$$

$$T_{\text{polea}} = I_{\text{polea}} * \alpha_{\text{polea}} = 4.5 \text{ J}$$

$$T_{\text{total}} = T_{\text{polea}} + T_n = 1776 \text{ Nm}$$

Para el caso de la polea de desvío, se realiza el mismo análisis estático, obteniéndose las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_{y2} = T_2 * N_c - N_c * T_2 * \sin 60 = 1122.573 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_{x2} = N_c * T_2 * \cos 60 = 4189.5 \text{ N}$$

5.9.1 Diámetro mínimo eje de tracción

Para analizar el plano XY, se establece el siguiente modelo, en el cual la carga de la polea de tracción en dicho plano se encuentra en el centro del eje, mientras que los apoyos A y B se encuentra a 110mm y 550mm respectivamente, de acuerdo con el montaje planteado para el sistema.

Haciendo uso del software gratuito para el cálculo de vigas ClearCalcs²⁵, se realiza el cálculo del momento flector y cortante máximo (véase Anexo 8):

Se obtuvieron como valores máximos de esfuerzo cortante y momento flector 12900 N y 2450 N*m respectivamente.

De manera similar se analiza el plano XZ y se obtuvieron como valores máximos de esfuerzo cortante y momento flector 2380 N y 452 N*m respectivamente (véase Anexo 8).

Siguiendo la metodología de diseño de ejes para elementos de máquinas expuesto por Mott²⁶, y teniendo en cuenta la selección del material AISI SAE 4140 para la manufactura de los ejes, los datos de entrada para el problema de diseño son los mostrados a continuación:

$$\zeta_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\zeta_y = 350 \text{ MPa}$$

$$C_m = 1$$

²⁵ CLEARCALCS, Free beam calculator [sitio web]. Collingwood, Australia; [Consultado: 27 de septiembre de 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>

²⁶ MOTT, Robert L. Diseño de ejes. En: Elementos de máquinas. Cuarta Edición. México DF: Pearson education, 2006. 474 p. ISBN: 970-26-0812-0.

$$C_{st}=1$$

$$C_r=0.81$$

$$C_s=0.78$$

$$S_n=36000 \text{ psi}$$

Conociendo estos datos de entrada, se calcula la resistencia a la fatiga equivalente, de la siguiente manera:

$$S_{n_{\text{equivalente}}} = S_n * C_r * C_s * C_m * C_{st} = 156.82 \text{ MPa}$$

Donde:

ζ_u = Resistencia ultima a la tracción.

ζ_y = Resistencia a la cedencia.

C_m = Factor de material.

C_{st} = Factor de tipo de esfuerzo.

C_r = Factor de confiabilidad 99%.

C_s = Factor de tamaño.

El momento equivalente en el eje de tracción se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$M_{eq} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{452\text{Nm}^2 + 2450\text{Nm}^2} = 2491 \text{ Nm}$$

El torque equivalente es igual al torque calculado en el diagrama de cuerpo libre de la polea de tracción, es decir 1700 Nm.

Entonces el diámetro mínimo calculado en el punto crítico, es decir, en el cuñero del eje de perfil, tomando un valor de $K_t=2$, según lo expone Hamrock²⁷ se calcula de la siguiente manera:

$$D_{\min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot N_{\text{seg}}}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left(K_t \cdot \frac{M_{\text{eq}}}{S_{\text{eq}}}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_{\text{eq}}}{S_y}\right)^2}} = 8.218 \text{ cm}$$

En conclusión, el eje de tracción se diseña con un diámetro nominal mínimo de 3-1/4 in. Sin embargo, debido al diámetro nominal de la polea de tracción adquirida para la construcción del elevador y por aumentar la seguridad se tomará un eje de 3-1/2 in.

5.9.2 Diámetro mínimo eje de desvió

El diagrama de modelo de cálculo del eje de desvió para el plano XY, el cual corresponde a una viga simplemente apoyada en sus extremos. Se obtuvo un valor de Momento flector de 132 Nm y un cortante máximo de 560 N (véase Anexo 8).

El modelo de cálculo para el plano XZ, los valores máximos de momento flector y cortante son 493 Nm y 2100 N (véase Anexo 8).

De manera análoga al caso anterior, se calculan los valores de entrada obteniendo los siguientes resultados:

$$\zeta_u = 420 \text{ MPa}$$

²⁷ Ibíd, p 541.

$$\zeta_y = 350 \text{ MPa}$$

$$C_m = 1$$

$$C_{st} = 1$$

$$C_r = 0.81$$

$$C_s = 0.815$$

$$S_n = 36000 \text{ psi}$$

El valor de la resistencia a la fatiga equivalente se calcula como:

$$S_{n_{\text{equivalente}}} = S_n * C_r * C_s * C_m * C_{st} = 156.82 \text{ MPa}$$

El momento equivalente en el eje de tracción se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$M_{eq} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{493 \text{ Nm}^2 + 132 \text{ Nm}^2} = 510.36 \text{ Nm}$$

Entonces, el diámetro mínimo para el eje desvío, calculado con un $K_t = 1.6$ y un factor de seguridad de 1,8 es la mostrada continuación:

$$D_{\min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * N_{seg}}{\pi}\right) * \sqrt{\left(K_t * \frac{M_{eq}}{S_{eq}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_{eq}}{S_y}\right)^2}} = 4.927 \text{ cm}$$

En suma, se selecciona un eje en AISI 4140 con un diámetro nominal de 50mm métrico, ya que los rodamientos y la polea de desvío adquirida por la empresa para el montaje se encuentran ya fabricada bajo el sistema métrico.

5.10 SELECCIÓN DE ACOPLE DE CADENA

Teniendo en cuenta la naturaleza del montaje, se selecciona un acople de cadena utilizado principalmente para un valor elevado de torque y bajas velocidades.

Para la selección del acople a utilizar y siguiendo las recomendaciones expuestas por Intermec²⁸, se parte del valor de 7,5 HP de potencia calculados y se selecciona un valor de factor de servicio acorde con las proyecciones de uso de la máquina. En este caso, 1.5 para un uso de cargas no uniformes durante 8 horas diarias.

La potencia de diseño se calcula como:

$$P_{\text{diseño}} = 7,5\text{Hp} * 1.5 = 11.25 \text{ HP}$$

Con esta información se selecciona el acople más adecuado teniendo en cuenta que el diámetro máximo admisible del acople debe ser mayor al diámetro del eje de tracción del elevador.

Figura 12. Catálogo de selección de acoples de tipo cadena INTERMEC.

²⁸ INTERMEC. Acoples flexibles para eje tipo cadena [en línea]. Bogotá. Intermec.2022. 3 p. [Consultado: 10 de junio del 2022]. Disponible en: https://www.intermec.com.co/pdf/acoples_cadena.pdf

Ref.	Revoluciones por minuto para Acoples Tipo Cadena Intermecc																			
	10	25	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	1800	2000	2500	3000	3600	4000	4800
35-18	0,24	0,61	1,2	1,65	2,2	2,6	3	3,3	3,7	4,5	5,6	6,5	7,8	8,9	9,5	11	12	13	13	13
40-18	0,44	1,1	2,2	2,97	3,9	4,7	5,4	5,9	6,7	7,9	10	12	14	16	17	20	21	23	23	23
50-16	0,86	2,1	4,1	5,7	7,5	8,8	9,9	11	12	15	19	22	26	30	32	37	40	43		
50-18	1	2,6	5,6	7,2	9,3	11,2	13,3	14	16	19	24	28	34	38	41	47	51			
60-18	2	4,9	9,8	13	18	21,6	24	27	30	35	45	52	63	72	77	89				
60-22	2,9	7,4	15	21	27	32	36	40	45	54	68	78	94	107	115	133				
80-18	4,4	11	22	31	39	47	54	59	67	80	101	116	141	160	171					
80-22	6,5	16	33	45	60	71	80	89	100	119	151	174	210	239	256					
100-20	9,9	25	49	68	90	107	122	134	151	179	228	261	316	360						
120-20	22	55	111	154	202	242	274	302	339	404	514	589								
160-20	48	120	239	330	436	520	591	651	730	871	1107									
200-18	65	166	331	459	604	723	820	903	1012	1209										
200-20	100	249	496	687	906	1083	1228	1352	1516											
Lubricación	1	2			3					1. Intervalo de Lubricación: una vez al mes 2. Intervalo de Lubricación: una vez a la semana, se recomienda utilizar carcaza 3. Es imprescindible el uso de carcaza (cubierta) con abundante lubricación.										

Fuente: INTERMEC. Gráfico selección de acople tipo cadena [Grafico]. [Consultado el 1 de octubre del 2022]. Disponible en: https://www.intermec.com.co/pdf/acoples_cadena.pdf

Para la velocidad nominal de la polea de tracción (20 RPM) se selecciona un acople de cadena 80-22, el cual entrega una potencia de diseño suficiente y admite un orificio de eje de hasta 95mm, el cual es mayor al diámetro más grande del montaje actual.

5.11 CÁLCULO UNION APERNADA DE ESTRUCTURA AUTOPORTANTE

Según lo expone el Instituto americano para la construcción en acero (AISC) ²⁹, en su guía de diseño de conexiones, para una placa de conexión cuadrada en perfiles

²⁹ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Citado por WILLIBALD, Silke. Bolted Connections for Rectangular Hollow Sections under Tensile Loading. Karlsruhe: TH, 200, p. 31.

estructurales cuadrados HSS (Hollow square section) sometida a esfuerzos de tensión se puede estimar el espesor requerido como:

$$T_c = \sqrt{\frac{4.44F_{bu} \cdot b'}{p \cdot F_{yp}}} \quad (23)$$

Donde:

F_{yp} = Limite de cedencia de la platina de conexión (250 MPa).

b' = ancho efectivo del perfil HSS.

P = Paso de conector en la placa.

F_{bu} = Fuerza de diseño en cada perno de conexión.

Según como lo comento AISC³⁰, el ancho efectivo para un perfil cuadrado se define de la siguiente manera:

$$B' = b - \frac{d}{2} + t_i = 15\text{mm} - \frac{5}{8 \cdot 2} \text{inch} + 2.5\text{mm} = 9.5625\text{mm}$$

Donde:

B = Distancia del centro del taladro a el perfil HSS.

D = Diámetro del taladro de la placa de ajuste.

T_i = Espesor del perfil HSS.

Tal como lo expone AISC³¹, el paso en la placa de conexión se define como:

³⁰ Ibíd., p 14.

³¹ Ibíd., p 15.

$$p = \frac{H}{N_s} = \frac{180\text{mm}}{2} = 90\text{mm}$$

Donde:

H= Ancho de la platina de unión.

N_s= número de pernos en la dirección X o Y en la platina.

Según lo indica AISC³², la carga de diseño en cada perno se define como la carga total dividida en el número total de pernos, es decir:

$$F_{bu} = \frac{F_b}{N_b} = \frac{34\text{kN}}{4} = 5.95 \text{ kN}$$

Conociendo estos datos el espesor mínimo para la placa de unión se despeja como:

$$T_c = \sqrt{\frac{4.44 * 5.95\text{kN} * 9.5625\text{mm}}{90\text{mm} * 250\text{MPa}}} = 3.351\text{mm}$$

Se selecciona una platina de 18cmx18cm de ¼ pulgadas de espesor, con el fin de aumentar la seguridad del diseño.

5.12 CÁLCULO DE CUÑA

³² Ibíd., p 17.

A continuación se mostrará el cálculo de la cuña entre el eje principal y la polea de tracción. Primero se calcular la velocidad angular de la polea de tracción teniendo en cuenta que la velocidad nominal de la cabina es 0.5 m/s y el radio de la polea es de 260 mm (véase Anexo 3):

$$w = \frac{0.5 \text{ m/s}}{0.26 \text{ m}} = 1.923 \text{ rad/s}$$

Posteriormente se calcula la potencia nominal requerida por el sistema y la potencia de diseño que incluye un factor de servicio:

$$Pot_n = Td \cdot w$$

$$Pot_n = 1750 \text{ Nm} \cdot 1.923 \text{ rad/s}$$

$$Pot_n = 3.365 \text{ kW}$$

Seguidamente, para el cálculo de la potencia de diseño se escoge un factor de servicio, este factor tiene valores entre 1.3 a 2.5, se realizó con un factor de dos a consideración del diseñador según los requerimientos de este caso (véase Anexo 3).

$$Pot_d = 3.365 \text{ kW} \cdot 2$$

$$Pot_d = 6.73 \text{ kW}$$

Ahora tomando que el material más débil entre el eje y la cuña va a ser la cuña, para la cuña se tomará el material AISI 1020 laminado simple el cual tiene el siguiente valor de resistencia a la fluencia:

$$S_y = 330876371 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Como se conoce el diámetro del eje de la polea de tracción, se puede seleccionar la geometría, altura y ancho de la cuña según Rojas³³, tendrá las siguientes medidas:

d_s = diámetro del eje de la polea de tracción

b = base de la cuña

h = altura de la cuña

$d_s=88.9$ mm

$b=25$ mm

$h=14$ mm

Posteriormente se toma un valor de factor de seguridad también a consideración del diseñador y otros factores que se muestran a continuación:

$N=2$

N = Factor de seguridad

μ_1 = Coeficiente de fricción entre eje y la cuña

μ_2 = Coeficiente de fricción entre eje y el cubo

" $\mu_1=0.22$

$\mu_2=0.22$ "³⁴

Ya se cuenta con los datos necesarios para calcular la cuña, primero se hará las fuerzas en lengüeta de la siguiente forma (véase Anexo 3):

Como lengüeta:

³³ ROJAS GARCIA, Hernán. Diseño de máquinas 2. Bucaramanga: [s.n.], 1992. 16 p.

³⁴ *Ibíd.*, p. 6.

