



**UNIVERSIDAD
DE ANTIOQUIA**

**DISEÑO DE UN ASCENSOR MODULAR
ELÉCTRICO EN LA EMPRESA COLOMBIANA
DSMAQ S.A.S**

JUAN DAVID PINEDA AGUIRRE

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica
Medellín, Colombia
Año 2020



Diseño de un ascensor modular eléctrico en la empresa
colombiana DSMAQ S.A.S

Juan David Pineda Aguirre

Informe de semestre de industria presentado como requisito parcial para optar
al título de:

Ingeniero Mecánico

Asesores (a):

Edwin Lenin Chica Arrieta, PhD, MSc, Ingeniero Mecánico

Mario Andrés Rojas, Ingeniero Mecánico- Jefe de Diseño

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica
Medellín, Colombia
Año 2020

TABLA DE CONTENIDO

| | | |
|------------|--|----|
| 1 | Introducción | 7 |
| 2 | Objetivos | 8 |
| 2.1 | Objetivo general | 8 |
| 2.2 | Objetivos específicos..... | 8 |
| 3 | Marco teórico | 8 |
| 4 | Metodología | 9 |
| 4.1 | Etapa 1. Revisión de literatura:..... | 9 |
| 4.2 | Etapa 2. Diseño conceptual del elevador:..... | 10 |
| 4.3 | Etapa 3. Diseño en detalle del elevador y verificación de la integridad estructural: 13 | |
| 4.3.1 | Diseño de los componentes principales..... | 13 |
| 4.3.1.1 | Motor..... | 13 |
| 4.3.1.2 | Cadena y piñones | 15 |
| 4.3.1.3 | Eje..... | 17 |
| 4.3.1.3.1 | Diseño del eje por deflexión | 17 |
| 4.3.1.3.2 | Diseño del eje por fatiga | 21 |
| 4.3.1.4 | Rodamientos..... | 23 |
| 4.3.1.5 | Soporte anclaje cabina- cadena | 24 |
| 4.3.1.6 | Resortes | 27 |
| 4.3.1.7 | Sujetador cadena – platina..... | 30 |
| 4.3.1.8 | Soporte anclaje cadena-pesa..... | 33 |
| 4.3.1.9 | Anillos de soporte..... | 36 |
| 4.3.1.10 | Soporte del motor | 39 |
| 4.3.1.11 | Estructura de la cabina | 42 |
| 4.3.1.11.1 | Perfil piso A | 43 |
| 4.3.1.11.2 | Perfil de piso adaptable..... | 44 |
| 4.3.1.11.3 | Perfil frontal del piso | 46 |
| 4.3.1.11.4 | Perfil posterior del piso..... | 47 |
| 4.3.1.11.5 | Canal central del piso..... | 48 |
| 4.3.1.11.6 | Perfil vertical de la cabina..... | 49 |
| 4.3.2 | Diseño de los componentes secundarios | 51 |
| 4.3.2.1 | Pesa..... | 51 |
| 4.3.2.2 | Guías de la contrapesa..... | 52 |

| | | |
|---------|--|----|
| 4.3.2.3 | Empaque cabina cadena | 53 |
| 4.3.2.4 | Soporte de la contrapesa..... | 54 |
| 4.3.2.5 | Guías..... | 56 |
| 4.4 | Etapa 4. Elaboración de la documentación técnica para la fabricación del elevador: 58 | |
| 5 | Conclusiones | 59 |
| 6 | Referencias bibliográficas..... | 59 |

LISTA DE ILUSTRACIONES

| | | |
|-----------------|---|----|
| Ilustración 1. | Motor | 14 |
| Ilustración 2. | Factores de servicio para cadenas..... | 15 |
| Ilustración 3. | Resultados del cálculo de la cadena. | 16 |
| Ilustración 4. | Selección de la cadena..... | 16 |
| Ilustración 5. | Posición del eje en la estructura | 17 |
| Ilustración 6. | Dimensiones generales del eje..... | 17 |
| Ilustración 7. | Ángulo de torsión y deflexión entre soportes. Caso 1: Cabina arriba - contrapesa abajo..... | 18 |
| Ilustración 8. | Ángulo de torsión y deflexión entre soportes. Caso 2: Cabina abajo - contrapesa arriba..... | 18 |
| Ilustración 9. | Pendiente en rodamientos..... | 20 |
| Ilustración 10. | Cargas para velocidad crítica..... | 21 |
| Ilustración 11. | Características del material del eje | 22 |
| Ilustración 12. | Factor de seguridad a la fatiga. Caso 1: Cabina arriba - contrapesa abajo... 22 | |
| Ilustración 13. | Esfuerzo de Von Mises en el eje. Caso 1: Cabina arriba - contrapesa abajo 22 | |
| Ilustración 14. | Factor de seguridad a la fatiga. Caso 2: Cabina abajo - contrapesa arriba... 23 | |
| Ilustración 15. | Esfuerzo de Von Mises en el eje. Caso 2: Cabina abajo - contrapesa arriba 23 | |
| Ilustración 16. | Especificación técnica del rodamiento utilizado sacado de SKF.com | 24 |
| Ilustración 17. | Puntos de aplicación de fuerza y puntos de soporte del elemento " Soporte anclaje cabina-cadena" | 25 |
| Ilustración 18: | Mallado soporte cabina-cadena..... | 25 |
| Ilustración 19. | Esfuerzo de Von Misses soporte cabina-cadena. | 26 |
| Ilustración 20. | Desplazamiento soporte cabina-cadena..... | 27 |
| Ilustración 21. | Factor de seguridad soporte cabina-cadena..... | 27 |
| Ilustración 22. | Resortes | 27 |
| Ilustración 23. | Resultados del cálculo de los resortes en Autodesk Inventor..... | 28 |
| Ilustración 24. | Cálculo manual de los resortes con ecuaciones de Shigley..... | 29 |
| Ilustración 25. | Ubicación de los resortes..... | 30 |
| Ilustración 26. | Sujetador cadena-platina | 30 |
| Ilustración 27. | Sujetador cadena-platina 2 | 30 |
| Ilustración 28. | Fuerzas y fijación del sujetador cadena-platina..... | 31 |
| Ilustración 29. | Malla del sujetador cadena-platina..... | 31 |
| Ilustración 30. | Esfuerzo de Von Misses soporte cabina-cadena. | 32 |

| | |
|---|----|
| Ilustración 31. Desplazamiento del sujetador cadena-platina. | 32 |
| Ilustración 32. Factor de seguridad sujetador cadena-platina..... | 33 |
| Ilustración 33. Fuerzas y fijación del soporte anclaje cadena-pesa..... | 33 |
| Ilustración 34. Malla del soporte anclaje cadena-pesa. | 34 |
| Ilustración 35. Esfuerzo de Von Misses del soporte anclaje cadena-pesa..... | 35 |
| Ilustración 36. Desplazamiento del soporte anclaje cadena-pesa..... | 35 |
| Ilustración 37. Factor de seguridad del soporte anclaje cadena-pesa..... | 36 |
| Ilustración 38. Anillo de soporte | 36 |
| Ilustración 39. Ubicación de la fuerza y fijación en el anillo soporte | 37 |
| Ilustración 40. Área de aplicación de fuerzas del anillo soporte | 37 |
| Ilustración 41. Malla del anillo de soporte | 38 |
| Ilustración 42. Esfuerzo de Von Misses en el anillo de soporte..... | 38 |
| Ilustración 43. Desplazamiento en el anillo de soporte | 39 |
| Ilustración 44. Factor de seguridad en el anillo soporte | 39 |
| Ilustración 45. Soporte del motor | 39 |
| Ilustración 46. Condiciones de carga y fijación del soporte del motor. | 40 |
| Ilustración 47. Mallado del soporte del motor..... | 40 |
| Ilustración 48. Esfuerzo de Von Misses del soporte del motor. | 41 |
| Ilustración 49. Desplazamiento del soporte del motor. | 41 |
| Ilustración 50. Factor de seguridad del soporte del motor. | 42 |
| Ilustración 51. Condiciones de carga de la estructura de la cabina | 42 |
| Ilustración 52. Mallado de la estructura de la cabina | 43 |
| Ilustración 53. Esfuerzo de Von Misses del perfil piso A | 44 |
| Ilustración 54. Desplazamiento del perfil piso A | 44 |
| Ilustración 55. Factor de seguridad del perfil piso A | 44 |
| Ilustración 56. Esfuerzo de von Misses del perfil de piso adaptable..... | 45 |
| Ilustración 57. Desplazamiento del perfil de piso adaptable | 45 |
| Ilustración 58. Factor de seguridad del perfil de piso adaptable. | 45 |
| Ilustración 59. Esfuerzo de Von Misses del perfil frontal del piso | 46 |
| Ilustración 60. Desplazamiento del perfil frontal del piso..... | 46 |
| Ilustración 61. Factor de seguridad del perfil frontal del piso..... | 46 |
| Ilustración 62. Esfuerzo de Von Misses del perfil posterior del piso..... | 47 |
| Ilustración 63. Desplazamiento del perfil posterior del piso | 47 |
| Ilustración 64. Factor de seguridad del perfil posterior del piso | 48 |
| Ilustración 65. Esfuerzo de Von Misses del canal central del piso. | 48 |
| Ilustración 66. Desplazamiento del canal central del piso..... | 49 |
| Ilustración 67. Factor de seguridad del canal central de piso. | 49 |
| Ilustración 68. Esfuerzo de Von Misses del perfil vertical de la cabina. | 50 |
| Ilustración 69. Desplazamiento del perfil vertical de la cabina. | 50 |
| Ilustración 70. Factor de seguridad del perfil vertical de la cabina..... | 51 |
| Ilustración 71. Pesa..... | 51 |
| Ilustración 72. Guía pesa delantera..... | 52 |
| Ilustración 73. Guía pesa trasera..... | 52 |
| Ilustración 74. Rueda guía | 52 |
| Ilustración 75. Pesa guiada | 52 |
| Ilustración 76. Contrapesa | 53 |
| Ilustración 77. Ubicación del empaque cabina-cadena | 53 |

| | |
|--|----|
| Ilustración 78. Ubicación del soporte de la contrapesa | 54 |
| Ilustración 79. Soporte de la contrapesa. | 54 |
| Ilustración 80. Ubicación de la fuerza y agujeros de fijación del soporte de la pesa. | 54 |
| Ilustración 81. Malla del soporte de la contrapesa. | 55 |
| Ilustración 82. Esfuerzo de Von Misses del soporte de la contrapesa. | 55 |
| Ilustración 83. Desplazamiento del soporte de la contrapesa. | 56 |
| Ilustración 84. Factor de seguridad del soporte de la contrapesa. | 56 |
| Ilustración 85. Guía plástica. | 56 |
| Ilustración 86. Esfuerzo de von Misses en la guía plástica. | 57 |
| Ilustración 87. Desplazamiento en la guía plástica. | 57 |
| Ilustración 88. Factor de seguridad en la guía plástica. | 57 |
| Ilustración 89. Elevador modular eléctrico. | 58 |
| Ilustración 90. Elevador modular eléctrico (2). | 58 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Características de mallado del soporte cabina-cadena. | 25 |
| Tabla 2. Características de malla recomendada. | 26 |
| Tabla 3. Características de mallado del sujetador cadena-platina. | 31 |
| Tabla 4. Características de malla del soporte anclaje cadena-pesa. | 34 |
| Tabla 5. Características de malla del anillo soporte. | 37 |
| Tabla 6. Características del mallado del soporte del motor. | 40 |
| Tabla 7. Características del mallado de la estructura de la cabina. | 43 |
| Tabla 8. Características de mallado del soporte de la pesa. | 54 |

1 Introducción

Los elevadores eléctricos han sido pensados para optimizar el uso de los espacios en estructuras arquitectónicas con características diferenciales como unidades residenciales, centros comerciales, clínicas, hospitales, iglesias, entre otros. Además, para que el flujo de personas sea más eficiente, considerando que algunas de ellas pueden tener limitaciones en su movilidad.

Para las empresas colombianas especializadas en el diseño de estructuras mecánicas como los elevadores, se ha convertido en un reto su transporte, instalación y desinstalación, ya que cada uno de estos procesos puede significar para aquellas una mayor inversión de tiempo, dinero y recursos humanos, lo cual afecta negativamente su funcionamiento administrativo. Por otro lado, es difícil la consecución de algunos elementos para la elaboración del producto final, ya sea por su escasa disponibilidad o su elevado costo en el mercado nacional.