- Por aplastamiento

$$L_1 = \frac{4 \cdot 2 \cdot 6.73 \text{ kW}}{1.923 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 330876371 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0.014 \text{ m} \cdot (0.0889 \text{ m} - \frac{0.014 \text{ m}}{2})} = 7.382 \text{ cm}$$

- Por corte

$$L_2 = \frac{4 \cdot 2 \cdot 6.73 \text{ kW}}{1.923 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 330876371 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0.025 \text{ m} \cdot 0.089 \text{ m}} = 3.808 \text{ cm}$$

Como cuña encastrada:

$$\frac{\text{Pot}_d}{w} = \frac{1}{12} \cdot b^2 \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l + \frac{1}{4} \cdot \mu_1 \cdot b \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l \cdot (d-h) + \frac{1}{8} \cdot h \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l \cdot (d-h_8) - \frac{1}{8} \cdot \mu_1 \cdot h \cdot \frac{S_y}{N} \cdot b \cdot l + \frac{1}{4} \cdot \mu_2 \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l \cdot d \cdot (b - \mu_1 \left(\frac{h}{2}\right)) \quad (24)$$

Reemplazando los valores ya obtenidos en la ecuación anterior y despejando "l" da lo siguiente:

$$l = L_3 = 5.192 \text{ cm}$$

Luego se compara las tres longitudes y se escoge la más grande, en este caso fue el cálculo en lengüetas por aplastamiento $L_1 = 7.382 \text{ cm}$

Ahora ese valor se debe comparar con la longitud de la cuña máxima y mínima permitida de la siguiente forma:

$$L_{\min} = 1.25 \cdot ds$$

$$L_{\min} = 1.25 \cdot 8.89 \text{ cm} = 11.113 \text{ cm}$$

$$L_{\max}=2.4 \cdot ds$$

$$L_{\max}=2.4 \cdot 8.89 \text{ cm}=21.336 \text{ cm}$$

Como L_1 es menor a L_{\min} entonces se toma el valor de L_{\min} como longitud para la cuña, en resumen la cuña tendría estas características:

- Material: AISI 1020 Laminado en frio
- $b = 25 \text{ mm}$
- $h = 14 \text{ mm}$
- $l = 11.113 \text{ cm}$

5.13 POLEA DE TRACCIÓN

5.13.1 Diámetro polea

La vida útil de la polea tractora está estrechamente relacionada con la relación entre el diámetro externo de la polea y el diámetro de los cables de tracción, tal como lo indica el Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación³⁵, recomienda una relación entre estos diámetros de al menos 40 sin importar el número de cables.

$$D_p=40 \cdot d_c$$

$$d_c=12.5 \text{ mm (ver cálculo cables de tracción)}$$

$$D_p=40 \cdot 12.5 \text{ mm}=500 \text{ mm}$$

Donde:

³⁵ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores eléctricos. NTC 2769. Bogotá D.C: ICONTEC, 2004. 39 p.

D_p = Diámetro de la polea
 d_c = Diámetro de los cables

Sin embargo para ser más conservadores se tomó un valor de diámetro 520 mm para la polea de tracción

5.13.2 Presión máxima y adherencia en la polea de tracción

5.13.2.1 Presión específica

En los sistemas de transición que usan poleas y cables es importante tener en consideración la presión que generan los cables sobre la polea para evitar su desgaste prematuro.

Primer se calcula la longitud de cada ramal de cable para poder calcular el peso generado por los cables (ver selección de cables de tracción), para el detalle de los cálculos (véase Anexo 4)

$$Q_L = n \cdot m_L \cdot L_{\text{Ramal}} \cdot g \quad (25)$$

$$Q_L = 4 \cdot 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 12.4 \text{ m} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$Q_L \cong 243.2 \text{ N}$$

Ahora se calcula la presión específica generada por los cables sobre un tipo de garganta semicircular con entalla (véase Anexo 4).

$$P = \frac{T}{n \cdot d \cdot D_T} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \quad (26)$$

Donde:

P = Presión específica máxima en MPa.

T = Tensión estática del cable en N (Peso de la cabina + carga máxima nominal + peso de los cables cuando la cabina se encuentra a nivel del primer piso).

n = Número de cables.

d = Diámetro de los cables.

D_T = Diámetro de la polea de tracción.

β = Ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular.

$$T = 13972.51 \text{ N}$$

$$P = \frac{13972.51 \text{ N}}{4 \cdot 0.0125 \text{ m} \cdot 0.52 \text{ m}} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{106^\circ}{2}\right)}{\pi - \frac{106^\circ \cdot \pi}{180} - \sin(106^\circ)} = 7.834 \text{ MPa}$$

5.13.3 Presión máxima

Como lo precisa Miravete y Larrodé³⁷, es la presión máxima permisible sobre los cables y la polea para que no se genere un excesivo desgaste de la garganta y los cables. El valor obtenido en la presión específica no debe ser mayor a la obtenida en la presión

³⁶ ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. UNE-EN 81-1. Madrid: AENOR, 2001. 177 p.

³⁷ MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 113 p. ISBN 978-84-291-8012-1.

específica máxima, estos cálculos se hacen con la cabina a plena carga (véase Anexo 4).

$$P_{\max} = \frac{12,5 + 4 \cdot V}{1 + V} \quad (27)$$

Donde:

P_{\max} = Presión máxima permisible en MPa.

V = Velocidad nominal de la cabina en m/s

$P_{\max} = 9.667$ MPa

Como se observa $P < P_{\max}$ así que la polea cumple el parámetro de diseño por presión.

5.13.3.1 Adherencia polea de tracción

Primero se debe calcular el coeficiente de rozamiento de los cables en las gargantas de las poleas de tracción que para este caso es una polea de garganta semicircular con entalla.

$$f = \frac{4 \cdot \mu \left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \quad {}^{38}$$

Donde:

³⁸ ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN, Op. cit., p. 166

μ = Coeficiente de fricción de los cables sobre la polea, si la polea esta echa de hierro fundido su valor se estima en 0.09.

β = Ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular.

$\mu=0.09$

$$f = \frac{4 \cdot 0.09 \left(1 - \sin\left(\frac{106^\circ}{2}\right)\right)}{\pi - \frac{106^\circ \cdot \pi}{180} - \sin(106^\circ)} = 0.219$$

Posteriormente se debe verificar que exista la suficiente adherencia entre las gargantas de la polea y los cables y se pueda transmitir el movimiento correctamente sin que patinen o deslicen entre ellas de la siguiente manera:

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha} \quad (28)$$

Donde:

T_1/T_2 = Es la relación entre la carga mayor o ramal más cargado T_1 y la carga menor o ramal menos cargado T_2 .

C_1 = Coeficiente que está en función de la desaceleración de la cabina y la aceleración producida por la gravedad (ver cálculo en Anexo 4).

C_2 = Coeficiente que tiene en consideración el tipo de perfil utilizado para la garganta de la polea, es igual a 1 en este caso que se usó garganta semicircular con entalla.

α = Ángulo de abrace del cable a lo largo de la polea.

e = Número de Euler.

³⁹ *Ibíd.*, p. 164.

Según la norma técnica colombiana NTC 2769 “La cabina no debe desplazarse hacia arriba cuando está apoyado en sus topes y se impone un movimiento de rotación, en el sentido “subida”, sobre el mecanismo tractor”⁴⁰.

Para este caso, la situación más crítica es cuando el contrapeso se encuentra sobre sus topes inferiores y además la cabina se encuentra descargada, se procede a calcular esta situación de la siguiente forma (véase Anexo 4):

$$T_1 = 3922.66 \text{ N}$$

$$T_2 = 243.2 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2$$

$$\frac{3922.66 \text{ N}}{243.2 \text{ N}} \cdot 1.107 \cdot 1 \cong 17.862$$

Despejando α de la ecuación se obtiene lo siguiente:

$$\alpha = \frac{\ln \left[\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \right]}{f} \quad (29)$$

$$\alpha = \frac{\ln [17.862]}{0.219} = 12.479 \text{ rad}$$

$$\alpha \cong 715^\circ$$

Lo cual significa que en este caso, para lograr que la cabina siga subiendo se necesitaría un ángulo de abrace de los cables sobre la polea de 715° lo cual es imposible.

⁴⁰ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores eléctricos. NTC 2769, Bogotá D.C.: ICONTEC, 2004. 40 p.

Otra situación desfavorable es cuando la cabina se encuentra con su carga máxima y se encuentra ubicada en la planta más baja del edificio, para esta situación se obtiene lo siguiente (véase Anexo 4):

$$T_1 \cong 13973 \text{ N}$$

$$T_2 = 8825.99 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2$$

$$\frac{13973}{8825.99} \cdot 1.107 \cdot 1 \cong 1.75$$

$$e^{0.219 \cdot \frac{148^\circ \cdot \pi}{180^\circ}} \cong 1.76$$

Como se cumple la condición de $\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha}$ entonces no patinará o deslizarán los cables sobre la polea.

5.13.4 Geometría polea de tracción

Las características más importantes en la polea de tracción así como lo indica Gallego Rojas y Marmolejo Escobar⁴¹, son: el diámetro externo, el perfil de garganta y el material en el que está fabricada. La geometría de esta se calcula de la siguiente manera:

Primero se procede a calcular el número de brazos que debe tener la polea teniendo en cuenta que el diámetro de la polea es de 520 mm (véase Anexo 5):

⁴¹ GALLEGO ROJAS, Gozman y MARMOLEJO ESCOBAR, Jaime Enrique. Diseño y cálculo de ascensor para edificio de seis pisos y asesoría técnica a empresa de ascensores "AGGO'S". Trabajo de grado. Cali: Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, 1985. 106 p.

$$i = 3 + 0,003 \cdot \frac{D}{2} \quad (30)$$

$$i_{\text{entero}} \cong 4$$

Ahora se procede a calcular la fuerza tangencial a transmitir dada por la potencia que le llega al eje de la polea de tracción:

$$P = \frac{75 \cdot \text{Pot}}{v} \quad (31)$$

Donde:

P = Fuerza tangencial a transmitir en Kg

Pot = Potencia que llega al eje de la polea de tracción en HP.

V = Velocidad nominal de la cabina en m/s.

Pot = 7 HP aproximadamente

v = 0.5 m/s

$$P = \frac{75 \cdot 7 \text{ HP}}{0,5 \text{ m/s}} = 1050 \text{ kg}$$

A continuación se calcula la geometría recomendada para los brazos de la polea que será de forma elíptica y de la polea en general (véase Anexo 5):

H = Altura del brazo en el centro del cubo.

⁴² JERIE, G. D. y HEEPKE, W. La escuela del técnico mecánico. 3a ed. Citado por: GALLEGRO ROJAS, Gozman y MARMOLEJO ESCOBAR, Jaime Enrique. Diseño y cálculo de ascensor para edificio de seis pisos y asesoría técnica a empresa de ascensores "AGGO'S". Trabajo de grado. Cali: Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, 1985. 108 p.

⁴³ GALLEGRO ROJAS y MARMOLEJO ESCOBAR, Op. cit., p. 107

h = Altura del brazo en la corona.

H_m = Altura menor del brazo.

$H \cong 135$ mm

$h \cong 101$ mm

$H_m = 54$ mm

Posteriormente Gallego Rojas y Marmolejo Escobar⁴⁴, explica que el cubo de las poleas de transmisión por cable metálico debe ser extenso con el fin de obtener una buena estabilidad, y se calcula de la siguiente manera:

$$L = 0,17 \cdot r + 5 \cdot d_c \quad (32)$$

Donde:

L = Longitud del cubo.

r = Radio de la polea.

d_c = Diámetro del cable

$d_c = 12.5$ mm (Ver selección del cable)

$L \cong 107$ mm

Se procede a calcular el espesor de las paredes del cubo (véase Anexo 5):

$W \cong 96$ mm

⁴⁴ *Ibíd.*, p. 109.

A continuación para calcular el ancho de la polea como lo menciona Jerie y Heepke⁴⁵, se calcula primero el paso (distancia entre centro y centro de los cables) de la siguiente manera:

$$p = \text{paso} = 1.2 \cdot d_c$$

$$p = 1.2 \cdot 12.5 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

Con el valor del paso se procede a calcular el ancho de la polea:

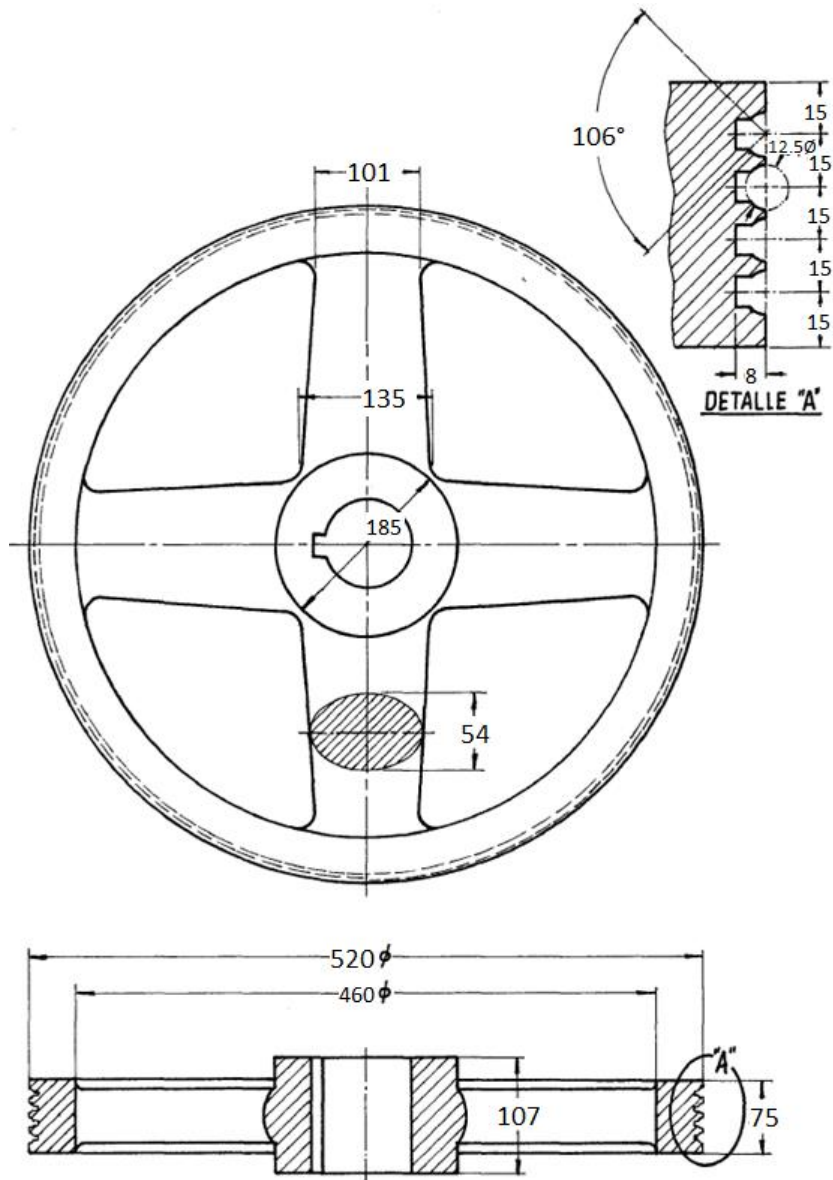
$$\text{Ancho}_{\text{polea}} = p \cdot n + p^{46}$$

$$\text{Ancho}_{\text{polea}} = 15 \text{ mm} \cdot 4 + 15 \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$

Figura 13. Geometría polea de tracción

⁴⁵ JERIE, G. D. y HEEPKE, W. La escuela del técnico mecánico. 3a ed. Citado por: GALLEGRO ROJAS, Gozman y MARMOLEJO ESCOBAR, Jaime Enrique. Diseño y cálculo de ascensor para edificio de seis pisos y asesoría técnica a empresa de ascensores "AGGO'S". Trabajo de grado. Cali: Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, 1985. 110 p.