En Colombia no existen experiencias empresariales relevantes que orienten el diseño de un elevador eléctrico cuyos componentes puedan ser transportados con relativa facilidad, e instalados o desinstalados de manera que pueda hacerse uso de menos tiempo y recursos humanos. En tal sentido, es importante revisar la literatura científica disponible para lograr diseños más eficientes, así como antecedentes empresariales internacionales que reporten resultados exitosos frente al tema.

Con la información recopilada para el diseño de un elevador eléctrico con las características descritas, y el uso del software especializado *Autodesk Inventor Professional 2020*, se espera obtener resultados satisfactorios; es decir, aprobados científicamente y alineados con las políticas de la empresa DSMAQ S.A.S y la Norma Técnica *NTC 2769-1:2017*. *Ansys 18.2* permitirá calcular la resistencia y deformación de cada uno de los componentes de la estructura, y *Microsoft Excel 2016* será un programa auxiliar para efectuar algunos cálculos, mientras que otros serán realizados manualmente.

2 Objetivos

2.1 Objetivo general

Diseñar un elevador modular eléctrico que pueda ser transportado fácilmente, e instalado en estructuras arquitectónicas de características variables, de acuerdo con los estándares de calidad establecidos en la Norma Técnica *NTC 2769-1:2017*.

2.2 Objetivos específicos

- Garantizar la integridad estructural de los componentes principales y secundarios del elevador.
- Diseñar el sistema de control del elevador, de manera que sea eficiente y seguro.
- Adaptar el diseño del elevador a los estándares de calidad establecidos en la *NTC 2769:2017*.

3 Marco teórico

Un elevador es una estructura mecánica que posibilita el desplazamiento de personas y objetos entre los diferentes niveles de una estructura arquitectónica específica. De acuerdo con su diseño, puede presentar diferentes características, pero este debe estar orientado por la literatura científica disponible después de años de investigación, y por la normatividad legal vigente en el territorio donde vaya a construirse, instalarse y ponerse en funcionamiento.

Algunas empresas colombianas se han especializado en el diseño y fabricación de estructuras mecánicas como los elevadores. Sin embargo, se enfrentan a retos como la dificultad en el traslado de sus componentes, la complejidad de su instalación y desinstalación, y la compra de elementos necesarios para su construcción, bien sea por su escasa disponibilidad en el mercado o su alto costo. Por tales motivos, se han iniciado procesos de investigación que conducen al diseño de elevadores modulares eléctricos, los cuales se diferencian por ser más eficientes; es decir, por cumplir con la función para la cual han sido creados, pero con el uso de materiales más livianos y componentes de menor tamaño, que se ensamblan e instalan fácilmente de manera segura.

En Colombia existe una norma técnica en la cual se encuentran compiladas las directrices que deben seguirse al momento de diseñar y construir elevadores (*NTC 2769-1:2017*). Por su rigurosidad, es difícil darle cumplimiento a cada una de ellas, y es en este punto donde reside la importancia de planificar investigaciones orientadas por el método científico, en las cuales se involucren la academia y empresas del sector privado, actores comprometidos por el desarrollo en diferentes niveles.

A nivel empresarial, contar con un diseño estándar evita la necesidad de realizar estudios particulares por cada caso que desea resolverse, por cada cliente al que se le deben satisfacer sus requerimientos, por cada empresa que contrata la construcción de un elevador. Es mucho más eficiente realizar pequeños ajustes que diseñar por completo una estructura mecánica como la que en este documento se expone.

4 Metodología

Para cumplir a cabalidad con los objetivos propuestos en este trabajo de investigación, se especificaron las siguientes etapas en su diseño metodológico:

4.1 Etapa 1. Revisión de literatura:

Revisar la teoría científica disponible sobre el diseño mecánico de elevadores modulares eléctricos y los antecedentes del diseño mecánico de elevadores en la empresa canadiense *Savaria Corp.*

- Una vez se definió la necesidad de diseñar un ascensor generalmente usado por personas con movilidad reducida (personas en situación de discapacidad), se procedió a buscar una empresa que elaborara este tipo de ascensores.
- Mediante una búsqueda de diseños básicos en *Google*, previa a la planificación de un diseño estándar, se encontró la página de la empresa *Savaria Corp.*, ubicada en Canadá, como una posible fuente de información confiable.
- En esta página oficial (www.savaria.com) se encontró un diseño con características similares a las requeridas: *pequeño, modular, de fácil instalación en edificaciones existentes, distancia máxima de desplazamiento de 15.2 metros y 18.2 metros donde*

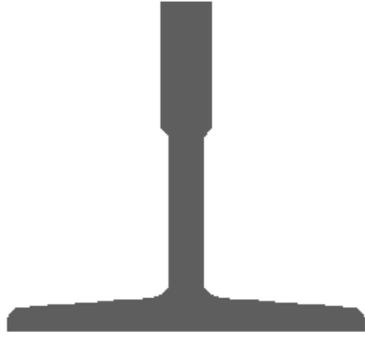
la normatividad lo permita, velocidad nominal de ascenso de 0.2 metros por segundo, motor de 2 hp con cadena de rodillos engranada y accionamiento de frecuencia variable, capacidad máxima de 340, 431 y 453 kilogramos, fuente de alimentación de 230 voltios, monofásico, 60 Hz, 20 amperios, caja de desconexión con fusible de 30 amperios con fusible de 20 amperios, sin cuarto de máquinas y con sistema compacto de transmisión por cadena.

- Una vez identificadas estas características, se pasó a un siguiente nivel, el cual consistió en la exploración del diseño básico de los planos de montaje. Esta aproximación teórica y conceptual permitió esbozar las primeras formas del elevador que se presenta en este informe.

4.2 Etapa 2. Diseño conceptual del elevador:

Calcular las formas, dimensiones, de cada uno de los componentes principales del elevador.

| Diseño original <i>Savaria Corp.</i> | Diseño conceptual <i>DSMAQ</i> |
|--|--|
| Diferencias | |
|  <p data-bbox="235 1430 800 1497">El soporte de los rieles es un canal (perfil de lámina doblado) en forma de C.</p> |  <p data-bbox="824 1430 1390 1539">El soporte de los rieles es un canal (perfil de lámina doblado) en forma de C con un ala más larga que la otra.</p> |
| | |



Los rieles estándar están constituidos por un perfil mecanizado en forma de T.



Los rieles estándar están constituidos por un ángulo estándar de 2 pulgadas por 1/4.



El soporte del motor es de lámina doblada en forma de C.



El soporte del motor es una estructura de tubos cuadrados soldados.

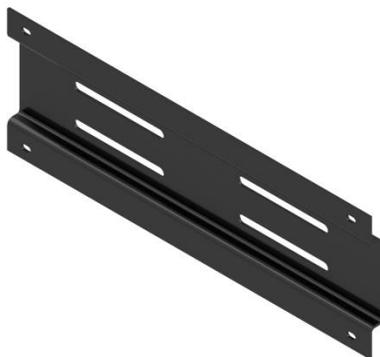


Se utilizan ruedas como guías. *(Imagen ilustrativa de un sistema similar)*



Se utilizan bloques de plástico UHMW mecanizados como guías.

Similitudes



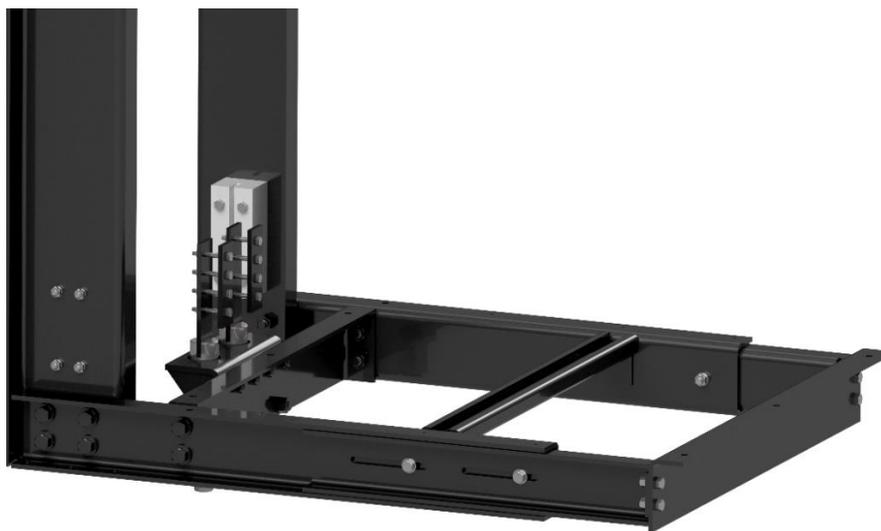
Los anclajes a la pared son de lámina doblada en forma omega.

Los anclajes a la pared son de lámina doblada en forma omega.



La forma de la contrapesa está conformada por láminas de 3/8 cortadas en forma de C.

La forma de la contrapesa está conformada por láminas de 3/8 cortadas en forma de C.



El soporte del piso de la cabina está elaborado con perfiles de lámina doblada en forma de C.

El soporte del piso de la cabina está elaborado con perfiles de lámina doblada en forma de C.

4.3 Etapa 3. Diseño en detalle del elevador y verificación de la integridad estructural:

Diseñar los componentes principales y secundarios del elevador, garantizando que funcionen de manera eficiente y segura mediante simulación.

4.3.1 Diseño de los componentes principales

4.3.1.1 Motor

Se calculó inicialmente el torque necesario del motor teniendo en cuenta los siguientes datos y requerimientos:

- Velocidad nominal: 0,25m/s
- Peso de la cabina: 200 Kg
- Peso de la contrapesa: 160 Kg
- Carga máxima: 200 Kg
- Diámetro primitivo del piñón: 98,138 mm

$$T = F * d$$

$$T = ((200kg + 200kg) * \frac{10m}{s^2} * \frac{98,138mm}{2 * 1000}) - (160kg * \frac{10m}{s^2} * \frac{98,138mm}{2 * 1000})$$

$$T = 117,7 Nm$$

Luego se calcularon las rpms necesarias para obtener la velocidad deseada:

$$w = vel. lineal / r$$

$$w = \frac{0,25m/s}{\frac{98,138mm}{2 * 1000}}$$

$$w = 5,09 rad/s$$

$$RPM = w * \frac{60}{2\pi}$$

$$RPM = 47,7$$

Seguido de esto, se calculó la potencia del motor

$$P = T * W$$

$$P = 117,7Nm * 5,09rad/s$$

$$P = 0,6Kw$$

Finalmente se supone una eficiencia de 0,75 para calcular la potencia mínima del motor

$$P_{min} = \frac{0,6Kw}{0,75}$$

$$P_{min} = 0,8 Kw$$

$$P_{min} = 1,07Hp$$

Después de tener estos datos se buscó en el catálogo de Giravan (Proveedor de la empresa) un motor que cumpliera con las características obtenidas, finalmente se eligió un motor del doble de capacidad que en caso de modificar el elevador por algún motivo no se tuviera que cambiar también el motor, para este caso el motor será regulado por medio de un variador de velocidad. La ilustración 1 muestra las características del motor seleccionado.