⁴⁶ GALLEGRO ROJAS y MARMOLEJO ESCOBAR, Op. cit., p. 110



Fuente: GALLEGO ROJAS, Gozman y MARMOLEJO ESCOBAR, Jaime Enrique. Diseño y cálculo de ascensor para edificio de seis pisos y asesoría técnica a empresa de ascensores "AGGO'S". Trabajo de grado. Cali: Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, 1985. 267 p.

5.14 DISEÑO DE GUIAS DE LA CABINA

Según ICONTEC⁴⁷, el diseño de los rieles de guiado para un elevador de carga con la carga centrada en la cabina se debe realizar bajo dos modos de falla: la actuación del dispositivo de frenado de seguridad, el pandeo de la sección y la torsión de brida de la sección de guía.

5.14.1 Accionamiento del componente de seguridad

Se selecciona un perfil T90B para el guiado de la cabina del elevador de carga, teniendo en cuenta su uso común para este tipo de aplicaciones. Se validará su funcionalidad para el problema de diseño actual.

En primer lugar, se calcula la reacción sobre la guía del riel en la dirección X, con el fin de calcular el esfuerzo de flexión en el riel ante un accionamiento de emergencia del freno del elevador (véase Anexo 9), siguiendo el procedimiento de cálculo según ICONTEC⁴⁸:

$$F_x=843.0468 \text{ N}$$

$$M_{s_y}=410,9 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{s_y}=32.10 \text{ MPa}$$

Donde:

⁴⁷ ICONTEC. Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores Parte 1 [en línea]. Segunda Edición. Bogotá D.C: El instituto. 2017. P 183. [Consultado: 2 de mayo de 2022]. Disponible en: <https://login.bibliotecavirtual.uis.edu.co/>

⁴⁸ *Ibíd.*, p 165.

F_x = Reacción sobre la guía del riel en la dirección X

M_{sy} = Momento flector en el riel en el eje Y

σ_{sy} = Esfuerzo flector en el eje Y

5.14.1.1 Análisis por pandeo

Según recomienda ICONTEC⁴⁹, La fuerza de reacción al pandeo en rieles de elevadores de carga se calcula de la siguiente manera (véase Anexo 9):

$$F_k = 22072.5 \text{ N}$$

Así como lo recomienda ICONTEC⁵⁰, el esfuerzo de pandeo siguiendo el método OMEGA se calcula mediante la metodología de calcula mostrada a continuación:

$$\lambda = \frac{l}{r_m} = \frac{2.6\text{m}}{1.83\text{cm}} = 142.077$$

Donde:

L=longitud de pandeo.

Rm=radio de giro mínimo de la sección transversal.

$$w = 0.00016887 * \lambda^2 = 0.00016887 * 142.077^2 = 3.409$$

El esfuerzo de pandeo se calcula de la siguiente manera:

⁴⁹ Ibíd., p 165.

⁵⁰ Ibíd., p 154.

$$\sigma_k = F_k * \left(\frac{W}{a}\right) = 22072.5 \text{ N} * \left(\frac{3.409}{16.9 \text{ cm}^2}\right) = 44.521 \text{ MPa}$$

Donde:

a = Área neta de la sección transversal del riel.

5.14.2 Esfuerzo total

Según ICONTEC⁵¹, el esfuerzo total se define como:

$$\sigma_{\text{total}} = \sigma_k + \sigma_{\text{sy}} = 44.521 \text{ MPa} + 32.10 \text{ MPa} = 76.629 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo permisible para el riel de la guía se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_y}{N_s} = \frac{235 \text{ MPa}}{1.8} = 130.556 \text{ MPa}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del material del riel.

N_s = factor de seguridad para las guías.

En conclusión, el esfuerzo permisible de las guías supera considerablemente el esfuerzo resultante sobre los rieles de guiado, por lo cual se valida la viabilidad del uso de dicho perfil de guiado y se describe como seguro para el montaje del elevador de carga.

⁵¹ *Ibíd.*, p 166.

5.14.3 Torsión de brida

Según ICONTEC⁵², la torsión de brida debe ser menor en valor que el esfuerzo permisible de las guías y su valor se define como:

$$\sigma_f = 1.85 * \left(\frac{F_x}{C^2} \right) = 1.85 * \left(\frac{843.0468 \text{ N}}{(16 \text{ mm})^2} \right) = 6.092 \text{ MPa}$$

Donde:

F_x= Fuerza de reacción ante accionamiento de freno de seguridad.

C= Espesor de riel de guía.

5.14.4 Deflexión de guía

Según ICONTEC⁵³ la deflexión de la guía se calcula de la siguiente manera:

$$\delta_x = 0.7 * \frac{F_x * l^3}{48 * E * I_y} = 0.7 * \frac{843.0468 \text{ N} * (2.6 \text{ m})^3}{48 * 210 \text{ GPa} * 57.75 \text{ cm}^4} = 1.782 \text{ mm}$$

Donde:

E=Modulo elástico del perfil de guiado.

I_y=Inercia del perfil en cm⁴.

⁵² Ibíd., p 163.

⁵³ Ibíd., p 163.

Teniendo en cuenta que la deflexión máxima admisible para el caso de perfiles en T son 5mm, se valida el uso del perfil seleccionado como guía de la cabina del sistema de elevación.

Debido a los problemas logísticos de los proveedores nacionales y las dificultades de la importación del perfil T90B se plantea la sustitución del perfil t90B por dos perfiles angulares de 3" X 5/16" pulgadas soldadas de manera que el perfil resultante tenga propiedades de sección transversales superiores al perfil t90B.

5.15 CALCULO DE AMORTIGUADORES

Los amortiguadores son los elementos encargados de detener la cabina o el contrapeso dado el caso que los demás sistemas de seguridad y detención fallen por alguna razón, tal como lo indica Miravete y Larrodé⁵⁴, los amortiguadores generalmente se encuentran en el foso y se ubican en la parte inferior o superior de la cabina o del contrapeso.

Sea un amortiguador de tipo elástico, de resorte o hidráulico han de tener una carrera como mínimo igual a la distancia de parada por gravedad a 115% de la velocidad nominal:

$$C=0,07 \cdot v^2 \quad (33)$$

$$v=0,5 \text{ m/s}$$

Donde:

⁵⁴ MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 217 p. ISBN 978-84-291-8012-1.

⁵⁵ *Ibíd.*, p 218.

V = Velocidad nominal de la cabina

C = Carrera mínima del amortiguador.

$$C=0,07 \cdot 0,5^2=0,0175 \text{ m}$$

5.15.1 Recorridos libres de seguridad.

Los ascensores deben cumplir dos condiciones:

- Cuando la cabina o el contrapeso se encuentre sobre sus topes o amortiguadores totalmente comprimidos, el recorrido aún posible en sentido ascendente del contrapeso o de la cabina a ser de por lo menos $R=0,035 \cdot v^2$
- Cuando el contrapeso se encuentre sobre sus amortiguadores totalmente comprimidos, la distancia mínima entre el techo de la cabina y su parte más saliente más baja del recinto será superior $d=1 \text{ m}+0,035 \cdot v^2$ ⁵⁶.

$$R=0,035 \frac{\text{s}^2}{\text{m}} \cdot 0,5^2 \cong 0,009 \text{ m}$$

$$d=1 \text{ m}+0,035 \cdot 0,5^2=1,009 \text{ m}$$

Donde:

R = Recorrido aun posible en sentido ascendente del contrapeso o cabina.

d = Distancia mínima entre el techo de la cabina y su parte más baja del recinto superior

5.15.2 Cálculo de un amortiguador de acumulación de energía.

$$\sigma_t=1000 \text{ MPa}$$

⁵⁶ Ibíd., p 219.

$$Q_u=1000 \text{ kg}$$

$$Q_b=400 \text{ kg}$$

$$G=80 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$\frac{D}{d}=6$$

Donde:

σ_t = Resistencia a la tracción del resorte

Q_u = Carga útil del elevador

Q_b = Peso de la cabina

G = Módulo de cortadura del material

D/d = (se toman valores de 6 a 15)

$$\tau_T=0,28 \cdot \sigma_t$$

(Se suele obtener de tabla de materiales, en caso de estimación se toma la resistencia a tracción del material multiplicada por un factor de 0,28)

$$\tau_T= 0,28 \cdot 1000 \text{ MPa} = 280 \text{ MPa}$$

$$F_{\max}=4 (Q_u+Q_b) \cdot \frac{g}{2}$$

(Fuerza máxima que realizara cada resorte cuando están totalmente comprimidos)

$$F_{\max}=4 (1000 \text{ kg}+500 \text{ kg}) \cdot \frac{9,81}{2}=29430 \text{ N}$$

$$\Psi = \frac{\frac{D}{d} - 0,25}{\frac{D}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}} \quad (\text{coeficiente de Wahl})$$

$$\Psi = \frac{6 - 0,25}{6 - 1} + \frac{0,615}{6} = 1,253$$

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot \Psi \cdot D}{\pi \cdot \tau_T \cdot d}}$$

d = Diámetro de la espira, el diámetro debe ser el entero más cercano por encima

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 29430 \text{ N} \cdot 1,253}{\pi \cdot 280 \text{ MPa}}} \cdot 6 = 44,857 \text{ mm} \cong 45 \text{ mm}$$

$D = 6 \cdot d$ (Diámetro del resorte)

$$D = 6 \cdot 45 = 270 \text{ mm}$$

$$f_{\max} = 0,135 \frac{\text{s}^2}{\text{m}} \cdot v^2 \quad (\text{Carrera máxima del amortiguador})$$

$$f_{\max} = 0,135 \frac{\text{s}^2}{\text{m}} \cdot (0,5)^2 = 33,75 \text{ mm}$$

Como $f_{\max} < 65 \text{ mm}$ entonces $f_{\max} = 65 \text{ mm}$

F_{\max} = Carrera máxima del amortiguador

$$k = \frac{F_{\max}}{f_{\max}} \quad (\text{Rigidez del resorte})$$

$$k = \frac{29430 \text{ N}}{0,065 \text{ m}} = 452769,2308 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k} \quad (\text{numero de espiras activas})$$

$$n = \frac{80 \times 10^9 \text{ Pa} \cdot (0,045)^4}{8 \cdot (0,27 \text{ m})^3 \cdot 452769,2308 \text{ N/m}} = 4,6$$

Datos del resorte:

D=270 mm

d=45 mm

$n \cong 5$

5.16 SELECCIÓN DE COMPONENTES ELECTRICOS Y AUTOMATIZACIÓN

Teniendo en cuenta el presupuesto planteado por la empresa y los componentes requeridos para la automatización del elevador se seleccionan los principales componentes Hardware a emplear, tales como: PLC, variador de frecuencia, celda de carga, sensores finales de carrera, sensores inductivos, botoneras, pulsadores, entre otros.

5.16.1 Controlador lógico programable.

Según los requerimientos establecidos por la empresa SERGAR S.A.S el automatismo requiere la adaptabilidad en operación ante algún cambio en el proceso logístico de la empresa. Teniendo en cuenta lo anterior se establece la siguiente matriz de selección de alternativas para el tipo de control del automatismo.

Tabla 1. Análisis de alternativas relé programable.

CRITERIO/ALTERNATIVA	BASE POND.	PLC LOGO!24RC	SCHNEIDER SR2B121BD	CLP WEG Clic 02 CLW-02/12HR-D
<i>ECONOMICO</i>	40%	10	7	7
<i>FACIL DISPONIBILIDAD</i>	10%	9	7	7
<i>FACIL PROGRAMACIÒN</i>	20%	9	7	8
<i>SOPORTE DE PROGRAMACIÒN</i>	5%	8	6	7
<i>NUMERO DE E/S</i>	25%	9	5	9
PONDERACIÒN TOTAL		9,35	6,45	7,7

Se seleccionó el PLC LOGO!8 24RCE de Siemens con un puntaje ponderado de 9,35 puntos.

Tal como lo expone SIEMENS⁵⁷, el controlador cuenta con 8 entradas digitales, de las cuales 4 pueden ser configuradas como entradas analógicas. Además de 4 salidas de relé las cuales serán utilizadas para comandar el variador de frecuencia y a su vez la marcha del motor del sistema motriz, para ver la estructura del PLC Logo (véase Anexo 22).

⁵⁷ SIEMENS. Manual Técnico LOGO.Nuernberg: Segunda, 2003. 17[Consultado el 10 de julio del 2022]. Disponible en: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/461/16527461/att_82567/v1/Logo_s.pdf.

Debido al número de entradas digitales y analógicas requeridas por el proyecto a realizar, se selecciona un módulo de expansión LOGO! DM 8 24R, el cual permite la expansión de 4 entradas digitales extras y 4 salidas de relé adicionales.

5.16.2 Variador de frecuencia.

Inicialmente se había especificado el requerimiento de un motor de 7,5HP asíncrono para el montaje. Sin embargo, la empresa opto por la utilización de un motor de 10HP asíncrono para el sistema motriz del elevador, por lo cual se parte desde esta potencia para la selección del variador de frecuencia.

A continuación, se presenta la matriz de alternativas para el variador de frecuencia a emplear en el control del motor principal.

Tabla 2. Análisis de alternativas variador de frecuencia.

CRITERIO/ALTERNATIVA V/F	BASE POND.	HOLIP HLP A-100 10HP	SINAMICS V20 6SL3210- 5BE27-5UV0	WEG VFD CFW500 7,5KW
<i>ECONOMICO</i>	60%	8	2	4
<i>FACIL DISPONIBILIDAD</i>	10%	7	10	9
<i>PROTECCION ELECTRICA</i>	10%	10	9	9
<i>SOPORTE DE PROGRAMACION</i>	15%	8	9	9
<i>NUMERO DE E/S</i>	5%	9	8	8
PONDERACION TOTAL		8,15	4,85	5,95

El variador de frecuencia seleccionado es AH100 de la marca HOLIP modelo HLPA07D523B (véase Anexo 23), el cual tiene una potencia nominal de 7,5KW y

permitirá el control detallado de la aceleración y desaceleración de la cabina del ascensor, además de la eventual variación de la velocidad nominal, entre otras funciones. Para ver las características técnicas (véase Anexo 24).

5.16.3 Caja de comandos.

La caja de comandos tiene como función principal el accionamiento de control de las acciones de llamada del elevador de carga. La caja de comandos se compone principalmente de pulsadores de mando y del selector de modo de mando Automático-Manual.

- La caja de comandos utilizada es el modelo HJ9-4 de cuatro posiciones marca SONTUNE (véase Anexo 25).
- Los pulsadores seleccionados para la botonera son pulsadores normalmente abiertos (NO) de 22mm de la marca CHINT ELECTRIC.
- El selector de modo de mando seleccionado es de la marca CHINT ELECTRIC de 22mm y dos posiciones.