Transmisión de Potencia - Automatización - Sistemas Eléctricos y Electrónicos







| | | | | | |
|-----------------|--|----------|--|---------|-----------|
| COTIZACION REF: | | | | Fecha: | 25-feb-20 |
| EMPRESA: | | | | Area: | |
| DIRIGIDO A: | | | | Ciudad: | |
| Telefono: | | Celular: | | Mail: | |
| Responsable: | | | | Mail: | |
| Celular: | | | | | |

Atendiendo a su amable solicitud, nos permitimos compartir cotización de Según lo acordado Como sigue:

| ITEM | CANT. | DESCRIPCION | VALOR UNIT. | VALOR TOTAL |
|------|-------|----------------------------|---------------|-------------|
| 1 | 1 | MOTOREDUCTOR SINFIN CORONA | | |
| | | MODELO | WC75 | |
| | | TIPO | Sínfin Corona | |
| | | POTENCIA | 2 hp | |
| | | RELACION REDUC. | 30 a 1 | |
| | | VELOCIDAD | 60 Rpm | |
| | | TORQUE MAX. | 320 Nm | |
| | | DIAMETRO EJE | 30 mm | |
| | | DISPOCISION EJES | 90° | |
| | | EJECUCION | Eje hueco | |
| | | PROTECCION | IP 55 | |
| | | AISLAMIENTO | Clase F | |
| | | LUBRICACION | Incluida | |
| | | VOLTAJE | 220V / 440V | |



Giravan

Ilustración 1. Motor

4.3.1.2 Cadena y piñones

Para calcular la cadena inicialmente se calculó la potencia de selección utilizando el factor de servicio mostrado en la ilustración 2, sacado del catálogo de Renold Chain.

| DRIVEN MACHINE CHARACTERISTICS | | CHARACTERISTICS OF DRIVER | | |
|--------------------------------|---|--|---|--|
| | | SMOOTH RUNNING Electric Motors, Steam and Gas Turbines, Internal Combustion Engines with Hydraulic coupling | SLIGHT SHOCKS Internal Combustion Engines with 6 cyls or more with mechanical Coupling, Electric Motors with frequent starts | MODERATE SHOCKS Internal Combustion Engines with less than 6 cyls, with mechanical coupling |
| SMOOTH RUNNING | Centrifugal Pumps and Compressors, Printing Machines, Paper Colanders, Uniformly Loaded Conveyors, Escalators, Liquid Agitators and Mixers, Rotary Driers, Fans | 1 | 1.1 | 1.3 |
| MODERATE SHOCKS | Pumps and Compressors (3+ cyls), Concrete Mixing Machines, Non uniformly Loaded Conveyors, Solid Agitators and Mixers | 1.4 | 1.5 | 1.7 |
| HEAVY SHOCKS | Planers, Excavators, Roll and Ball Mills, Rubber Processing Machines, Presses and Shears 1 & 2 Cyl Pumps and Compressors, Oil Drilling Rigs | 1.8 | 1.9 | 2.1 |

Ilustración 2. Factores de servicio para cadenas.

Se concluye que la operación del elevador de es considerada como una carga medianamente impulsiva, debido a la similitud con otras máquinas y para la cual corresponde un factor de servicio de 1,4.

$$Kw \text{ selección} = 0,8 Kw * FS$$

$$Kw \text{ selección} = 0,8 Kw * 1,8/2$$

$$Kw \text{ selección} = 0,58 Kw$$

Nota: Se dividen los Kw de selección ya que son 2 cadenas las que se van a utilizar

Después de tener los Kw de selección nos dirigimos al selector online de la Renold donde después de ingresar los datos respectivos, obtuvimos los resultados mostrados en la ilustración 3

RENOLD

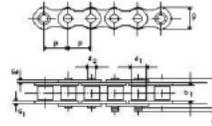
Chain Drive Calculation

Chain: ANSI 80 (ISO 606) Simplex Renold Synergy

Serial Number: GY80A1

Chain Data

| | | | |
|--------------------|---------------|------------------------|--------------------------|
| Pitch: | p = 25.400 mm | Height: | g = 24.13 mm |
| ISO Breaking Load: | Fb = 55600 N | Inner Plate Thickness: | si = 3.25 mm |
| Inner Width: | b1 = 15.75 mm | Outer Plate Thickness: | sa = 3.25 mm |
| Roller Diameter: | d1 = 15.88 mm | Pin Length: | l = 32.70 mm |
| Pin Diameter: | d2 = 7.94 mm | Connecting Pin Ext.: | k = 3.00 mm |
| Mass: | q = 2.80 kg/m | Bearing Area: | f = 1.78 cm ² |



Loading Condition

| | | | |
|------------------------|---------------------------------|--------------------|----------------|
| Input Power: | P = 0.58 kW | Input Speed: | n1 = 50.00 rpm |
| Torque: | T = 110.78 Nm | Static Force: | F = 2283 N |
| Chain Linear Velocity: | v = 0.25 m/s | Centrifugal Force: | Ff = 0.18 N |
| Bearing Pressure: | Pr = 19.15 N/mm ² | Dynamic Force: | Fd = 3408 N |
| Chain Safety Factors: | Static: 24.35 Dynamic: 16.31 | Total Force: | Fg = 3408.34 N |

Environment Conditions

| | |
|-------------------------|--|
| Loading Classification: | Driving Machine: Slight Shocks. Driven Machine: Moderate Shocks. |
| Service Conditions: | Inadequate lubrication (relative to lubrication). |
| Environment Condition: | Normal Environment. Indoor Application. |

Expected Working Life of the Chain

The working life of the chain is > 30000

This is within the range of its wear resistance, i.e. after this time 3% wear elongation will be reached.

Chain Drive

| | | | |
|--------------------------|---------------------------------|--------------------------------|--|
| Number of Links: | X = 562 | | |
| Chain Length: | l = 14274.80 mm | | |
| Centre Distance: | a = 6985.00 mm | | |
| Ratio: | i = 1.00 | | |
| Number of Teeth: | Driving Sprocket (Z1): 12 | Driven Sprocket (Z2): 12 | |
| Pitch Circle Diameter: | Driving Sprocket (Z1): 98.14 mm | Driven Sprocket (Z2): 98.14 mm | |
| Recommended Lubrication: | Manual Lubrication | | |

Only valid for the above Renold product number.

Ilustración 3. Resultados del cálculo de la cadena.

Finalmente, la cadena seleccionada para la transmisión de potencia es una ANSI 80-1 acompañada por su respectivo piñón de referencia 80B12, esta cadena tiene una resistencia a la tracción de 55,6 KN, lo que nos permite tener un factor de seguridad de 18,5 ya que cada cadena experimenta una fuerza de 3KN, este factor es admisible ya que el mínimo que exige la norma NTC 2769 es de 10 para cadenas.

| Chain Ref. | Technical Details (mm) | | | | | | | | | | | | | Connecting Links | | | | | | |
|-------------------------|------------------------|-----------|--------------|------------|--------------|--------------|--------------|-------------------|-------------------|-----------|------------|----------------------|------------------|-----------------------------------|--------|-----|-----|----|----|----|
| | Renold Chain No. | ANSI Ref. | Pitch (inch) | Pitch (mm) | Inside Width | Roller Diam. | Plate Height | Plate Width Inner | Plate Width Outer | Pin Diam. | Pin Length | Conn. Link Extension | Transverse Pitch | ISO606 Tensile Strength (NEWTONS) | Weight | 4 | 107 | 26 | 12 | 30 |
| | | | | | MIN | MAX | MAX | MAX | MAX | MAX | MAX | NOM | MIN | kg/m | | | | | | |
| ANSI Standard - Simplex | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | A | B | C | D | E | F | G | H1 | J | K | | | | | | | | |
| GY35A1 ^o | 35-1 | 0.375 | 9.525 | 4.68 | 5.08 | 8.60 | 1.29 | 1.29 | 3.59 | 12.0 | 1.7 | - | 7900 | 0.35 | 4 | 107 | 26 | 12 | 30 | |
| GY40A1 | 40-1 | 0.500 | 12.700 | 7.85 | 7.92 | 11.20 | 1.55 | 1.55 | 3.97 | 16.4 | 2.1 | - | 13900 | 0.60 | 4 | 107 | 11 | 26 | 12 | 30 |
| GY50A1 | 50-1 | 0.625 | 15.875 | 9.40 | 10.16 | 14.60 | 2.04 | 2.04 | 5.08 | 20.4 | 2.7 | - | 21800 | 1.00 | 4 | 107 | 11 | 26 | 12 | 30 |
| GY60A1 | 60-1 | 0.750 | 19.050 | 12.57 | 11.91 | 17.50 | 2.45 | 2.45 | 5.94 | 25.3 | 2.6 | - | 31300 | 1.47 | 4 | 107 | 11 | 26 | 12 | 30 |
| GY80A1 | 80-1 | 1.000 | 25.400 | 15.75 | 15.88 | 24.13 | 3.25 | 3.25 | 7.94 | 32.7 | 3.0 | - | 55600 | 2.80 | 4 | 107 | 11 | 58 | 12 | |
| GY100A1 | 100-1 | 1.250 | 31.750 | 18.90 | 19.05 | 30.17 | 4.06 | 4.06 | 9.54 | 39.7 | 4.2 | - | 87000 | 4.20 | 4 | 107 | 11 | 58 | 12 | |
| GY120A1 | 120-1 | 1.500 | 38.100 | 25.23 | 22.23 | 36.20 | 4.80 | 4.80 | 11.11 | 49.3 | 5.3 | - | 125000 | 5.70 | 4 | 107 | 11 | 58 | 12 | |
| GY140A1 | 140-1 | 1.750 | 44.450 | 25.23 | 25.40 | 42.23 | 5.61 | 5.61 | 12.71 | 52.9 | 5.2 | - | 170000 | 7.80 | 4 | 107 | 11 | 58 | 12 | |
| GY160A1 | 160-1 | 2.000 | 50.800 | 31.55 | 28.58 | 48.26 | 6.35 | 6.35 | 14.29 | 63.1 | 6.5 | - | 223000 | 10.40 | 4 | 107 | 11 | 58 | 12 | |

Ilustración 4. Selección de la cadena

4.3.1.3 Eje

El elevador está provisto de un eje el cual está encargado de transmitir la potencia que proviene del motor y de esta manera, por medio de un sistema de piñones y cadenas generar el movimiento de la cabina, el eje se encuentra localizado en la parte superior de la estructura como se puede ver en la ilustración 5.

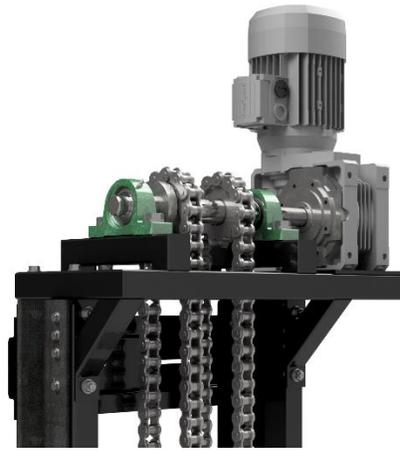


Ilustración 5. Posición del eje en la estructura

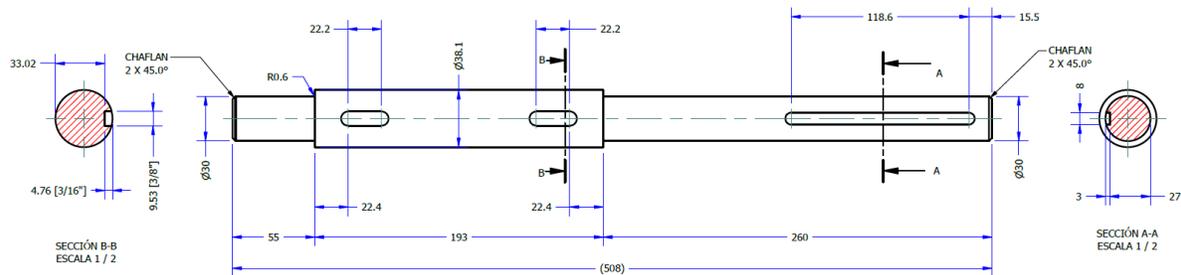


Ilustración 6. Dimensiones generales del eje

4.3.1.3.1 Diseño del eje por deflexión

Teniendo en cuenta la ilustración 7 y la ilustración 8 donde se presentan las direcciones de las cargas para el eje en dos supuestos casos; y la ilustración 6 donde se presentan las medidas generales, con la ayuda del programa Autodesk Inventor se procede a realizar el modelamiento de los ejes y el montaje de cargas sobre los mismo con el fin de conocer las

reacciones que se presentarán en los soportes y las diferentes deflexiones que tendrá el eje a fin de corroborar mediante chequeos que el eje no falle.

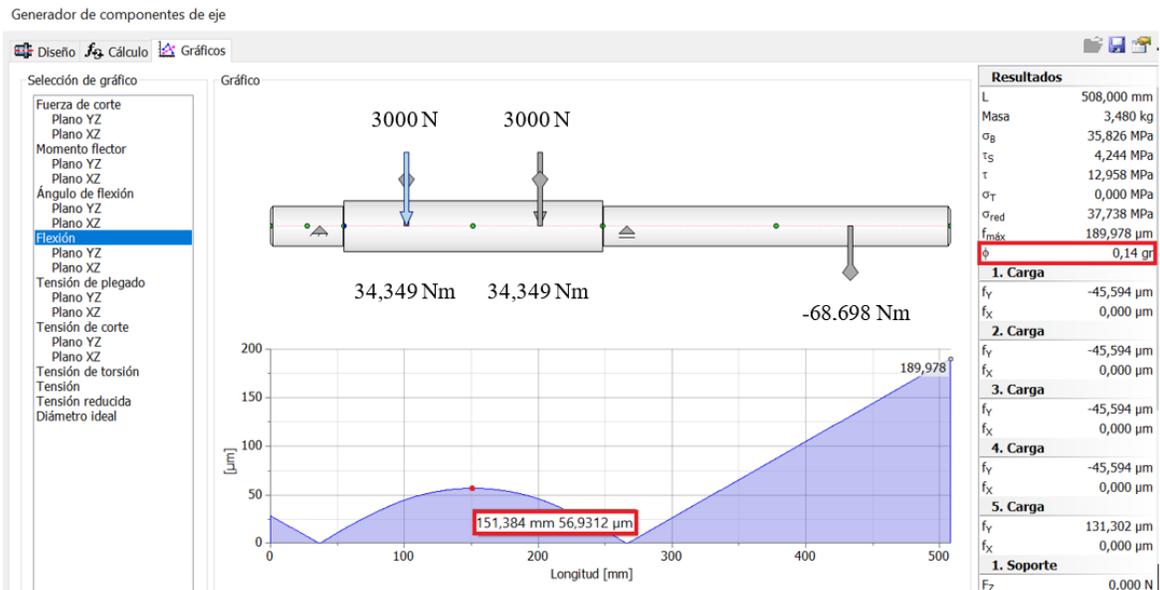


Ilustración 7. Ángulo de torsión y deflexión entre soportes. Caso 1: Cabina arriba - contrapesa abajo

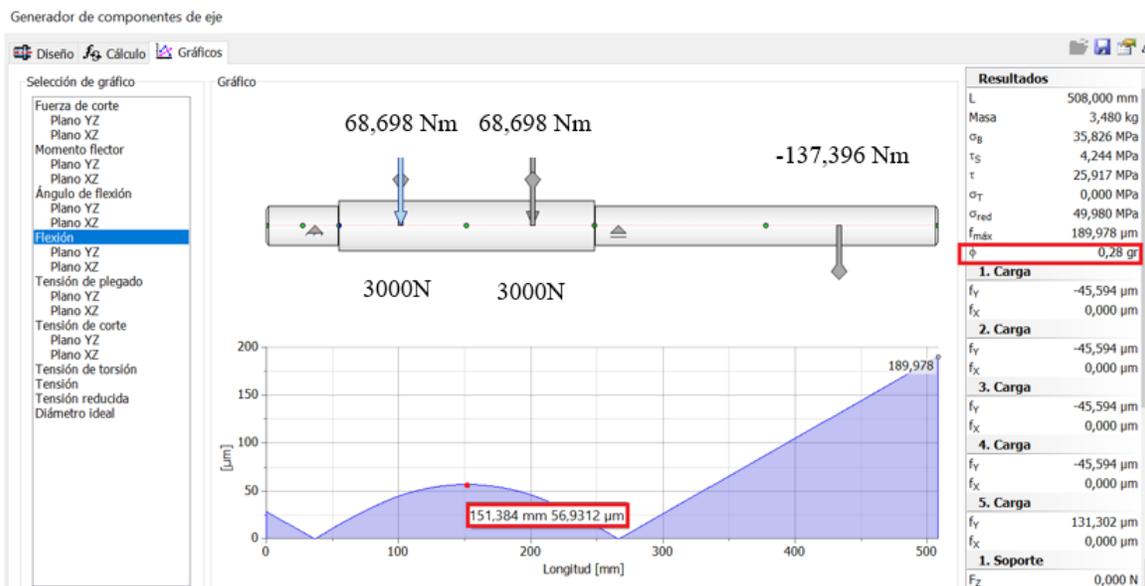


Ilustración 8. Ángulo de torsión y deflexión entre soportes. Caso 2: Cabina abajo - contrapesa arriba

Al realizar el análisis de carga en los dos casos, podemos ver que el ángulo de torsión mayor se presenta en el caso 2, por lo tanto, procedemos a realizar chequeos con las condiciones de este caso.

Chequeos:

- Rigidez torsional

Se calcula el diámetro promedio (distancia entre cargas) de la siguiente manera:

$$d_{prom} = \frac{38,1 * 146,458 + 30 * 185,35}{331,808} = 33,575mm$$

$$Longitud\ sometida\ a\ torsión = 331,808$$

$$\text{Ángulo de torsión admisible} = \frac{331,808}{20 * 33,575} = 0,49^\circ$$

$$\text{Ángulo de torsión en el eje} < \text{Ángulo de torsión admisible}$$

$$0,28 < 0,49 \text{ CUMPLE!}$$

- Rigidez lateral

Se calcula la rigidez lateral de la siguiente manera:

$$Distancia\ entre\ soportes [D] = 229,6mm$$

$$Deflexión\ admisible\ entre\ soportes = \frac{0,001in}{12in} * D = 19,13um$$

$$Deflexión\ entre\ soportes < Deflexión\ admisible\ entre\ soportes$$

$$56,93 < 19,13 \text{ NO CUMPLE}$$

Después de realizar el cálculo se puede observar que la deflexión que presento el eje es mayor a la admisible, sin embargo, se opta por dejar que el eje no cumpla este criterio debido a que sería necesario aumentar las dimensiones de este y según determinación de los directivos de la empresa no era viable, se sugirió realizar un monitoreo más constante del eje cuando esté en funcionamiento para verificar su integridad.

- Pendiente en rodamientos

Después de ingresar las correspondientes cargas del eje al programa Autodesk Inventor, este nos arroja los valores correspondientes a la pendiente en los rodamientos como se puede observar en la ilustración 9, los cuales deben ser menores a 0,004 rad (0.22°) si se emplean rodamientos rígidos de bolas, por lo tanto, se cumple correctamente este chequeo.

☐ Soportes

| Índice | Tipo | Ubicación | Fuerza de reacción | | | | Elasticidad | Tipo | Flexión | | | Ángulo de flexión |
|--------|-------|-----------|--------------------|------------|--------|-----------|-------------|---------|--------------|----------|-----------|-------------------|
| | | | Y | X | Tamaño | Dirección | | | Fuerza axial | Y | X | |
| 1 | Fijo | 36,7 mm | 3000,000 N | 3000,000 N | | | | Usuario | 0,000 μm | 0,000 μm | | 0,05 gr |
| 2 | Libre | 266,3 mm | 3000,000 N | 3000,000 N | | | | Usuario | -0,000 μm | 0,000 μm | 180,00 gr | 0,05 gr |

Ilustración 9. Pendiente en rodamientos

- Velocidad crítica

$$V_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{\frac{g(W_1 * y_1 + W_2 * y_2)}{W_1 * (y_1)^2 + W_2 * (y_2)^2}} = 4429,47 \text{ RPM}$$

Donde:

$$g = \text{Gravedad} = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_1 = \text{Carga total 1} = 3000N$$

$$y_1 = \text{Deflexión causada por carga total 1} = 45,594\mu m$$

$$W_2 = \text{Carga total 2} = 3000N$$

$$y_2 = \text{Deflexión causada por carga total 2} = 45,594\mu m$$

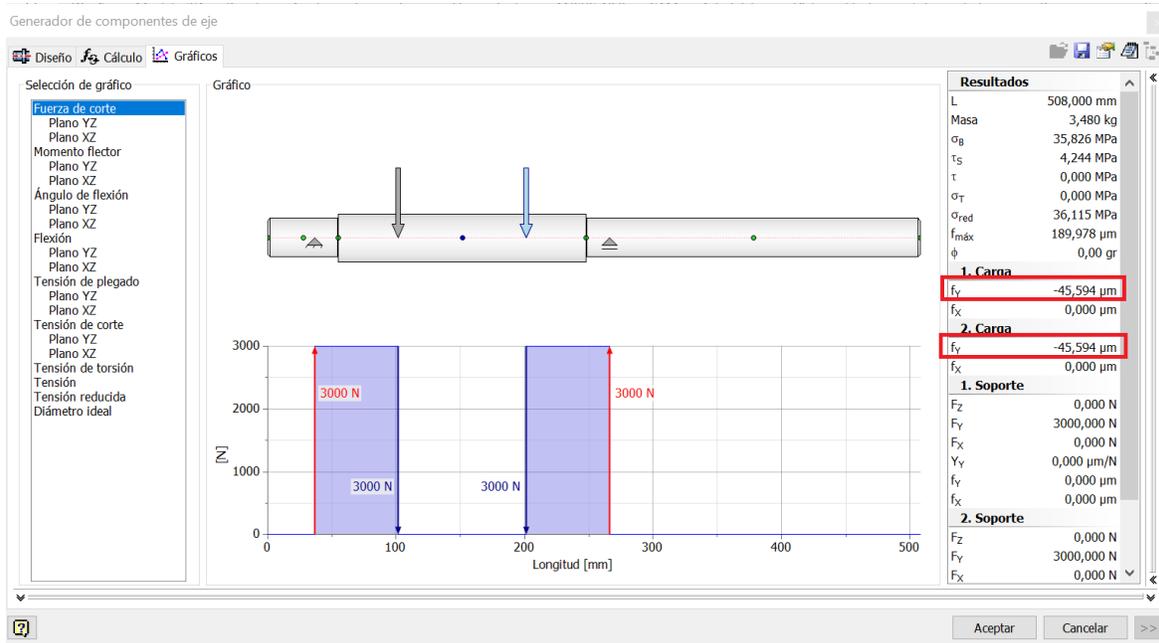


Ilustración 10. Cargas para velocidad crítica

Se establece un rango de velocidades angulares en donde el eje entra en vibración, este rango se encuentra entre el 125% y el 75% de la velocidad crítica, 5536,84 RPM y 3322,1 RPM respectivamente. El eje gira a 50 RPM, valor que se encuentra fuera de este rango. Por lo tanto, se cumple este chequeo.

4.3.1.3.2 Diseño del eje por fatiga

Posteriormente se verifico el eje por el enfoque de resistencia a la fatiga y se halló su respectivo factor de seguridad, el cual debía estar entre 2 y 4 para que no se considerara sobredimensionado. Siendo el factor de servicio de 2 el más optimizado. La resistencia a la fatiga se calculó para el caso 1 y el caso 2 expuesto anteriormente.

Para este cálculo fue necesario dibujar el eje, e ingresar todos los datos necesarios en el programa AutoCAD Mecánica, como se muestra a continuación:

Propiedades del material ×

Descripción: Tabla...

Grupo:

Resistencia a tracción: [N/mm²] Diámetro de referencia: [mm]

Límite de elasticidad: [N/mm²] Diámetro de referencia: [mm]

Fuerza alternante para tensión: [N/mm²]

Fuerza alternante para flexión: [N/mm²] Tipo:

Fuerza alternante para torsión: [N/mm²] Termotratamiento:

Módulo E: [N/mm²] Poisson:

Ilustración 11. Características del material del eje

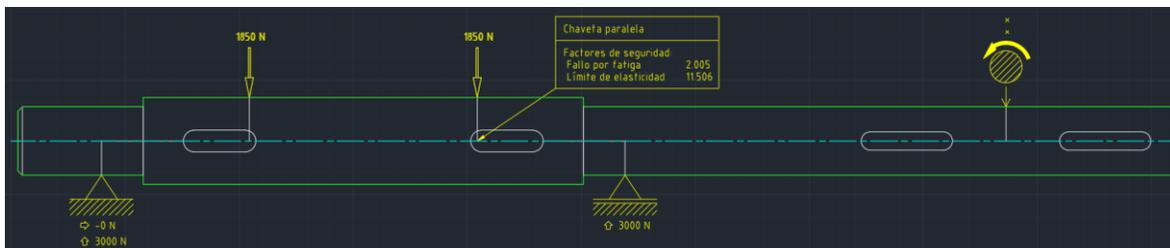


Ilustración 12. Factor de seguridad a la fatiga. Caso 1: Cabina arriba - contrapesa abajo



Ilustración 13. Esfuerzo de Von Mises en el eje. Caso 1: Cabina arriba - contrapesa abajo

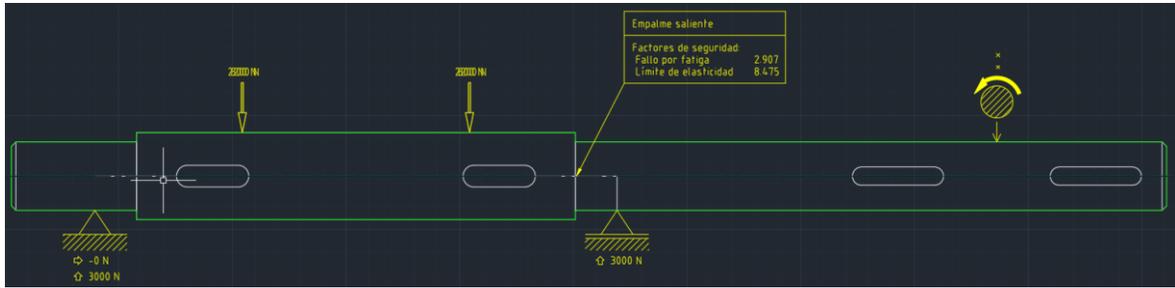


Ilustración 14. Factor de seguridad a la fatiga. Caso 2: Cabina abajo - contrapesa arriba



Ilustración 15. Esfuerzo de Von Mises en el eje. Caso 2: Cabina abajo - contrapesa arriba

Para ambos casos se obtuvo un factor de seguridad mayor a 2 por lo tanto, el eje cumple con el factor de seguridad mínimo aceptable.