5.16.4 Interruptores termo magnéticos.

Los interruptores termo magnéticos protegerán los diversos componentes hardware y eléctricos del sistema de control y de potencia del montaje actual.

Los interruptores requeridos se seleccionaron de la marca SIEMENS y su selección se basó en la corriente nominal requerida por cada equipo. Se muestran las características básicas de los disyuntores SIEMENS y la lista de selección de elementos (véase Anexo 26).

5.16.5 Freno electromagnético.

El freno electromagnético funciona principalmente como un freno de seguridad ante la eventual pérdida del fluido eléctrico en la zona de montaje, protegiendo así el sistema motriz de un daño prematuro no previsto o un accidente por la caída libre de la cabina en transporte.

El freno electromagnético seleccionado es la referencia SDZ1-80 (véase Anexo 27). Este freno es apto para el frenado de un motor de 10HP, con un torque de frenado de 75N*m. Sin embargo, el freno posee un voltaje nominal de 99V, por esta razón se debe realizar la conexión intermedia de un rectificador de voltaje (véase Anexo 28).

5.16.6 Sensado de nivel de cabina.

Para el sensado de nivel de cabina se requiere un transmisor de tipo proximidad, el cual permita el uso en entorno tipo pesado, económico y accesible. Las alternativas planteadas se muestran en la tabla mostrada a continuación.

Tabla 3. Análisis de alternativas sensado de cabina.

CRITERIO/ALTERNATIVA	BASE POND.	SENSOR FINAL DE CARRERA MECANICO	SENSOR DE PROXIMIDAD INDUCTIVO	SENSOR DE PROXIMIDAD CAPACITIVO
<i>ECONOMICO</i>	60%	10	6	5
<i>FACIL DISPONIBILIDAD</i>	10%	7	8	8
<i>ENTORNO DE TRABAJO PESADO</i>	10%	9	4	4
<i>VELOCIDAD DE RESPUESTA</i>	10%	9	9	9

DURABILIDAD	10%	10	6	6
PONDERACIÓN TOTAL		9,5	6,3	5,7

Teniendo en cuenta lo anterior, se seleccionan tres sensores de proximidad, de tipo final de carrera mecánico, con una puntuación total de 9,5 puntos ponderados.

De acuerdo con los requerimientos de montaje se selecciona el modelo YBLX-K3/20H/T de la marca CHIN (véase Anexo 29).

5.16.7 Sensado de cierre de puertas

El sensor de cierre de puertas es el encargado de validar el proceso de cierre de puertas de cabina y de nivel de planta en el elevador. A continuación se muestra la tabla de análisis de alternativas para el sensado de puertas.

Tabla 4. Análisis de alternativas sensado cierre de puertas.

CRITERIO/ALTERNATIVA	BASE POND.	SENSOR FINAL DE CARRERA MECANICO	SENSOR DE PROXIMIDAD INDUCTIVO	SENSOR DE PROXIMIDAD CAPACITIVO
ECONOMICO	40%	8	7	5
FACIL DISPONIBILIDAD MONTAJE	10%	2	10	10
ENTORNO DE TRABAJO PESADO	10%	9	7	7
COMPATIBILIDAD DETECCION MATERIALES	30%	5	10	0
DURABILIDAD	10%	10	9	9
PONDERACIÓN TOTAL		6,8	8,4	4,6

En consecuencia, se seleccionan sensores de proximidad inductivos modelo PR-082DP de la marca AUTONICS (véase Anexo 30).

5.16.8 Sensor de carga

El censado de carga se realizará mediante cuatro galgas extensiométricas, las cuales estarán instaladas en la parte inferior de la cabina del elevador. La finalidad primordial del censado de carga será la generación de una alarma tras sobrepasar los 800 Kg.

El sensor seleccionado es el modelo WL1263 de la marca OIML, con una capacidad nominal de 750Kg en cada celda de carga (véase Anexo 37).

5.17 DISEÑO DEL AUTOMATISMO

Teniendo en cuenta las consideraciones de diseño por parte de la empresa, se establecen las consideraciones técnicas relacionadas con el diseño del automatismo secuencial:

- El elevador de carga no podrá iniciar la marcha ante la eventual apertura de cualquiera de las puertas del montaje (Puerta de cabina y puertas de piso).
- El tablero de mando deberá poseer un pulsador de parada de emergencia de tipo Hongo.
- La maniobra del automatismo será ejecutada mediante tres botoneras de cuatro casillas, la cual incluirá: 3 botones para llamada de nivel y un selector de dos posiciones para el modo automático y manual del motor.
- El modo automático ejecutara los comandos típicos de un ascensor de pasajeros, desplazando la cabina de un punto A un punto B.

- El modo manual entrará en acción ante cualquier atascamiento mecánico, apertura de puerta o parada de emergencia del elevador. En este modo el motor se comandará mediante dos pulsadores permitiendo la subida o bajada del mismo a petición del usuario.
- La celda de carga deberá permitir el pesaje de la carga de la cabina y la creación de alarmas de sobrepeso cuando la carga exceda 800Kg.

Teniendo en cuenta lo anterior se plantea el problema de diseño del automatismo (véase Anexo 31).

5.17.1 Diagrama Gemma automatismo secuencial

Teniendo en cuenta la metodología de diseño que expone Balcells ⁵⁸, se identifican los estados normalizados presentes en el diseño del automatismo de elevación, tomando como referencia los posibles estados de funcionamiento, parada y fallo que podrían presentarse durante la operación del autómeta.

Como resultado del proceso de diseño se añaden estados adicionales de parada de emergencia y accionamiento manual del elevador de carga, obteniendo el diagrama de estados GEMMA (véase Anexo 32).

5.17.2 Diagrama Grafcet del automatismo secuencial.

Al terminar el diseño GEMMA del automatismo se hace relevante la adición del estado adicional de modo automático del automatismo y la interrupción de los estados de

⁵⁸ BALCELLS, Josep y ROMERAL, José Luis. Autómatas Programables. [s.l.]: Marcombo, 2000.p 33. ISBN 9788426710895.

funcionamiento automático ante la actuación del pulsador de emergencia normalmente cerrado.

De acuerdo con las especificaciones de diseño del automatismo, se plantea el comportamiento secuencial del automatismo y de esta forma obteniendo el siguiente diagrama de proceso (véase Anexo 33).

5.17.3 Programa FUP PLC Logo Siemens.

Teniendo como referente la ilustración GRAFCET del automatismo se procede a realizar el programa a cargar en el PLC logo. Para este proceso se realizó el diseño del programa mediante el lenguaje de funciones lógicas (FUP), gracias a su facilidad en la transferencia de grafico GRAFCET al programa.

El proceso se ejecutó mediante el programa Logósofo V8.3 de la empresa SIEMENENS (véase Anexo 34).

5.17.4 Diagrama de control de automatismo

El diagrama de control del elevador muestra las conexiones detalladas del PLC LOGO! 8 24RCE con los demás componentes de control del sistema de elevación a instalar en la empresa (véase Anexo 35).

5.17.5 Diagrama de potencia.

El diagrama de potencia del elevador de carga muestra el conexionado de los elementos de protección eléctrica y los principales componentes eléctricos del montaje, como lo son: variador de frecuencia, freno electromagnético, PLC logo, entre otros (véase Anexo 36).

5.18 SIMULACIÓN CAE

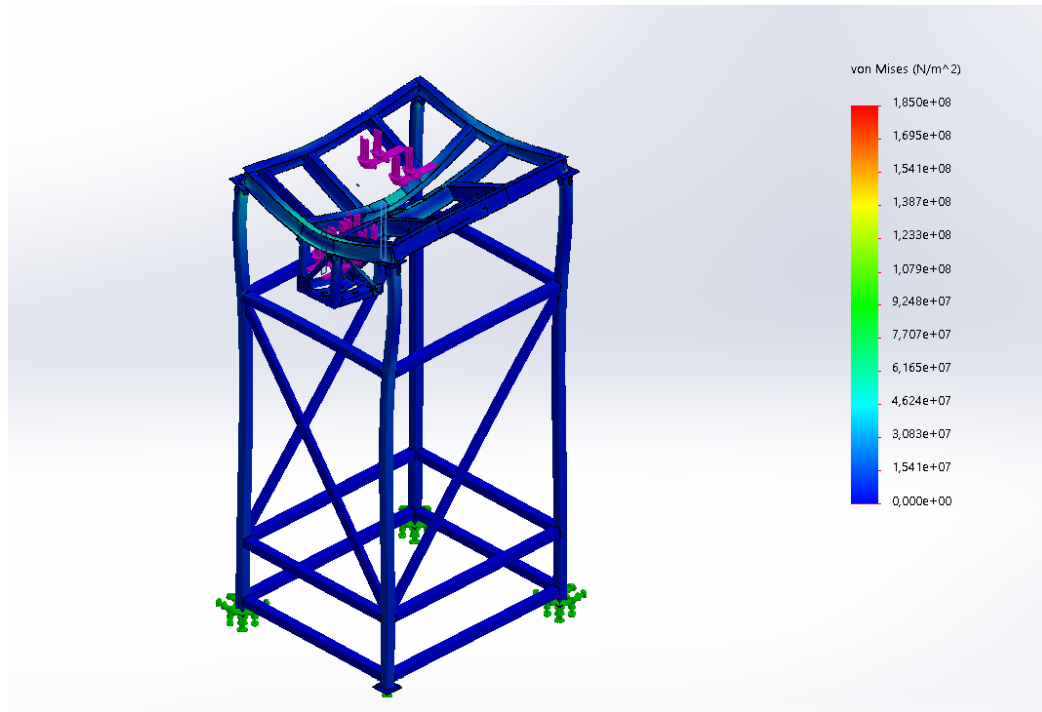
A continuación, se presentan los resultados principales de los elementos mecánicos y estructurales, tales como: estructura auto portante superior, cabina de elevación, contrapeso, ejes de tracción y poleas de adherencia.

Los softwares de simulación utilizados fueron SOLIDWORKS Simulation y ANSYS Workbench.

5.18.1 Estructura auto portante superior.

En la siguiente figura se expone el resultado de tensión máxima de Von Mises para el sólido en cuestión:

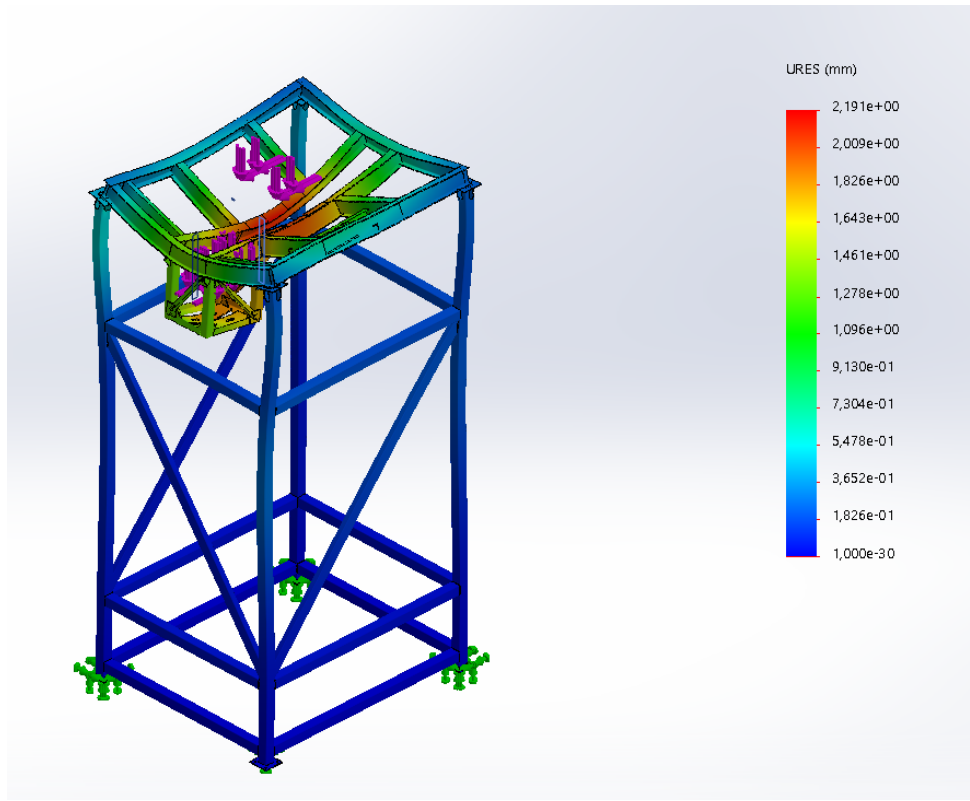
Figura 14. Esfuerzo de Von Mises máximo estructura auto portante



Como se observa en la figura el esfuerzo máximo se presenta en la zona media de las dos vigas que soportan la carga en dirección de la gravedad, con un esfuerzo máximo de 185 MPa.

A continuación se muestran los desplazamientos resultantes de la estructura:

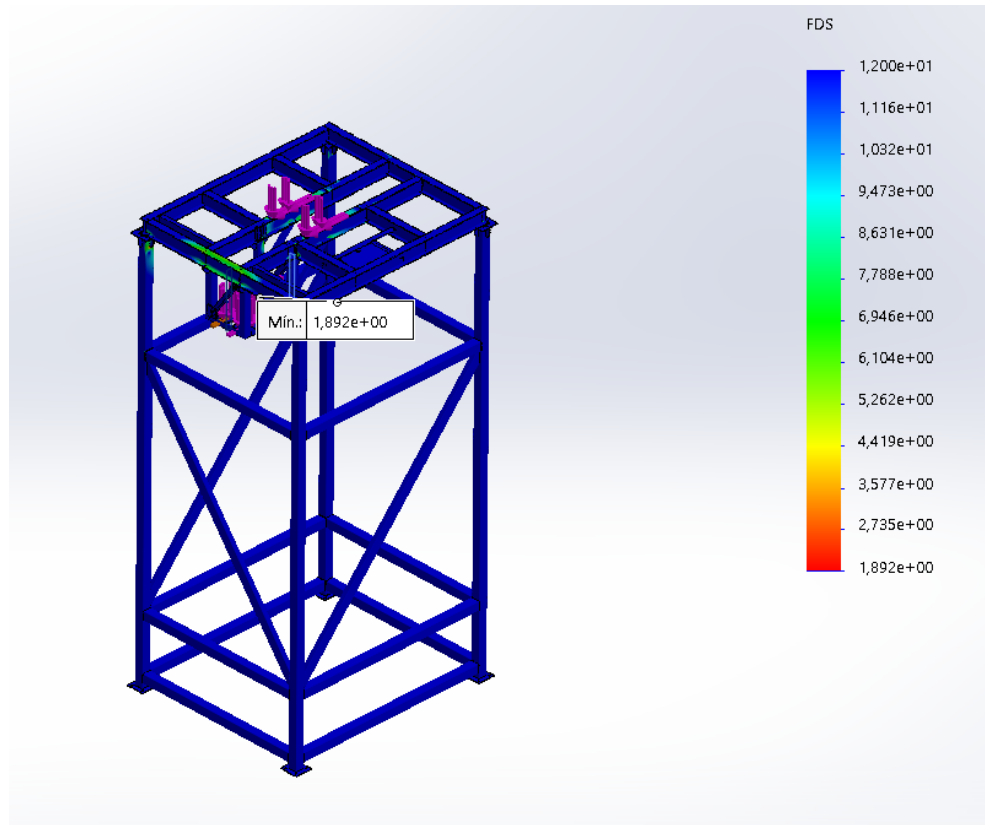
Figura 15. Desplazamientos resultantes estructura auto portante.