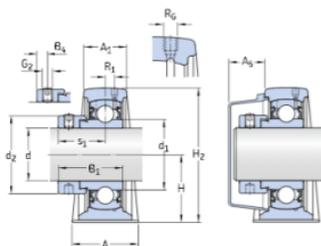
4.3.1.4 Rodamientos

La selección del rodamiento se realizó teniendo en cuenta que las cargas que se presentan en cada rodamiento son de 3KN, el rodamiento se seleccionó en la página de la SKF, el rodamiento seleccionado está muy sobredimensionado ya que soporta 11,2 KN en carga estática, pero debido a que es muy comercial tiene un costo más bajo que un rodamiento más cercano a nuestra necesidad. Las características de los rodamientos se muestran en la ilustración 16.

La referencia del rodamiento utilizado es SY 30 FM + ECY 206.

Especificación técnica

| | |
|------------------------------|------------------------------------|
| Cumplimiento con el estándar | ISO |
| Para un propósito específico | For material handling applications |
| Material del soporte | Fundición |
| Sealing solution | Standard seals |



DIMENSIONES

| | |
|----------------|-------------|
| d | 30 mm |
| d ₁ | = 39.7 mm |
| d ₂ | 44.1 mm |
| A | 40 mm |
| A ₁ | 25 mm |
| A ₅ | 22.5 mm |
| B ₁ | 35.7 mm |
| B ₄ | 5.95 mm |
| H | 42.9 mm |
| H ₁ | 17 mm |
| H ₂ | 82 mm |
| J | 117.5 mm |
| J | max. 127 mm |

DATOS DEL CÁLCULO

| | | |
|------------------------------------|----------------|------------|
| Capacidad de carga dinámica básica | C | 19.5 kN |
| Capacidad de carga estática básica | C ₀ | 11.2 kN |
| Carga límite de fatiga | P _u | 0.475 kN |
| Velocidad límite | | 6300 r/min |
| con tolerancia de eje h6 | | |

Ilustración 16. Especificación técnica del rodamiento utilizado sacado de SKF.com

4.3.1.5 Soporte anclaje cabina- cadena



El soporte anclaje cabina – cadena es una pieza compuesta por una lámina doblada de acero A36 laminada en caliente de calibre 5/16”, soldada a tres pie-amigo de calibre 3/16” del mismo acero, se diseñó con ayuda del programa Ansys, estableciendo como soportes fijos los seis agujeros y estableciendo una fuerza de 6000 N, 3000N en cada agujero donde se apoya el resorte como se muestra en la ilustración 17.

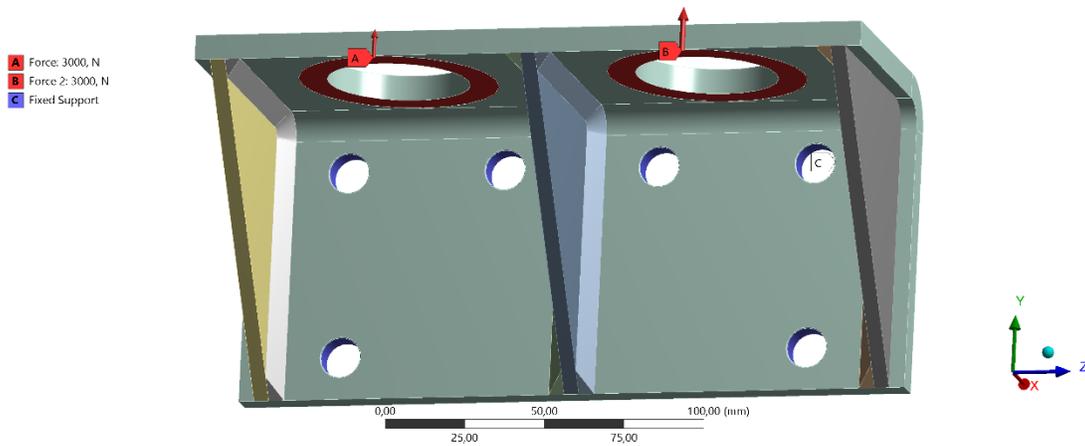


Ilustración 17. Puntos de aplicación de fuerza y puntos de soporte del elemento " Soporte anclaje cabina-cadena"

Las características de mallado utilizadas en esta pieza se muestran en la tabla 1:

Tabla 1. Características de mallado del soporte cabina-cadena.

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|------------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1,0042 | 1,3057E-10 | 0,44402 | 1 |
| Máximo | 9,6007 | 0,72442 | 1 | 14,532 |
| Promedio | 1,0317 | 0,071458 | 0,98583 | 1,1614 |

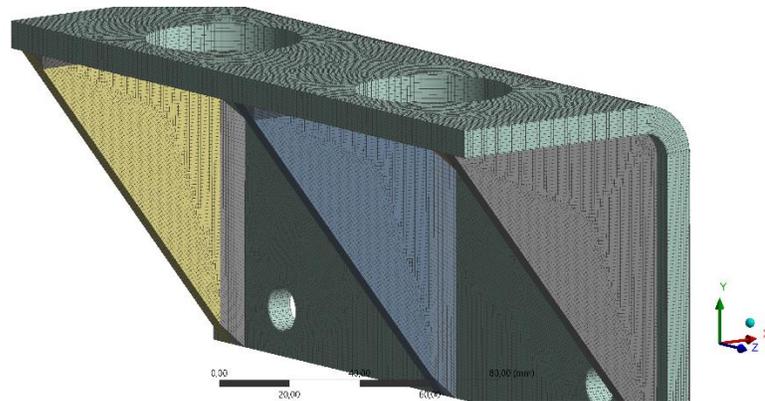


Ilustración 18: Mallado soporte cabina-cadena

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación debido a que las características obtenidas cumplen con las características recomendadas por la literatura, las cuales se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Características de malla recomendada

| Características de malla recomendadas | Valores |
|---------------------------------------|---------|
| Aspect ratio | < 10. |
| Mínima calidad ortogonal | > 0,15. |
| Máximo skewness | < 0,9. |
| Promedio Jacobian Ratio | ≈1 |

Después de realizar la simulación se obtuvo como resultado un esfuerzo máximo de Von Mises de 91,497 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,05mm y un factor de seguridad de 2,7 como se muestra en las ilustraciones 19, 20 y 21 respectivamente.

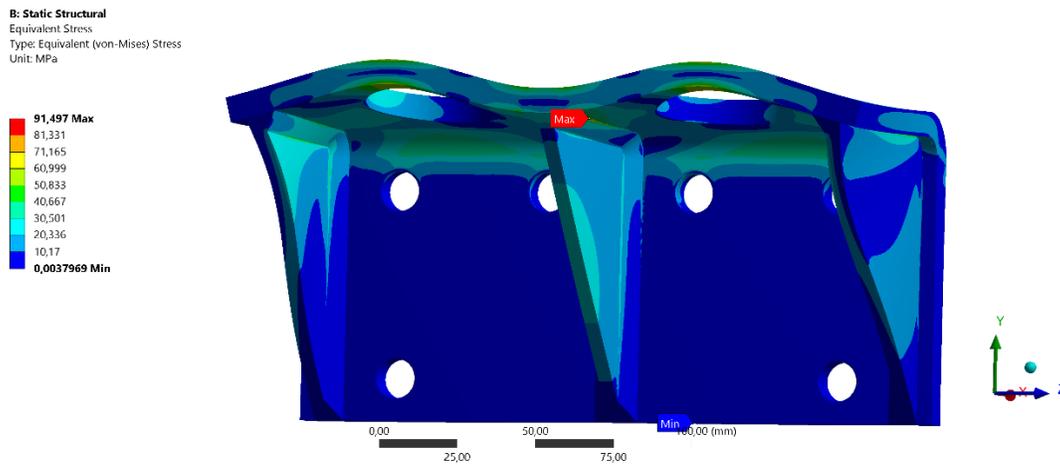


Ilustración 19. Esfuerzo de Von Mises soporte cabina-cadena.

B: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm

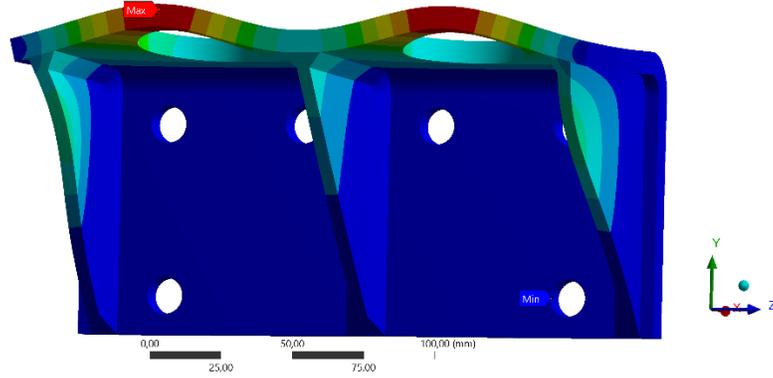
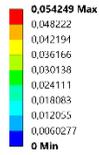


Ilustración 20. Desplazamiento soporte cabina-cadena.

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor

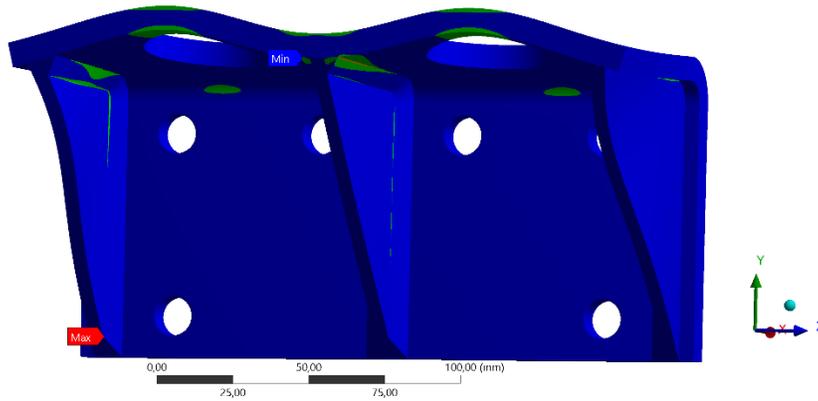


Ilustración 21. Factor de seguridad soporte cabina-cadena

4.3.1.6 Resortes



Ilustración 22. Resortes

Para permitir que las tensiones en las cadenas sean iguales y teniendo en cuenta las características principales del elevador expuestas en la tabla xx, se diseñaron un par de resortes los cuales soportan cada uno, una fuerza máxima de 2000N, el resorte presenta una longitud de 100mm bajo la carga máxima y una longitud de 110mm bajo la carga mínima,

para diseñar los resortes se utilizó el módulo “Generador de componentes de muelles de compresión” de inventor como se muestra en la ilustración 23 y además se calcularon también utilizando las ecuaciones expuestas en el módulo de resortes de Shigley, las cuales se programaron en Excel para varios tipos de material, los resultados se muestran en la ilustración 24

Generador de componentes de muelles de compresión

Diseño **Cálculo**

Cálculo de resistencia del muelle
 Cálculo de comprobación del muelle

Opciones de cálculo
 Tipo de diseño
 F, Cotas del ensamblaje --> d, L₀, n, D

Método de corrección de la curvatura de tensión
 Sin corrección

Diseño de las cotas del ensamblaje
 Diseño de todas las cotas del ensamblaje L₁, L₈, H