Como se puede extraer de la figura anterior, el desplazamiento máximo es de 2,19mm en la zona media de la viga IPE 140.

Por último se muestran los resultados del factor de seguridad para la estructura:

Figura 16. Factor de seguridad estructura auto portante

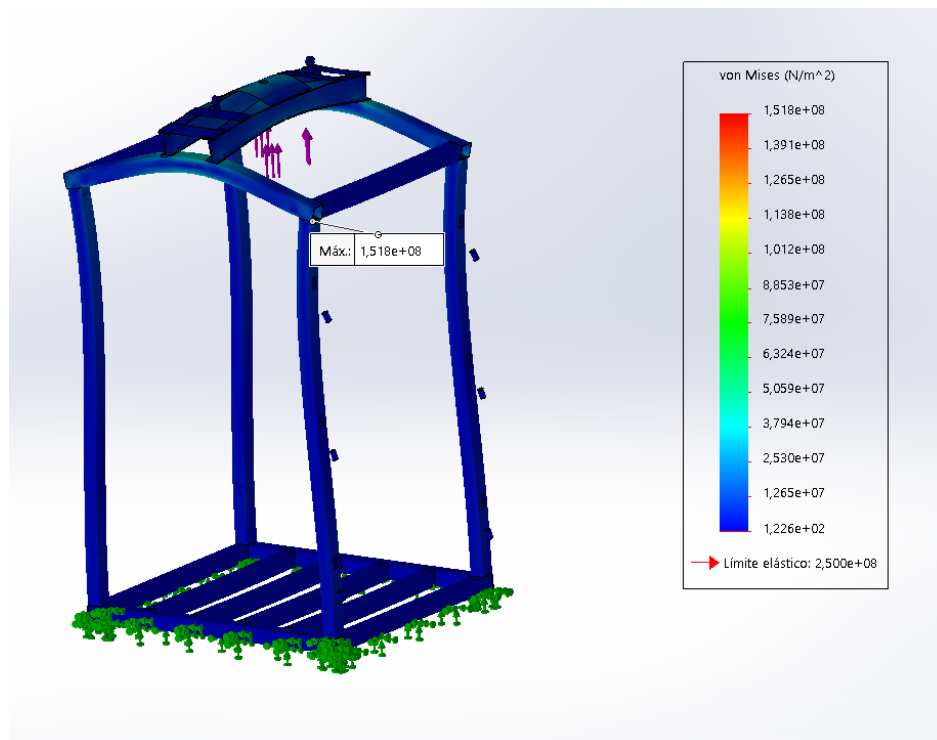


De la figura anterior se evidencia que el factor de seguridad mínimo para la estructura es de 1,89, encontrando su punto máximo en la zona de unión del bastidor de la polea de desvió. Además, se evidencia un factor de seguridad elevado en la mayoría de la estructura, mostrando zonas de valor medio en las vigas laterales y transversas del bastidor superior de la estructura.

5.18.2 Cabina del elevador.

Inicialmente se observa el esfuerzo de Von Mises en la cabina del elevador de carga, como se puede evidenciar en la siguiente figura:

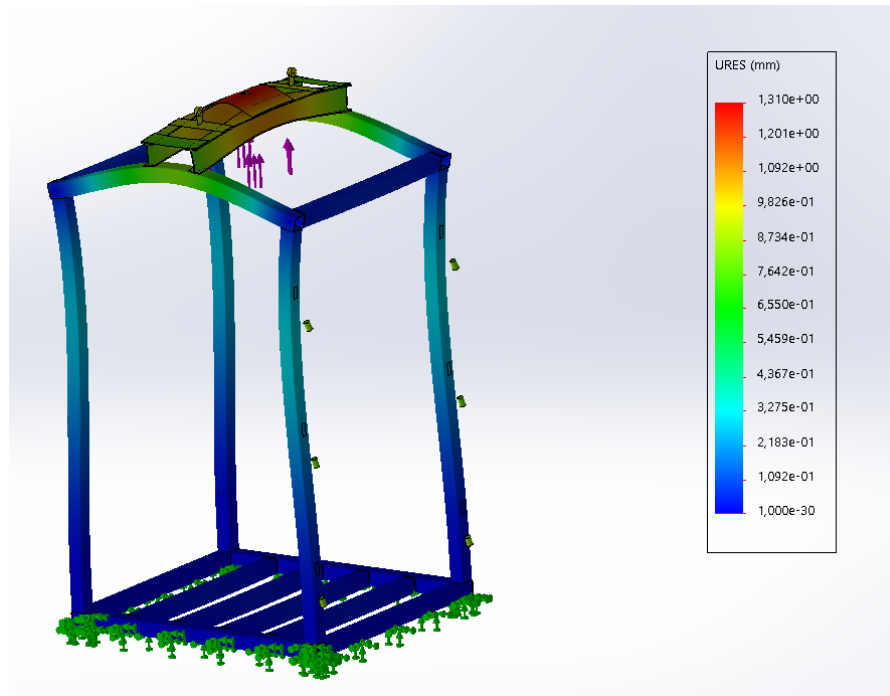
Figura 17. Esfuerzo de Von Mises de la cabina



El esfuerzo máximo se presenta en la esquina del cuadrante superior de la cabina, con un valor de 151 MPa.

A continuación se presenta el desplazamiento resultante del sólido de la cabina de elevación:

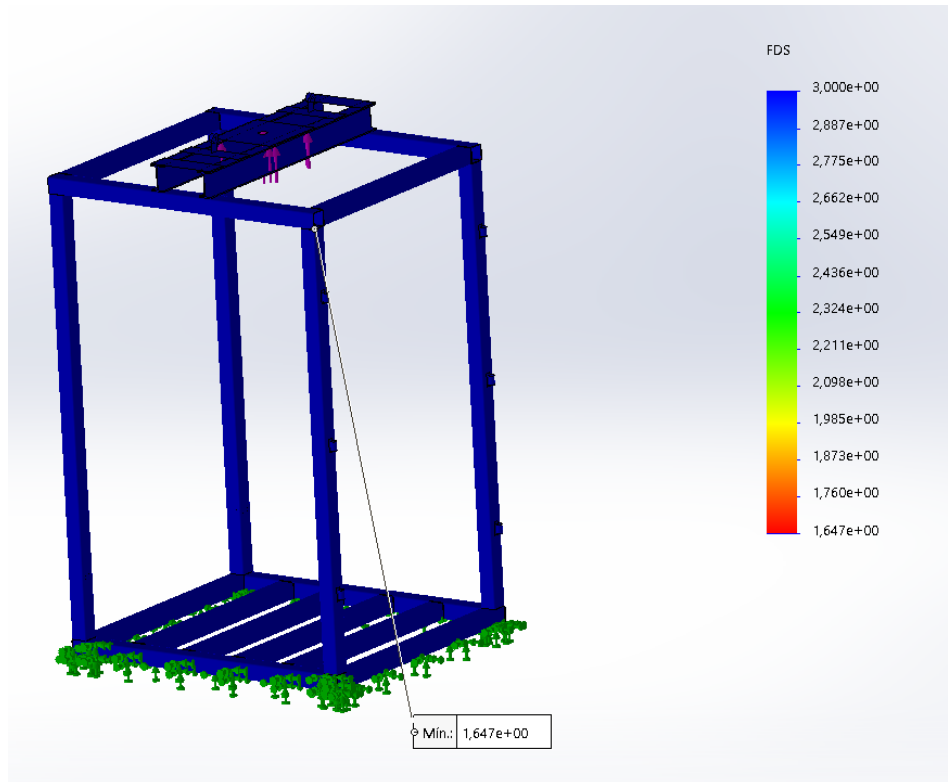
Figura 18. Desplazamiento máximo de la cabina



El desplazamiento máximo registrado fue de 1,3mm en la zona central, específicamente en la placa de arrastre de la cabina. Teniendo en cuenta este resultado se valida el diseño como seguro.

Ahora se evidencian el factor de seguridad del aparato de elevación:

Figura 19. Factor de seguridad mínimo de la cabina



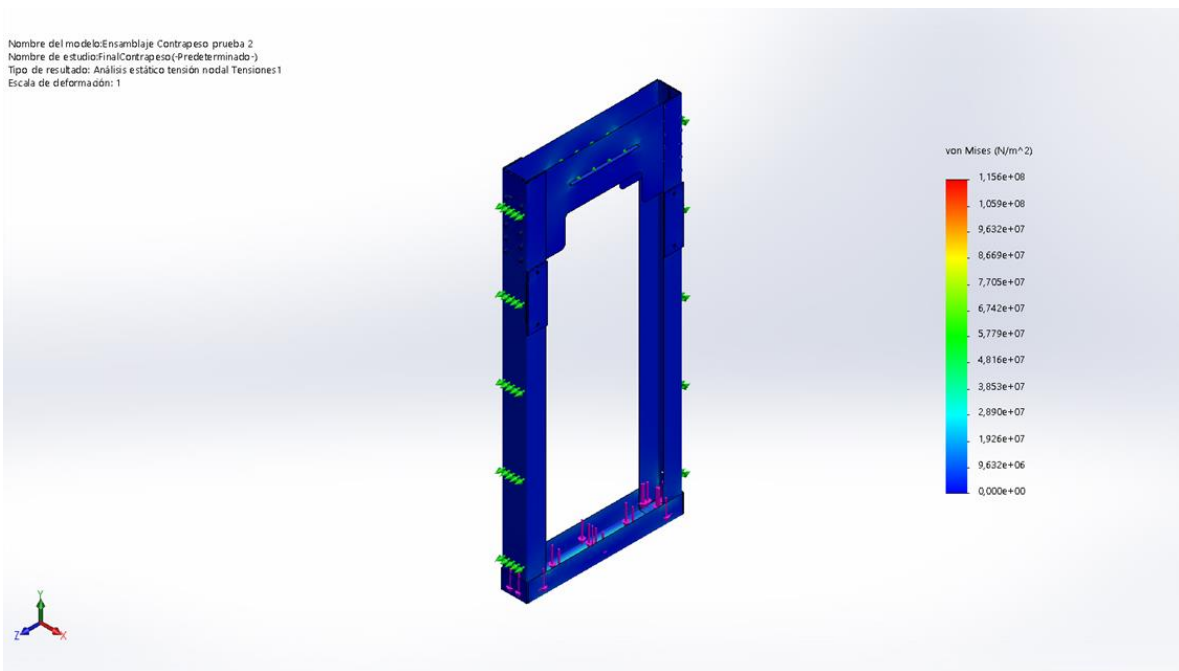
De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad general está cercano a 3 o superior. Sin embargo, el factor de seguridad mínimo en la zona de unión del bastidor superior de la cabina resulta 1,64, valor que se registra como válido para la construcción del modelo.

5.18.3 Contrapeso.

Para el contrapeso se considera una situación adicional en la simulación y es la validación de pernos de sujeción para las platinas de anclaje.

A continuación se muestra la gráfica de esfuerzos de Von Mises para el ensamblaje:

Figura 20. Esfuerzo de Von Mises del contrapeso

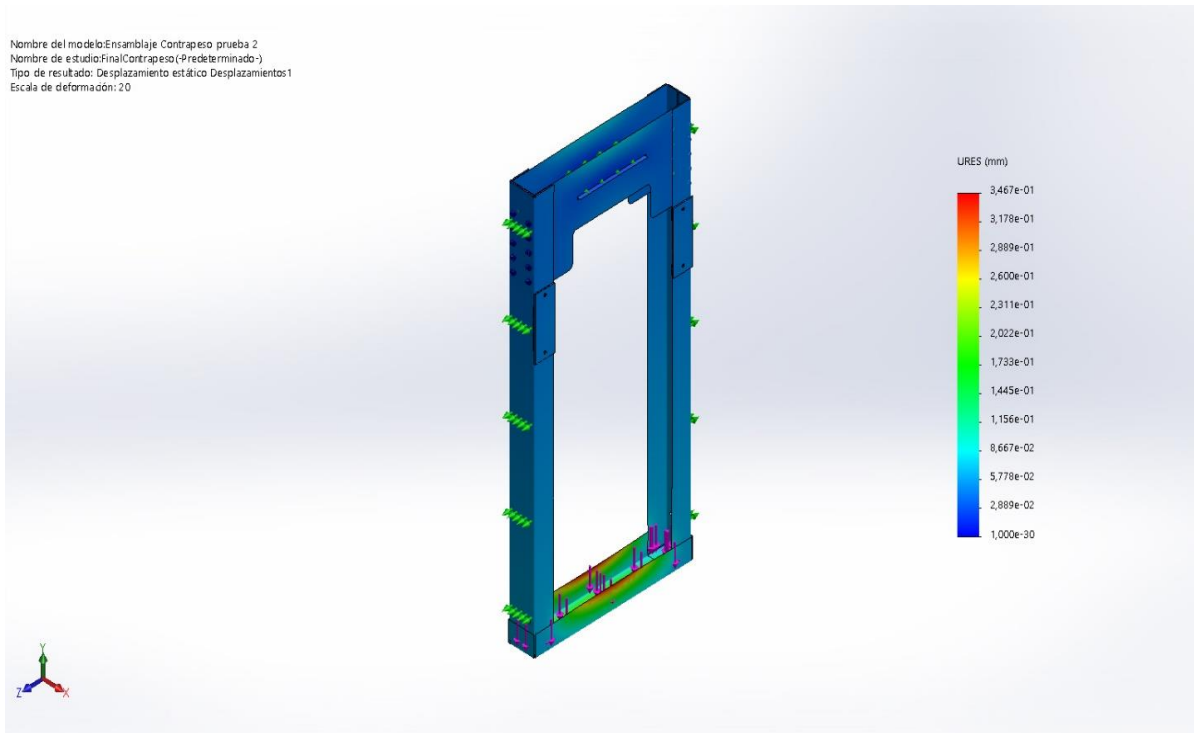


De la ilustración anterior se evidencia un valor máximo de 115 MPa en la zona de la platina de anclaje.

Ahora bien, los desplazamientos del ensamblaje se pueden identificar en la siguiente ilustración:

Figura 21. Desplazamientos máximos del contrapeso

Nombre del modelo: Ensamblaje Contrapeso prueba 2
Nombre de estudio: Final/Contrapeso (Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 20

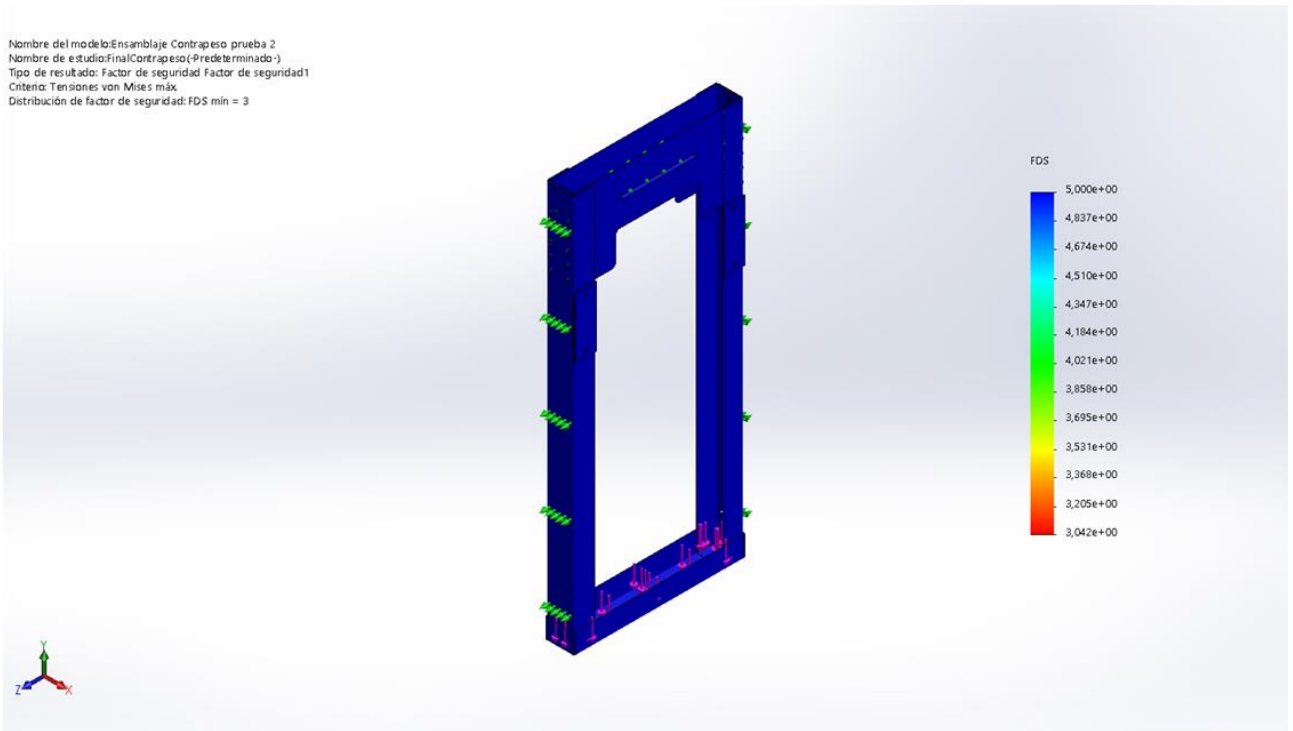


El desplazamiento máximo registrado es de 0.346 mm en la zona de suspensión de la carga.

Continuando, se puede observar el factor de seguridad mínimo de 3 en la siguiente ilustración:

Figura 22. Factor de seguridad del contrapeso

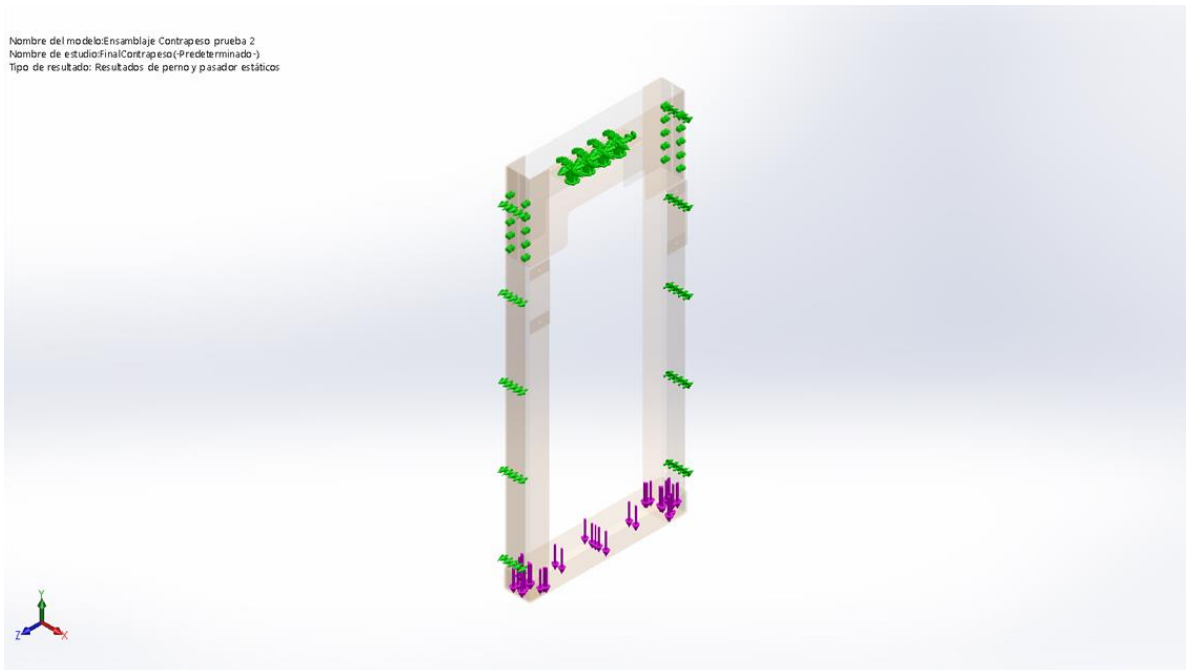
Nombre del modelo: Ensamblaje Contrapeso prueba 2
Nombre de estudio: Final Contrapeso (Predeterminado)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx
Distribución de factor de seguridad: FDS min = 3



Finalmente, se valida el factor de seguridad de los pernos de conexión del bastidor del contrapeso con las placas de anclaje.

Figura 23. Comprobación de los pernos del contrapeso

Nombre del modelo: Ensamblaje Contrapeso prueba 2
Nombre de estudio: FinalContrapeso (-predefinido-)
Tipo de resultado: Resultados de perno y pasador estáticos



Como resultados de esta validación, se evidencia que el uso de pernos de conexión de 3/8 de pulgadas x 1,5 pulgadas es óptima y suficiente desde el punto de vista de la resistencia de materiales.

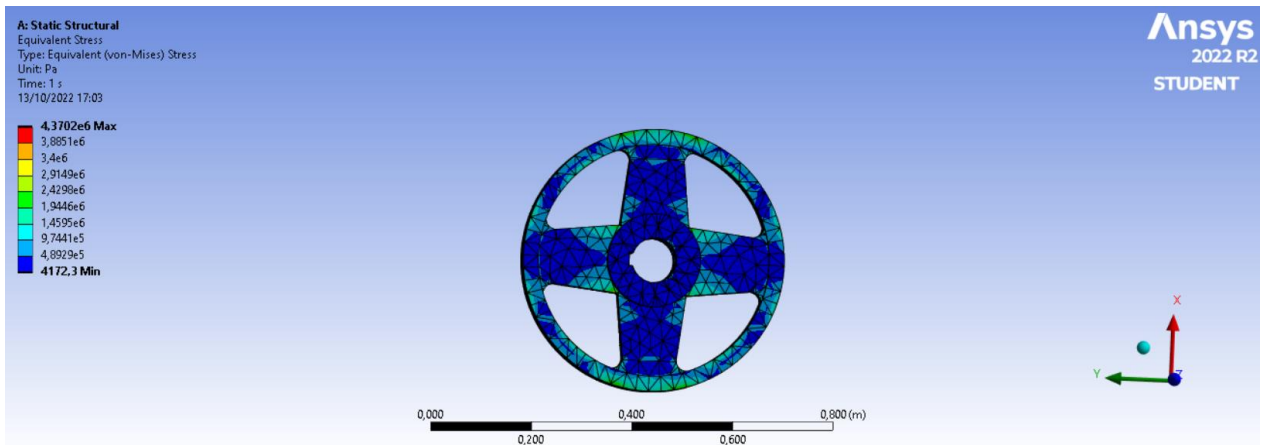
5.18.4 Polea de tracción.

El análisis CAE de la polea de tracción permite validar el diseño actual junto con el análisis teórico de la norma técnica 2769-1.

Se tomaron en cuenta las cargas normales de 4000 Newtons a lo largo de las cuatro gargantas donde se alojarán los cables metálicos de adherencia.

A continuación se muestran los resultados de esfuerzo de Von mises:

Figura 24. Esfuerzo Von Mises máximo en la polea de tracción



El análisis muestra un esfuerzo máximo de 4.38 MPa.

Si siguiendo con el análisis se muestran los resultados de deformación resultante y factor de seguridad del diseño:

Figura 25. Esfuerzo resultante en la polea de tracción

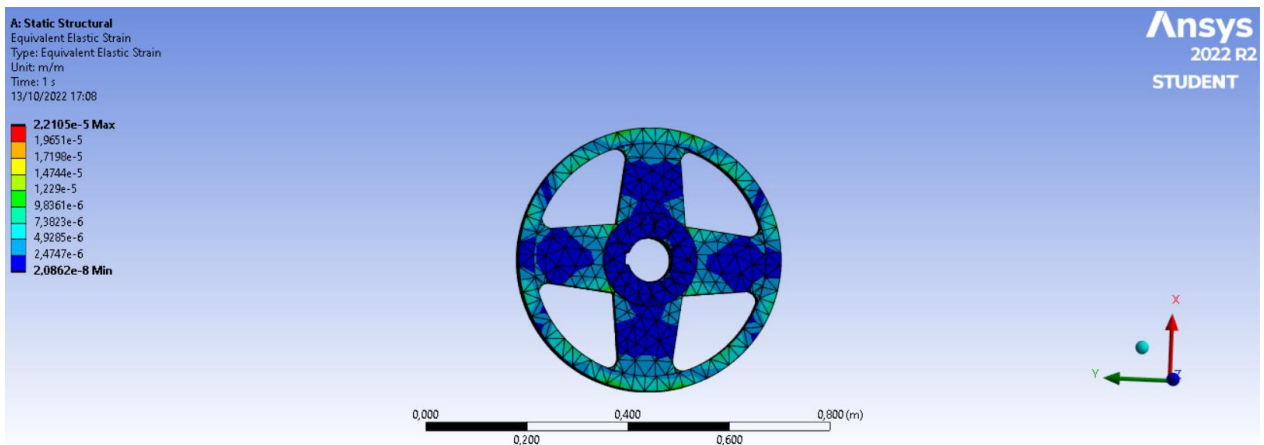
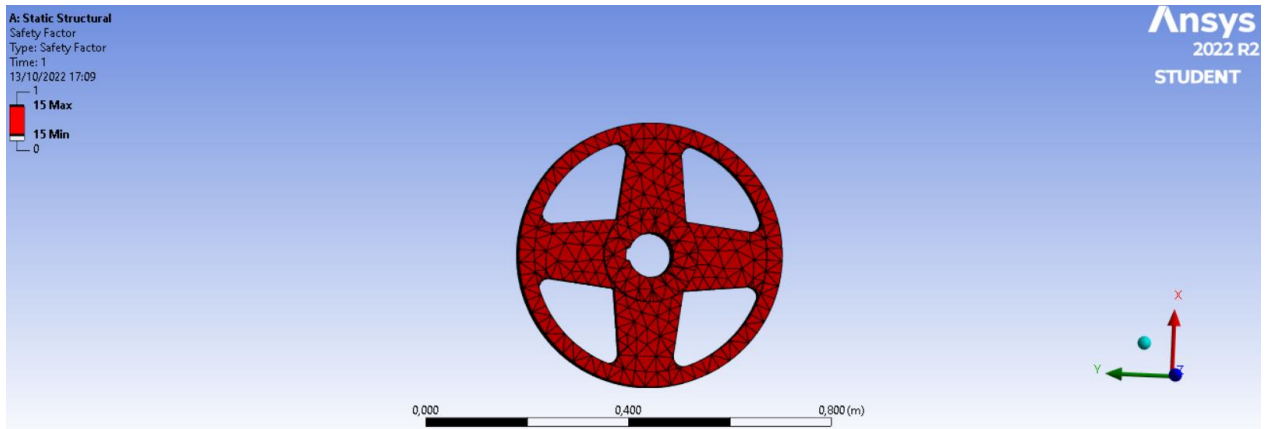


Figura 26. Factor de seguridad en la polea de tracción



De las figuras anteriores se evidencia un factor de seguridad bastante elevado (15) y una deformación resultante de $2.21E-5$ metros. Además de esto, se evidencia un valor de error estructural bajo, de $4.2E-6$, por lo que se concluye que el diseño de la polea de tracción cumple con los requerimientos de diseño.

5.18.5 Polea de desvío

De manera similar se muestran los resultados principales de la simulación de la polea de desvío, tales como: esfuerzo de Von Mises, desplazamiento total, factor de seguridad y error estructural.