Carga
 Carga mín. F₁ 1000 N
 Carga máx. F₈ 2000 N
 Carga de trabajo F 1500,000 N

Cotas
 Diámetro del conductor d 9 mm
 Diámetro exterior D₁ 63 mm
 Long. de muelle suelto L₀ 120 mm

Bobinas del muelle
 Redondeo del número de bobinas 1
 Bobinas activas n 4 su

Material del muelle
 Material de usuario
 Tensión de tracción máxima σ_{ult} 1557,000 MPa
 Tensión de torsión admitida τ_A 1012,05 MPa
 Módulo de elasticidad en corte G 77,2 GPa
 Densidad ρ 7850 kg/m³
 Factor de utilización del material u_s 0,900 su

Comprobación de deformación
 Tipo de muelle
 Montaje guiado: extremos paralelos fijos

Carga de fatiga
 Muelle no granallado
 Vida útil del muelle en miles de flexiones N >10000
 Coeficiente de seguridad k_f 1,3 su

Cotas del ensamblaje
 H, L₁ --> L₈
 Longitud de carga mín. L₁ 110,052 mm
 Longitud de carga máx. L₈ 100,104 mm
 Recorrido útil H 9,948 mm
 Longitud de carga de trabajo L_w 105,078 mm

Resultados

| | |
|----------------------------|--------------------|
| a | 16,500 mm |
| t | 25,500 mm |
| K _w | 1,000 su |
| k | 100,521 N/mm |
| S ₁ | 9,948 mm |
| S ₈ | 19,896 mm |
| S ₉ | 66,000 mm |
| L _{minf} | 67,320 mm |
| L ₉ | 54,000 mm |
| F ₉ | 6634,375 N |
| τ_e | 662,796 MPa |
| τ_1 | 188,628 MPa |
| τ_8 | 377,256 MPa |
| τ_9 | 1251,429 MPa |
| v | 25,110 mps |
| f | 272,316 Hz |
| W ₈ | 19,896 J |
| l | 1209,600 mm |
| m | 0,604 kg |

9:08:42 a. m. El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

Ilustración 23. Resultados del cálculo de los resortes en Autodesk Inventor

CÁLCULO DE RESORTES DE COMPRESIÓN (RESORTE A COMPRESIÓN DE LA CABINA)

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Fuerza máxima, N | 2000 | 2000 | 2000 | 2000 | 2000 |
| Fuerza mínima, N | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Longitud a la carga máxima, L _{máx} (mm) | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Longitud a la carga mínima, L _{mín} (mm) | 110 | 110 | 110 | 110 | 110 |
| Material del resorte | A227 | A228 | A229 | A232 | A401 |
| Constante A, Mpa | 1783 | 2211 | 1855 | 2005 | 1974 |
| Exponente m | 0.190 | 0.145 | 0.187 | 0.168 | 0.108 |
| Índice del resorte, C | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Diámetro del alambre, d (mm) | 9,00 | 9,00 | 9,00 | 9,00 | 9,00 |
| Linealidad robusta, e ₁ | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| Costo relativo del alambre | 1 | 2,6 | 1,3 | 3,1 | 4,0 |
| Diámetro medio, D (mm) | 54,00 | 54,00 | 54,00 | 54,00 | 54,00 |
| Factor de corrección, K _s | 1,0833 | 1,0833 | 1,0833 | 1,0833 | 1,0833 |
| Resistencia a la Tensión, S _{ut} (MPa) | 1174,48 | 1607,77 | 1229,99 | 1386,12 | 1557,00 |
| Esfuerzo torsional permisible, S _{sy} (MPa) | 528,52 | 723,50 | 614,99 | 900,98 | 1012,05 |
| Carga al cierre, F _s (N) | 2300,00 | 2300,00 | 2300,00 | 2300,00 | 2300,00 |
| Esfuerzo al cierre, t _s (MPa) | 537,14 | 537,14 | 537,14 | 537,14 | 537,14 |
| Factor de seguridad al cierre, n _s | FALLA | 1,35 | FALLA | 1,68 | 1,88 |
| Constante del resorte, k (N/mm) | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |
| Módulo de rigidez, G (GPa) | 78,6 | 80,0 | 77,2 | 77,2 | 77,2 |
| Número de espiras activas, N _a | 4,09 | 4,17 | 4,02 | 4,02 | 4,02 |
| Número de espiras de extremo, Q | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 |
| Cantidad a sumar para altura sólida, Q' | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Número de espiras totales, N _t | 6,09 | 6,17 | 6,02 | 6,02 | 6,02 |
| Longitud cerrada, L _s | 45,84 | 46,50 | 45,19 | 45,19 | 45,19 |
| Deformación máxima, Y _{máx} (mm) | 20,00 | 20,00 | 20,00 | 20,00 | 20,00 |
| Longitud libre, L _o (mm) | 120,00 | 120,00 | 120,00 | 120,00 | 120,00 |
| Deformación mínima, Y _{mín} (mm) | 10,00 | 10,00 | 10,00 | 10,00 | 10,00 |
| Tolerancia por choque, (mm) | 3,00 | 3,00 | 3,00 | 3,00 | 3,00 |
| Tolerancia al cierre, (mm) | 54,16 | 53,50 | 54,81 | 54,81 | 54,81 |
| Constante de extremo | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| Longitud de pandeo, mm | 284,04 | 284,04 | 284,04 | 284,04 | 284,04 |
| Fuerza alternante, F _a (N) | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| Fuerza media, F _m (N) | 1500 | 1500 | 1500 | 1500 | 1500 |
| Factor de Bergsträsser, K _G | 1,2381 | 1,2381 | 1,2381 | 1,2381 | 1,2381 |
| Esfuerzo alternante, T _a (MPa) | 116,77 | 116,77 | 116,77 | 116,77 | 116,77 |
| Esfuerzo medio, T _m (MPa) | 350,31 | 350,31 | 350,31 | 350,31 | 350,31 |
| Componente alternante de la fatiga, S _{sa} | 241 | 241 | 241 | 241 | 241 |
| Componente medio de la fatiga, S _{sm} | 379 | 379 | 379 | 379 | 379 |
| Resistencia a la fatiga, S _{se} (MPa) | 464,92 | 371,82 | 446,21 | 407,16 | 378,52 |
| Resistencia al cortante, S _{su} (MPa) | 786,90 | 1077,21 | 824,09 | 928,70 | 1043,19 |
| Factor de seguridad a la fatiga, n _f | FALLA | 1,56 | FALLA | 1,51 | 1,55 |
| Peso específico, kN/m ³ | 76,5 | 76,5 | 76,5 | 76,5 | 76,5 |
| Peso del resorte1, N | 5,031 | 5,091 | 4,971 | 4,971 | 4,971 |
| Peso del resorte2, N | 3,380 | 3,440 | 3,320 | 3,320 | 3,320 |
| Aceleración de la gravedad, g (m/s ²) | 9,81 | 9,81 | 9,81 | 9,81 | 9,81 |
| Frecuencia crítica, Hz | 269,4 | 267,0 | 271,8 | 271,8 | 271,8 |
| Frecuencia de operación, Hz | 13,47 | 13,35 | 13,59 | 13,59 | 13,59 |
| Cifra de mérito, c _{dm} | -5,031 | -13,237 | -6,462 | -15,410 | -19,884 |

Material

Tol. choque <= Tol. al cierre
CUMPLE CUMPLE CUMPLE CUMPLE CUMPLE

15°F.operación<=F.critica<=20°F.operación
CUMPLE CUMPLE CUMPLE CUMPLE CUMPLE

DIMENSIONES DEL RESORTE

| | | | | | |
|---|-----------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Longitud libre, L _o (mm) | 120,00 | 120,00 | 120,00 | 120,00 | 120,00 |
| Diámetro exterior, D _e (mm) | 63,00 | 63,00 | 63,00 | 63,00 | 63,00 |
| Diámetro interior, D _i (mm) | 45,00 | 45,00 | 45,00 | 45,00 | 45,00 |
| Longitud a la carga mínima, L _{mín} (mm) | 110 | 110 | 110 | 110 | 110 |
| Carga mínima, F _{mín} (N) | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Longitud a la carga máxima, L _{máx} (mm) | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Carga máxima, F _{máx} (N) | 2000 | 2000 | 2000 | 2000 | 2000 |
| Altura sólida máxima, L _s (mm) | 45,84 | 46,50 | 45,19 | 45,19 | 45,19 |
| Diámetro del alambre, d (mm) | 9,00 | 9,00 | 9,00 | 9,00 | 9,00 |
| Material del resorte | A227 | A228 | A229 | A232 | A401 |
| Número de espiras totales, N _t | 6,09 | 6,17 | 6,02 | 6,02 | 6,02 |
| Número de espiras activas, N _a | 4,09 | 4,17 | 4,02 | 4,02 | 4,02 |
| Tipo de extremos | Extremos a escuadra y esmerilados | | | | |
| Acabado | Liso | | | | |
| Diámetro de eje máximo | 42,3 | 42,3 | 42,3 | 42,3 | 42,3 |
| Diámetro de agujero mínimo | 65,7 | 65,7 | 65,7 | 65,7 | 65,7 |

Nota: Los datos seleccionados se encuentran en color verde

Ilustración 24. Cálculo manual de los resortes con ecuaciones de Shigley.

Finalmente se obtuvo como resultado que el resorte que cumple con las características deseadas tiene las siguientes características:

- Diámetro externo: 63mm
- Diámetro de alambre: 9mm
- Longitud natural: 120mm
- No de espiras activas: 4

A continuación, se muestra en la ilustración 25 la ubicación de los resortes para un mejor entendimiento del diseño.

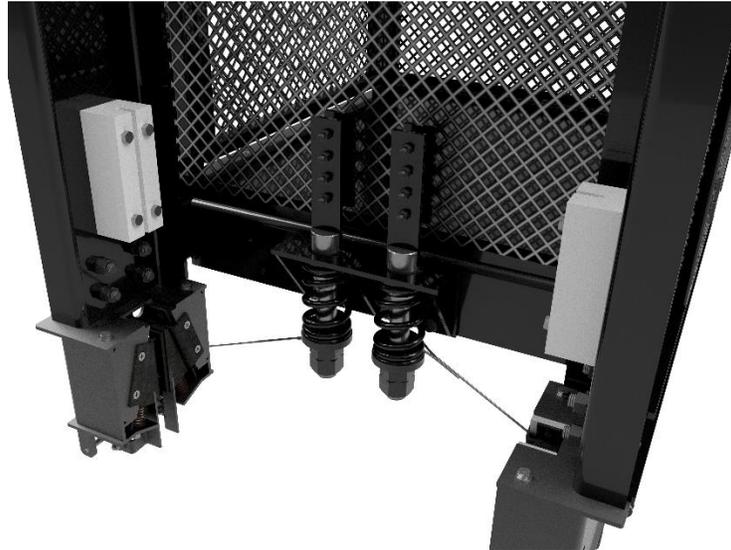


Ilustración 25. Ubicación de los resortes

4.3.1.7 Sujetador cadena – platina

Este elemento está compuesto por una barra de acero soldada a una platina como se muestra en la ilustración 26, a este componente va anclada la cadena de transmisión y la cabina tal como se muestra en la ilustración 27.



Ilustración 26. Sujetador cadena-platina



Ilustración 27. Sujetador cadena-platina 2

Para el diseño de este elemento se utilizó el programa Ansys, estableciendo como soporte fijo el área donde está la rosca y estableciendo una fuerza de 3000N en los 4 agujeros de la platina como se muestra en la ilustración 28.

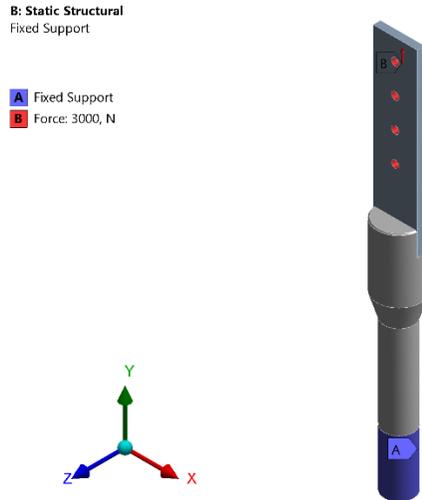


Ilustración 28. Fuerzas y fijación del sujetador cadena-platina.