Figura 27. Deformación total en la polea de desvío

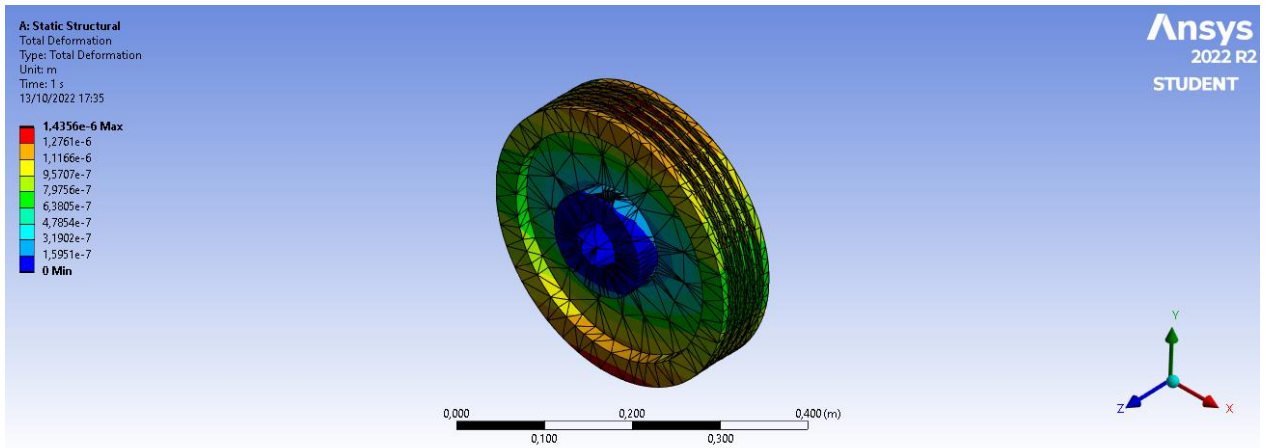


Figura 28. Esfuerzo resultante en la polea de desvío

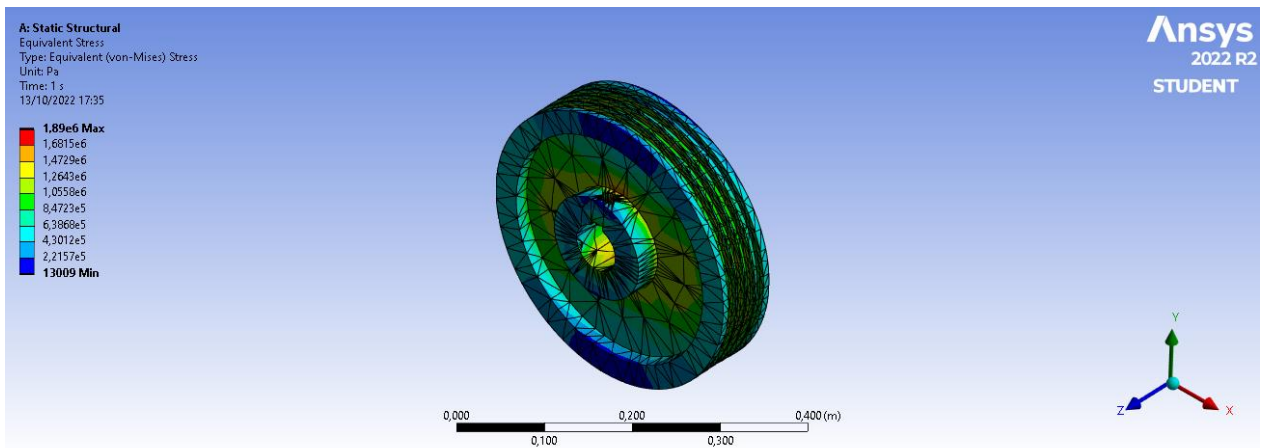


Figura 29. Error estructural polea de desvío

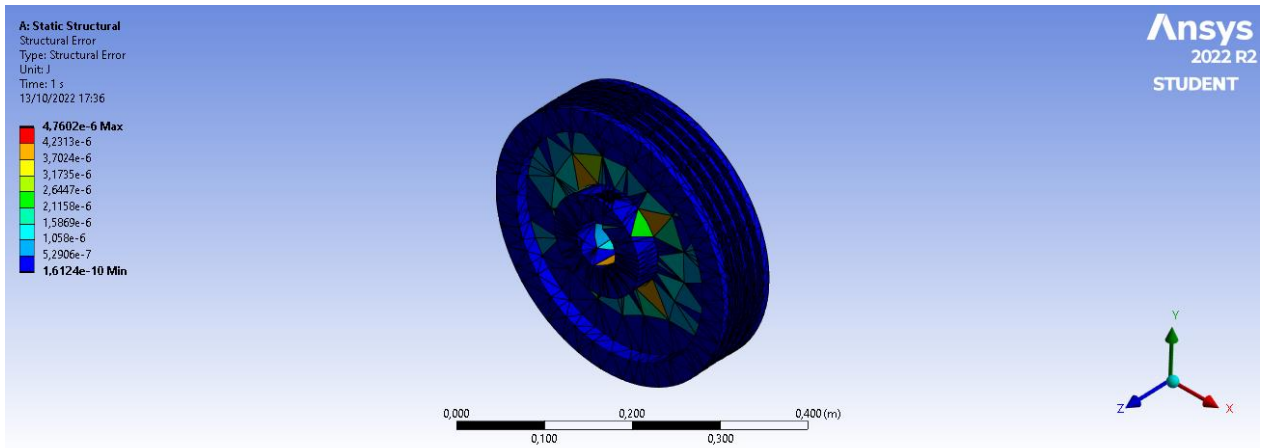
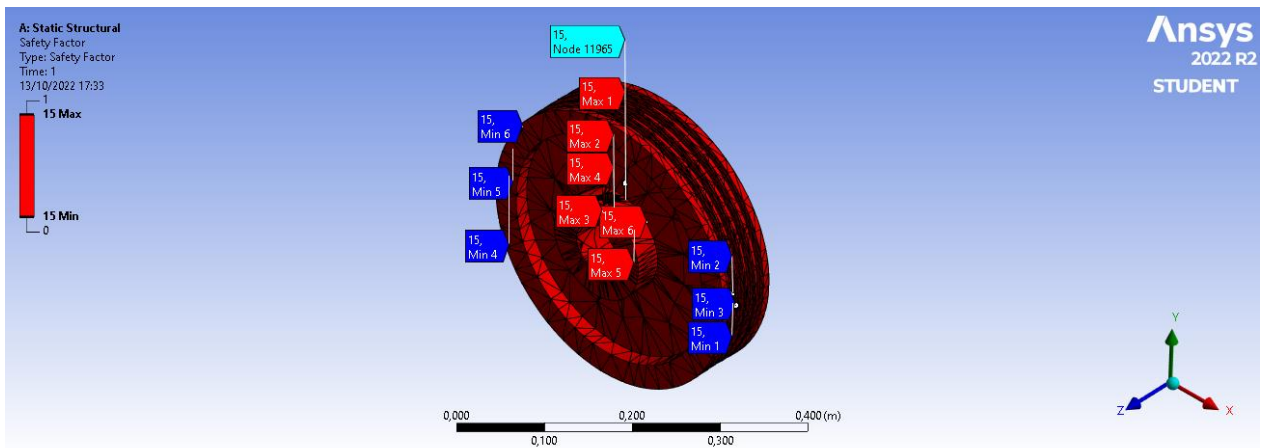


Figura 30. Factor de seguridad polea de desvío



Teniendo en cuenta las ilustraciones mostradas anteriormente, se puede evidenciar que el diseño cumple con los requerimientos de diseño para el montaje del sistema de elevación. El esfuerzo de Von Mises máximo registrado fue de 2 MPa, la deformación total 1.4E-6 metros y el factor de seguridad registrado fue de 15.

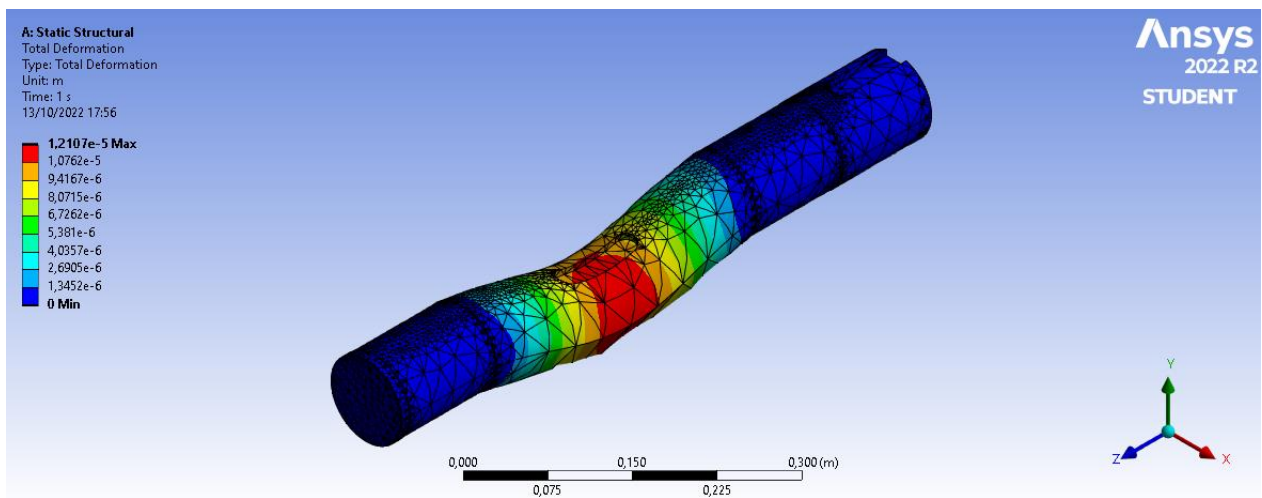
Por otro lado el error estructural registrado fue de 4,7E-6, por lo que la afinidad de la malla a pesar de no estar refinada a su punto máximo muestra un comportamiento afín con el comportamiento mecánico de la polea.

5.18.6 Eje de tracción

A continuación se muestran los principales resultados del análisis CAE del eje de tracción del sistema de elevación.

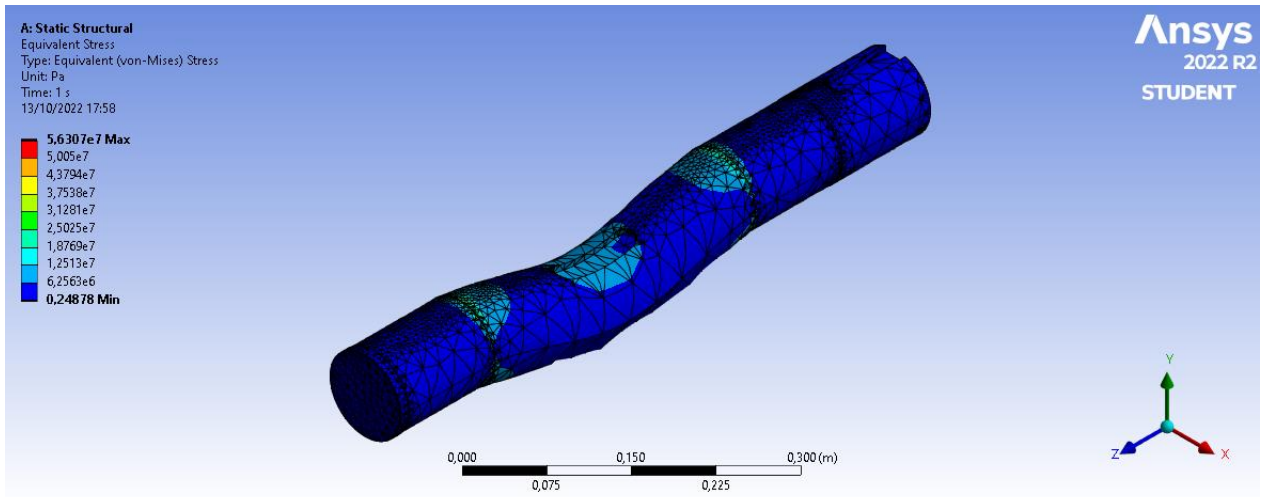
Se aplicaron las fuerzas de reacción de la polea de tracción (ver capítulo 5.9 Diseño de ejes)

Figura 31. Deformación total del eje de tracción



Como se puede observar en la anterior ilustración, la deformación máxima registrada fue de 1.2E-7 metros.

Figura 32. Esfuerzo Von Mises eje de tracción



El esfuerzo máximo registrado es de 56,3 MPa.

Figura 33. Esfuerzo estructural eje de tracción

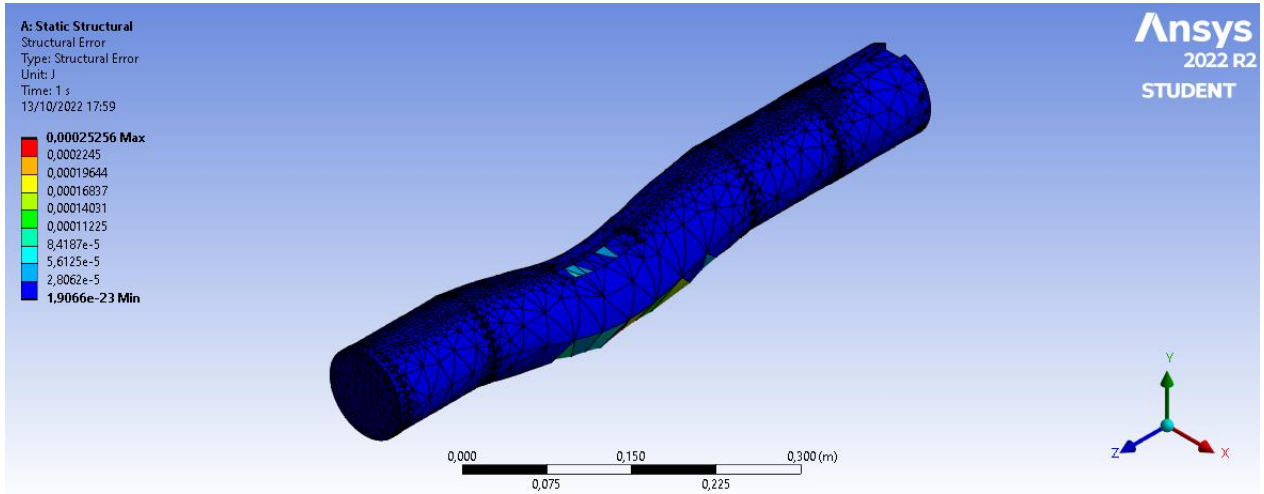
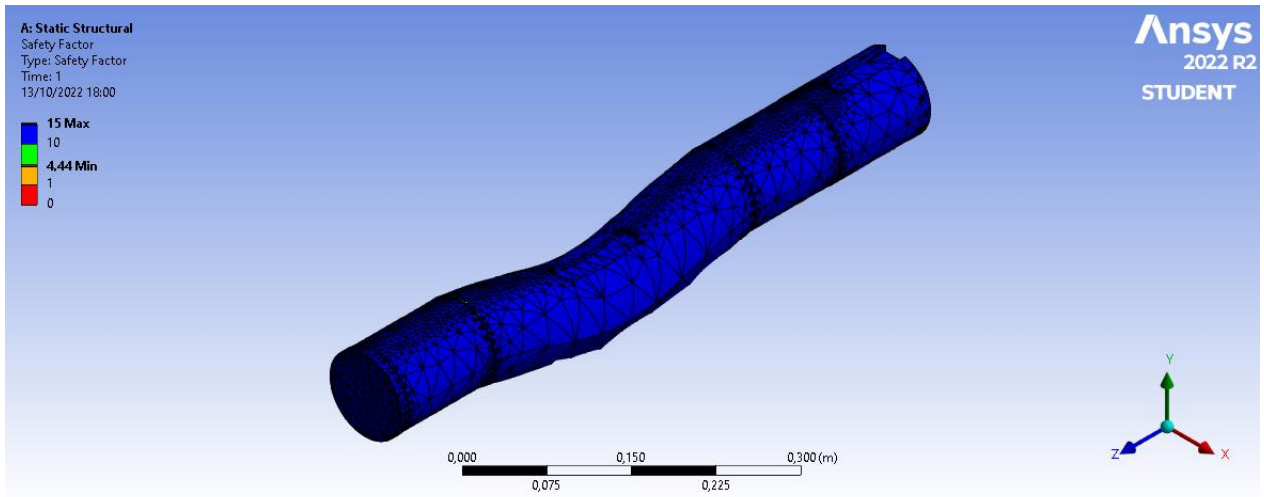


Figura 34. Factor de seguridad eje de tracción



En suma, el diseño del eje de tracción muestra un factor de seguridad de 4,44 en la zona más crítica, lo que demuestra un comportamiento más que suficiente para la tracción de la cabina en el sistema de elevación.