Las características de mallado utilizadas en esta pieza se muestran en la tabla 3:

Tabla 3. Características de mallado del sujetador cadena-platina

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|----------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1,1663 | 3,321E-4 | 0,20368 | 1 |
| Máximo | 7,1126 | 0,79632 | 0,99997 | 4,1022 |
| Promedio | 1,8223 | 0,21712 | 0,78587 | 1,0418 |

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación debido a que las características obtenidas cumplen con las características recomendadas por la literatura, las cuales se muestran en la tabla 2.

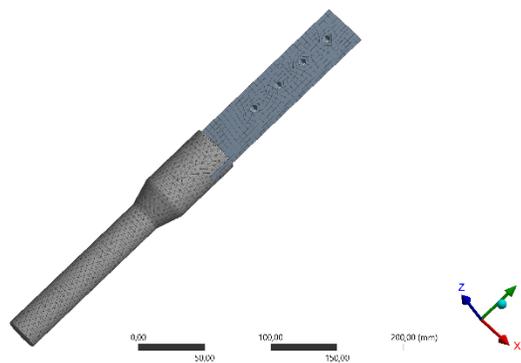


Ilustración 29. Malla del sujetador cadena-platina.

Después de realizar la simulación se obtuvo como resultado un esfuerzo máximo de Von Misses de 34,605 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,009mm y un factor de seguridad de 7,2 como se muestra en las ilustraciones 30, 31 y 32 respectivamente.

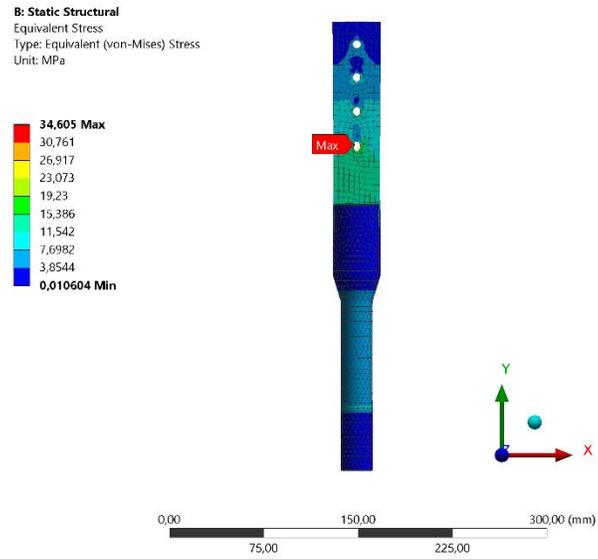


Ilustración 30. Esfuerzo de Von Misses soporte cabina-cadena.

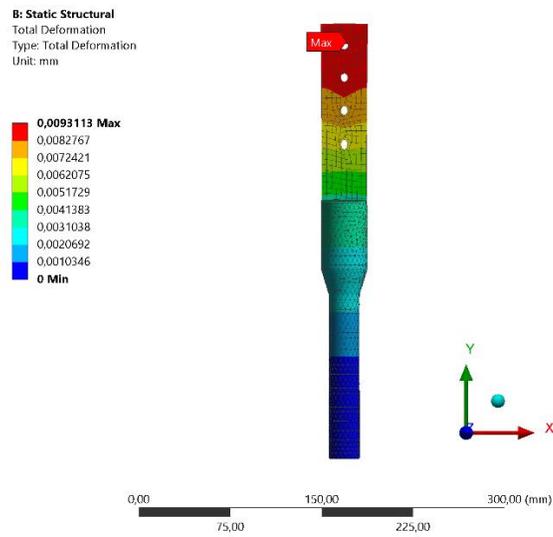


Ilustración 31. Desplazamiento del sujetador cadena-platina.

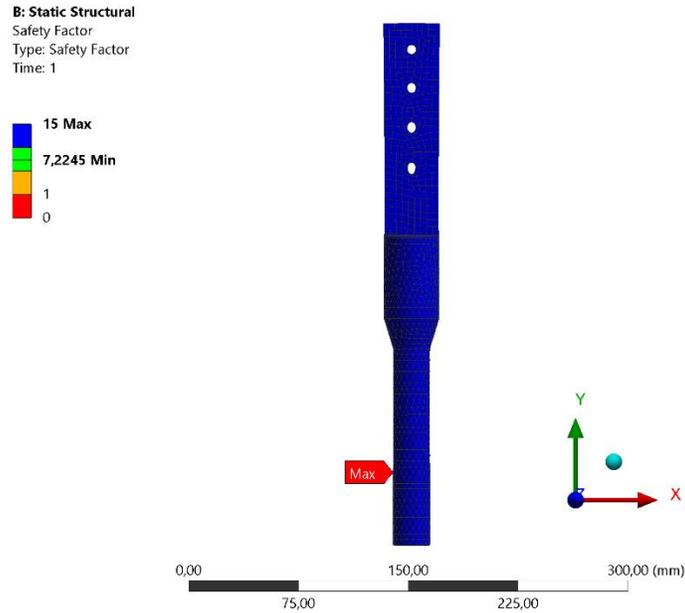


Ilustración 32. Factor de seguridad sujetador cadena-platina

4.3.1.8 Soporte anclaje cadena-pesa

El soporte anclaje cadena– pesa es una pieza compuesta por una lámina doblada de acero A36 laminada en caliente de calibre 1/4”, soldada a un pie-amigo de calibre 3/16” del mismo acero, se diseñó con ayuda del programa Ansys, estableciendo como soporte fijo la sección de la lámina que va soldada a la base de la contrapesa y estableciendo una fuerza de 6000 N, 3000N en cada juego de agujeros verticales como se muestra en la ilustración 33.

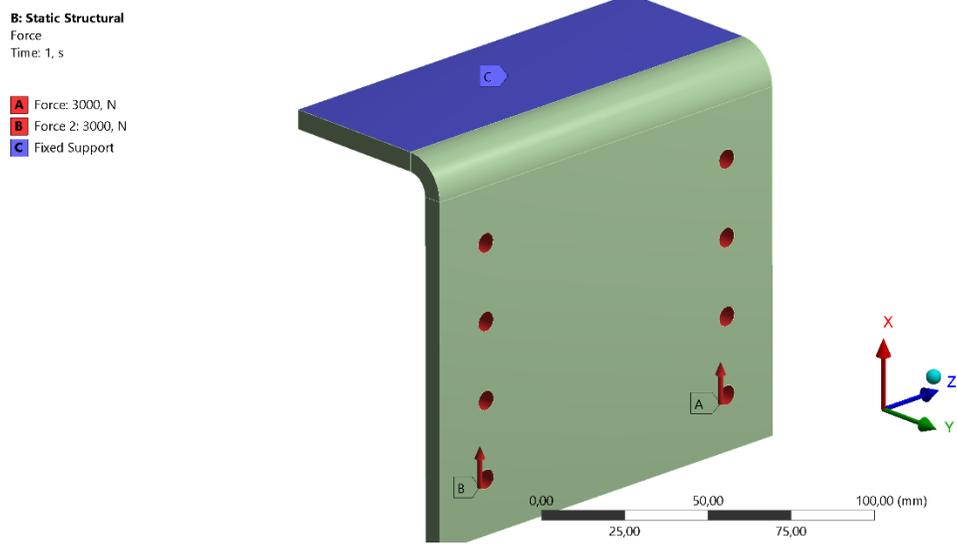


Ilustración 33. Fuerzas y fijación del soporte anclaje cadena-pesa

Las características de mallado utilizadas en esta pieza se muestran en la tabla 4:

Tabla 4. Características de malla del soporte anclaje cadena-pesa

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|------------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1,0114 | 1,3057E-10 | 0,18379 | 1 |
| Máximo | 5,8297 | 0,81621 | 1 | 62,451 |
| Promedio | 1,2292 | 5,533E-002 | 0,97926 | 1,0846 |

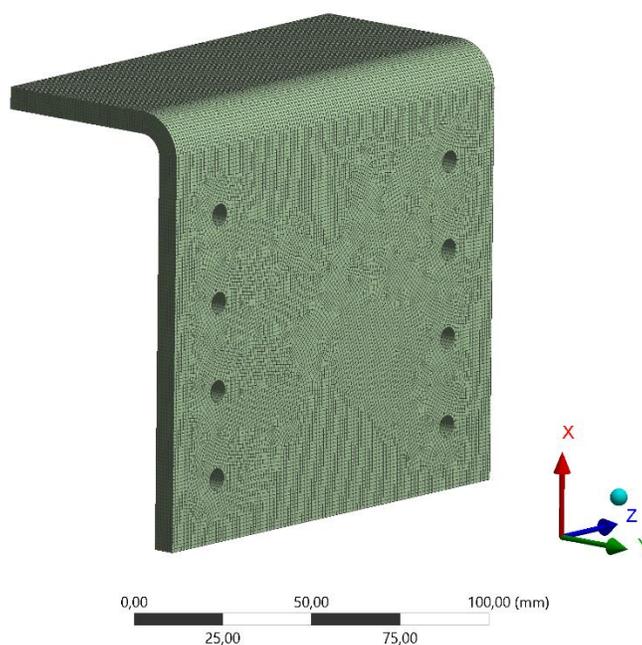


Ilustración 34. Malla del soporte anclaje cadena-pesa.

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación debido a que las características obtenidas cumplen con las características recomendadas por la literatura, las cuales se muestran en la tabla 2.

Después de realizar la simulación se obtuvo como resultado un esfuerzo máximo de Von Mises de 105,03 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,019mm y un factor de seguridad de 2,3 como se muestra en las ilustraciones 35, 36 y 37 respectivamente.

B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

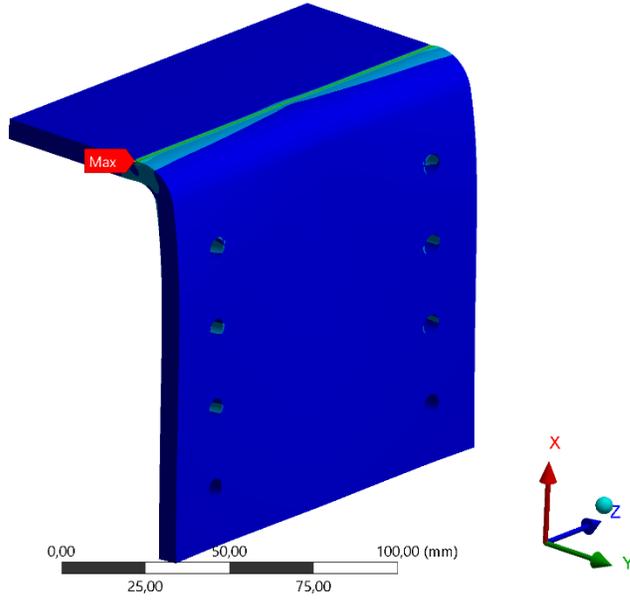
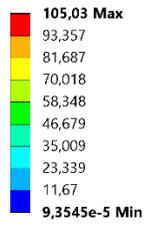


Ilustración 35. Esfuerzo de Von Mises del soporte anclaje cadena-pesa

B: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

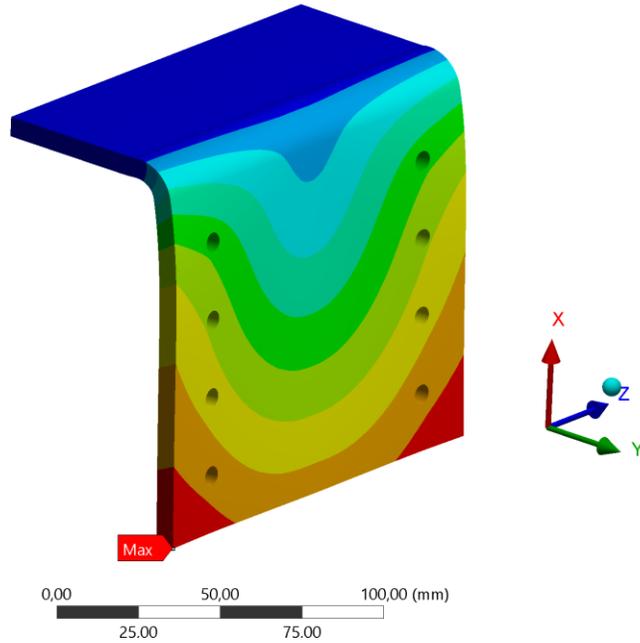
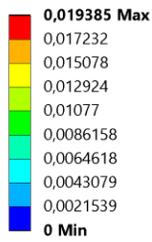