6 FABRICACIÓN DEL ELEVADOR DE CARGA

Para la fabricación del elevador de carga en la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S tomo un total de 30 días para su terminación y puesta a punto, el proceso de construcción se resume así:

- Toma de medidas y puntos de referencia para delimitar el área donde se haría el foso, realizar el agujero en el suelo, colocar los soportes de las columnas del elevador y las zapatas de anclaje (véase Anexo 10).
- Abertura del hueco correspondiente al segundo piso del edificio en donde se instaló el montacargas (véase Anexo 11).
- Compra y recepción de los perfiles comprados para la estructura y la cabina (véase Anexo 12).
- Corte, limpieza y aplicación de anticorrosivo a los perfiles estructurales (Anexo 13).
- Armado de las diferentes caras de la estructura y aplicación de soldadura (véase Anexo 14).
- Aplicación de pintura a toda la estructura (véase Anexo 15).
- Ensamble de la estructura principal del elevador que soportara las poleas y el sistema motriz además del bastidor de la polea de desvío (véase Anexo 16 y 15).
- Fabricación de la estructura de la cabina (véase Anexo 18).


- Compra de algunos elementos seleccionados como poleas, PLC, chumaceras, entre otros (véase Anexo 19).
- Ensamble de la malla de seguridad en toda la estructura principal y la cabina (véase Anexo 20).
- Instalación de la segunda parte de la estructura principal y colocación de techo de la edificación nuevamente (Anexo 21).
- Instalación de todo el sistema motriz, contrapeso, conexiones eléctricas y sistema de control.
- Montaje de los cables de tracción y amortiguadores.

7 PUESTA EN MARCHA


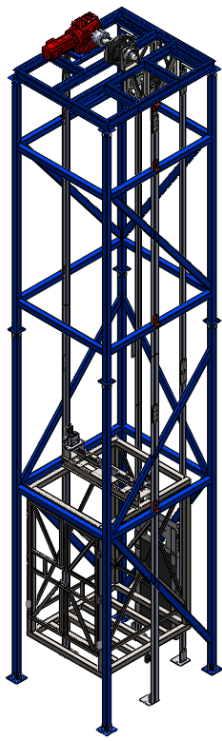
Para verificar que después de instalado el elevador de carga cumpliera con los parámetros establecidos por el cliente se realizaron distintas pruebas enlistadas a continuación:

- Se comprobó que al energizar todos los sistemas no hubiera ruidos extraños o exceso de vibraciones en el sistema motriz.
- Fue necesario hacer dos cambios en la ubicación de los finales de carrera para que las paradas fueran a nivel.
- Se verificó que correcto funcionamiento de la caja de comandos tanto el accionamiento automático como el manual.
- Para comprobar el correcto funcionamiento del paracaídas, antes de amarrar la cabina a los cables se llevó la cabina a media capacidad de carga y se verificó que la se mantuviera estática sin deslizamientos.
- Para verificar el correcto funcionamiento de todos los sistemas del elevador, primeramente se cambió de pisos con la cabina descargada, posteriormente se fue incrementando la carga hasta llegar a aproximadamente a 900 kg donde ya no se podía mover la cabina debido a que los sensores de carga estaban censados a 800 kg y esta manda una señal para que el PLC no deje mover el elevador hasta reducir la carga.

8 PLAN DE MANTENIMIENTO

	Sergar Distribuciones y Servicios S.A.S	Código: EC-1TON	
		VERSIÓN 01	
	Area: Mantenimiento		
Nombre del formato de registro: Plan de mantenimiento			
SISTEMA MOTRIZ			
TAREA A REALIZAR	TIPO	FRECUENCIA	OBSERVACIONES
Verificar la alineación de los ejes y el acople	Inspección	Mensual	
Comprobar el nivel de vibraciones del motor	Inspección	Quincenal	
Verificar la temperatura de operación del motor	Inspección	Quincenal	
Revisión del freno del motor	Inspección	Semestral	
Cambiar grasa y sellos de los rodamientos del motor	Reemplazo	Semestral	
Revisión de las poleas y cables metalicos	Inspección	Trimestral	Tener poleas de reemplazo en almacen
SISTEMA ESTRUCTURAL			
Limpieza de la guias y cambio de grasa	Limpieza	Semestral	
Revisión del teflón de la zapatas	Inspección	Semestral	
Monitoreo de la soldadura, presencia de oxido o grietas	Inspección	Semestral	
Revisión de tornillos y pernos de anclaje	Inspección	Trimestral	
Comprobar alineación de la guias	Inspección	Semestral	
SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL			
Limpieza de la caja de control	Limpieza	Mensual	
Revisión cableado electrico	Inspección	Anual	
Revisión el historial de fallos del variador de frecuencia	Inspección	Trimestral	
Limpieza e inspección semiconductores de potencia y tarjetas electronicas del variador de frecuencia	Limpieza	Trimestral	Evitar descargas electrostaticas
Pruebas de funcionamiento en baja tensión del variador	Pro-acción	Trimestral	
Limpieza del panel de PLC y placa de circuitos	Limpieza	Bimensual	
Verificar el estado de bateria de la memoria RAM en la CPU del PLC	Inspección	Bimensual	
Revisión caja de comando	Limpieza	Trimestral	

9 HOJA DE VIDA DEL ELEVADOR DE CARGA

	Sergar Distribuciones y Servicios S.A.S		Codigo: EC-1TON				
			VERSIÓN: 01				
	Area: Mantenimiento						
Nombre del formato de registro: Ficha técnica							
REALIZADO POR:	Ing. Daniel Eduardo Caballero Garcia		FECHA	8/10/2022			
MAQUINA O EQUIPO	Elevador de carga		CIUDAD	Bucaramanga			
FABRICANTE	Ing Jeison Serrano e Ing Daniel Caballero		DIRECCIÓN	Calle 23 # 17-34			
MODELO	E-01		TELEFONO	6334558			
CARACTERISTICAS GENERALES							
PESO	2,6 Ton	ALTURA	10,5 m	ANCHO	2,6 m	LARGO	2,9 m
DATOS TÉCNICOS				FOTO DE LA MAQUINA O EQUIPO			
Capacidad	1000 kg						
Velocidad	0,5 m/s						
Ciclos diarios	20						
Motorreductor	10 HP a 1700 rpm						
Freno	Sin fin corona 60:1						
Sistema de tracción	Polea de adherencia						
Cables	4 cables de 1/2" SEALE 8 X 19						
Variador de frecuencia	HOLIP mod. HLP A07D523B						
PLC	LOGO!8 24RCE SIEMENS						
Sensor final de carrera	YBLX-K3/20H/T CHIN						
Sensor inductivo	AUTONICS mod. PR-082DP						
Sensor de carga	OIML mod. WL1263						
Observaciones							

10 CONCLUSIONES

- El elevador construido cumple con las prestaciones exigidas por el cliente tales: económico, fácil manufactura, mantenimiento sencillo, estabilidad estructural, automatizado y seguro.
- El tamaño y área disponible en la cabina cumple con las dimensiones necesarias para transportar las estibas de materiales de la empresa.
- El paracaídas implementado funcionó correctamente para el caso de rotura de los cables, siendo una solución más económica y accesible que otros sistemas usados para tal fin.
- Con la puesta en marcha del elevador se logó liberar el primer piso del edificio, espacio que era ocupado por la materia prima y los materiales terminados y que se distribuyó en los demás pisos permitiendo una mejor utilización del espacio en la empresa y mejorando sus tiempos de producción.
- Los materiales y componentes utilizados son de fácil mantenimiento e intercambio por ser más comerciales lo cual reduce costos de adquisición y el tiempo de paradas de mantenimiento.

11 BIBLIOGRAFIA

- ACOSTA CUELLO, Bersasar y SÁNCHEZ RAMÍREZ, Alexander. Diseño e implementación de un elevador de carga para la compañía Industrias Estra Medellín. Trabajo de grado. Medellín: Instituto Tecnológico Metropolitano, 2018. 207 p.
- AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Citado por WILLIBALD, Silke. Bolted Connections for Rectangular Hollow Sections under Tensile Loading. Karlsruhe: TH, 200, p. 31.
- ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR 10. Bogotá D.C: [s.n.]. 600 p.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. UNE-EN 81-1. Madrid: AENOR, 2001. 177 p.
- BALCELLS, Josep y ROMERAL, José Luis. Autómatas Programables. [s.l.]: Marcombo, 2000.p 456. ISBN 9788426710895.
- BUSTAMANTE SARABIA, Luis Francisco y EUGENIO SALTOS, David Andrés. Diseño y construcción de un elevador de carga industrial automatizado tipo columna de tres niveles para transportar los productos cerámicos en la empresa NOVEL. Trabajo de grado. Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas, 2015. 199 p.

- CARGOFLETBLASANT. Carga de rotura cable seale 8x19. [Figura]. Catalogo cables metálicos 10. [Consultado el 10 de mayo de 2022. Disponible en: <https://cfblasant.com/>].
- CLEARCALCS, Free beam calculator [sitio web]. Collingwood, Australia; [Consultado: 27 de septiembre de 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>
- FREEPIK. Vectores de polea. freepik [página web]. (2010). [Consultado el 21, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://www.freepik.es/vectores/polea>.
- GALLEGO ROJAS, Gozman y MARMOLEJO ESCOBAR, Jaime Enrique. Diseño y cálculo de ascensor para edificio de seis pisos y asesoría técnica a empresa de ascensores "AGGO'S". Trabajo de grado. Cali: Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, 1985. 235 p.
- HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. ELEMENTOS DE MAQUINAS. México D.C: McGRAW-HILL, 2000. p 849. ISBN 970-10-2799-X.
- ICONTEC. Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores Parte 1 [en línea]. Segunda Edición. Bogotá D.C: El instituto. 2017. P 183. [Consultado: 2 de mayo de 2022]. Disponible en: <https://login.bibliotecavirtual.uis.edu.co/>
- INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores eléctricos. NTC 2769, Bogotá D.C.: ICONTEC, 2004. 124 p.

- INTERMEC. Acoples flexibles para eje tipo cadena [en línea]. Bogotá. Intermec.2022. 3 p. [Consultado: 10 de junio del 2022]. Disponible en: https://www.intermec.com.co/pdf/acoples_cadena.pdf
- IPH. Cables de acero para USO GENERAL. iphglobal [página web]. (2017). [Consultado el 16, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://www.iphglobal.com/uploads/downloads/296763001513024041.pdf>
- JIANGSHAN GUANGDA ELEVATOR TECHNOLOGY CO., LTD. 18k ascensor guía t114b rieles guía para ascensores - buy 18k elevator guide rail, guide rail, elevator guide rail product on alibaba.com. Alibaba [página web]. (2022). [Consultado el 2, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/18k-Elevator-Guide-Rail-T114B-guide-60264426550.html>
- MÉNDEZ, César A. y COSTA, Marcus. Desarrollo del modelo computacional 3D del cable de acero “6x19s” a través de PTC Creo Parametric™. ResearchGate [página web]. (Noviembre, 2014). [Consultado el 5, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: https://www.researchgate.net/publication/282218490_Desarrollo_del_modelo_computacional_3D_del_cable_de_acero_6x19s_a_traves_de_PTC_Creo_Parametric
- MCCORMAC, Jack C. y CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. 5a ed. México D.F: Alfaomega, 2013. P 737. ISBN 978 607 707 559 2.
- MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 467 p. ISBN 978-84-291-8012-1.
- MOTT, Robert L. Diseño de ejes. En: Elementos de máquinas. Cuarta Edición. México DF: Pearson education, 2006. 872 p. ISBN: 970-26-0812-0.

- NEXWAY STORE. 49.5US \$ |1 pieza de repuesto de elevador, Zapata de guía deslizante para accesorios de elevación |Piezas para herramientas| - AliExpress. aliexpress.com [página web]. (2022). [Consultado el 9, agosto, 2022]. Disponible en Internet: <https://es.aliexpress.com/item/4001232106013.html>
- REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCION SISMO RESISTENTE.NSR-10. Titulo B- Cargas. Bogotá D.C: Asociación Colombiana de ingeniería sísmica. 1997. p 82.
- REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCION SISMO RESISTENTE.Nsr-10. Titulo F- Estructuras metálicas. Bogotá D.C: Asociación Colombiana de ingeniería sísmica. 1997. p 600.
- SIEMENS. Manual Técnico LOGO. Nuernberg: Segunda, 2003. 17[Consultado el 10 de julio del 2022]. Disponible en: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/461/16527461/att_82567/v1/Logo_s.pdf.
- SISTEMA DE POLEAS | Qué es, tipos, partes, funcionamiento [Anónimo]. Como Funciona | Explicaremos hasta cosas que NO existen! [Página web]. (2022). [Consultado el 27, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: [https://comofunciona.co/sistema-de-poleas/#:~:text=Una%20polea%20es%20una%20máquina,conjuntos%20\(aparejos%20o%20polipastos\).](https://comofunciona.co/sistema-de-poleas/#:~:text=Una%20polea%20es%20una%20máquina,conjuntos%20(aparejos%20o%20polipastos).)
- DE VANDELVIRA, Andrés. Motores de corriente alterna. platea.pntic.mec [página web]. (noviembre, 2011). [Consultado el 20, agosto, 2022]. Disponible en Internet: http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/SAP/archivos/1eva/introduccion_motores_ca.pdf

- VILLORIA, Carlos Muñoz. Análisis y diseño del sistema de tracción de un ascensor residencial [en línea]. Trabajo de grado. Zaragoza: Universidad de Zaragoza, 2016 [consultado el 1, agosto, 2022]. 53 p. Disponible en Internet: <https://core.ac.uk/download/pdf/289987473.pdf>
- vaxasoftware [página web]. [Consultado el 28, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/vigasdef.pdf