Ilustración 36. Desplazamiento del soporte anclaje cadena-pesa

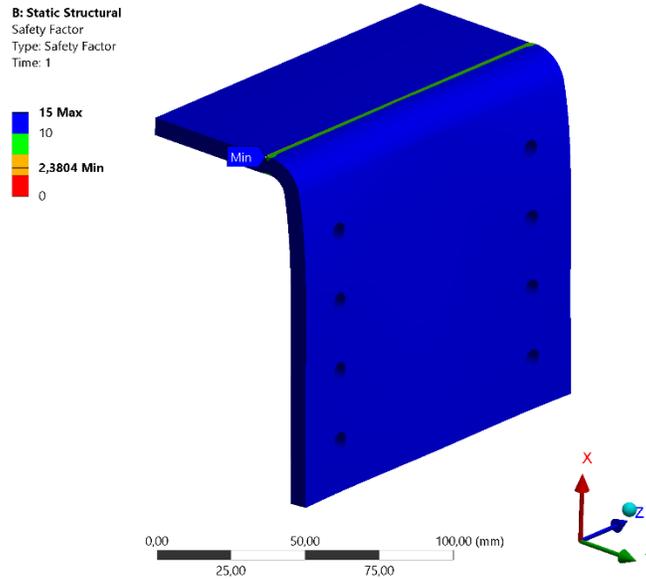


Ilustración 37. Factor de seguridad del soporte anclaje cadena-pesa

4.3.1.9 Anillos de soporte

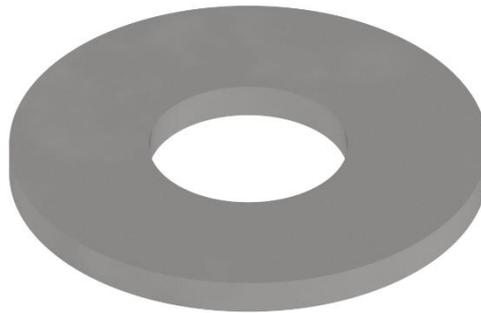


Ilustración 38. Anillo de soporte

Los anillos de soporte son unos elementos elaborados en lámina de acero A36 de calibre 3/16” ubicados debajo de los resortes como se puede ver en la ilustración 38, por medio de ellos se da la elevación de la cabina, este elemento es de vital importancia dado que la ruptura de uno de ellos podría generar el desplome de la cabina, para aumentar la seguridad, se utilizaron 2 anillos por cada “sujetador cadena platina”, para calcular estos anillos se utilizó el programa Ansys, estableciendo una fuerza de 3000N en cada uno, la fuerza se aplicó en el área que ocupa la tuerca y la fijación se hizo en el área que ocupa el resorte como se muestra en la ilustración 39, para un mejor entendimiento de la ubicación de los anillos y de las áreas de las que se habló anteriormente se presenta la ilustración 40.

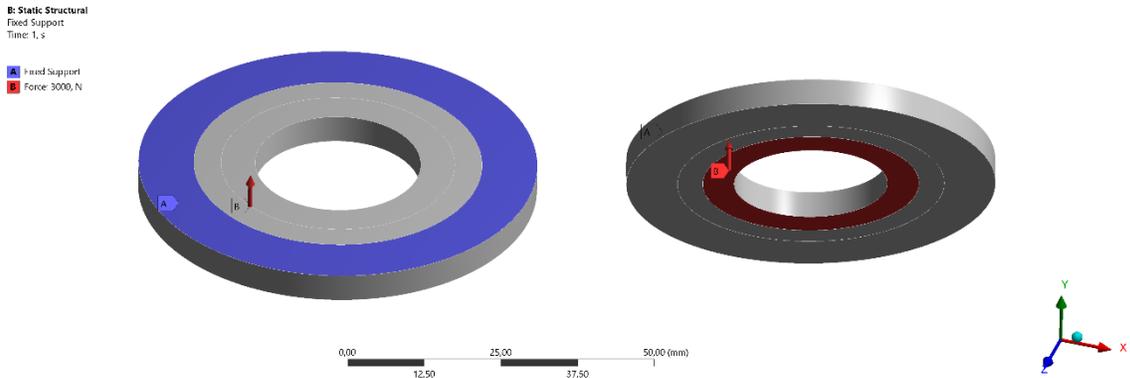


Ilustración 39. Ubicación de la fuerza y fijación en el anillo soporte

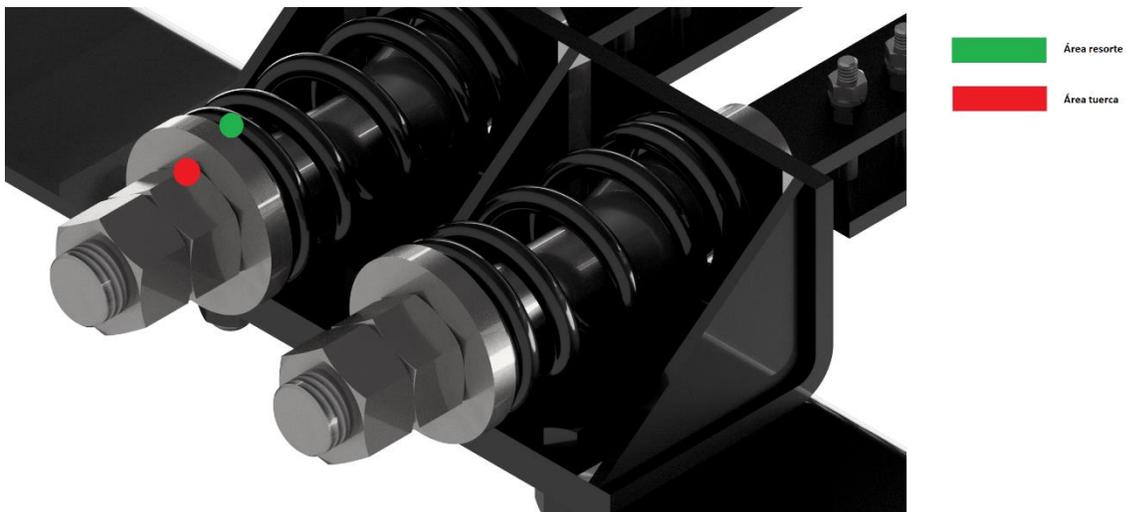


Ilustración 40. Área de aplicación de fuerzas del anillo soporte

Las características de mallado utilizadas en esta pieza se muestran en la tabla 5:

Tabla 5. Características de malla del anillo soporte.

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|-----------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1,1985 | 4,1667E-2 | 0,9993 | 1,1787 |
| Máximo | 1,9149 | 4,1667E-2 | 0,99995 | 1,2389 |
| Promedio | 1,6588 | 4,1667E-2 | 0,99962 | 1,2057 |

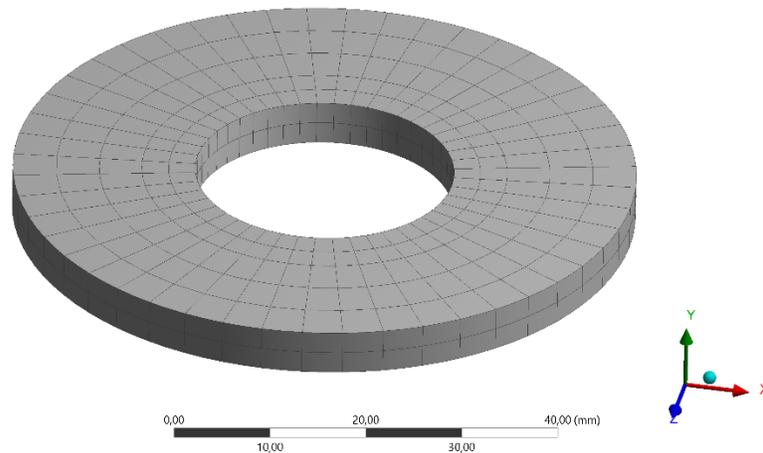


Ilustración 41. Malla del anillo de soporte

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación debido a que las características obtenidas cumplen con las características recomendadas por la literatura, las cuales se muestran en la tabla 2.

Después de realizar la simulación se obtuvo como resultado un esfuerzo máximo de Von Mises de 24,2 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,004 mm y un factor de seguridad de 10,3 como se muestra en las ilustraciones 42, 43 y 44 respectivamente.

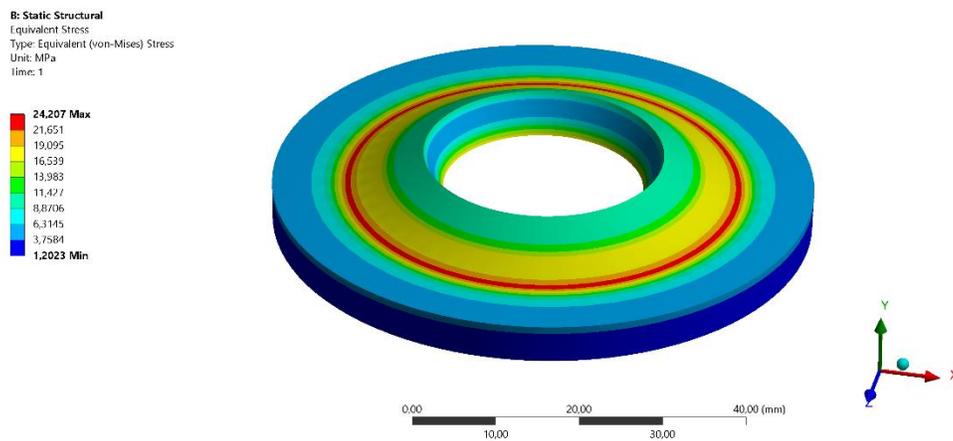


Ilustración 42. Esfuerzo de Von Mises en el anillo de soporte.

B: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

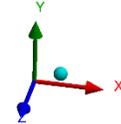
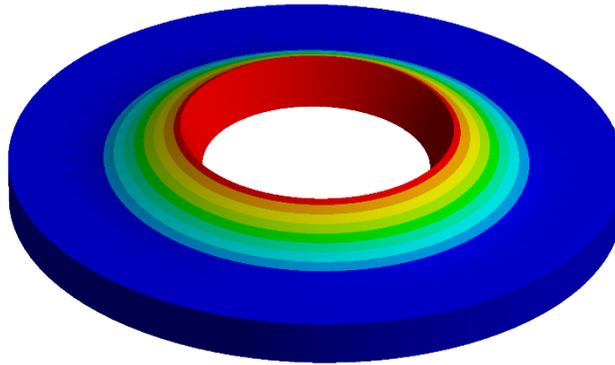
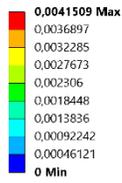


Ilustración 43. Desplazamiento en el anillo de soporte

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1

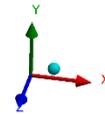
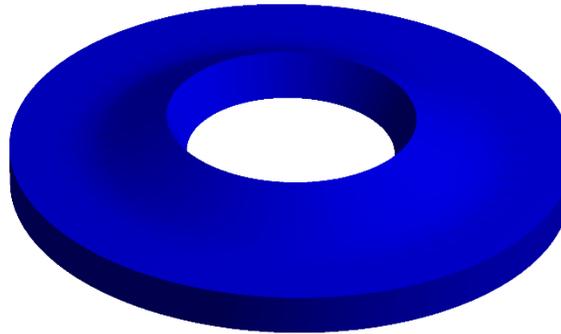


Ilustración 44. Factor de seguridad en el anillo soporte

4.3.1.10 Soporte del motor

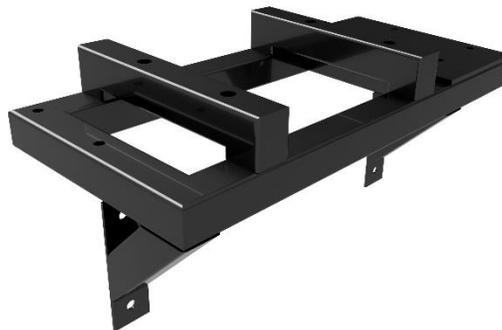


Ilustración 45. Soporte del motor

El soporte del motor es una pieza compuesta por un conjunto de tubos cuadrados soldados de 40x40x2.5mm de acero ASTM A500 Grado C, se diseñó con ayuda del programa Ansys, estableciendo como soportes fijos los agujeros a los cuales va fija la base y estableciendo una

fuerza de 6000 N, 3000N en cada tubo donde se apoya la chumacera con el rodamiento, y una fuerza de 50N donde descansa el motor como se muestra en la ilustración 46.

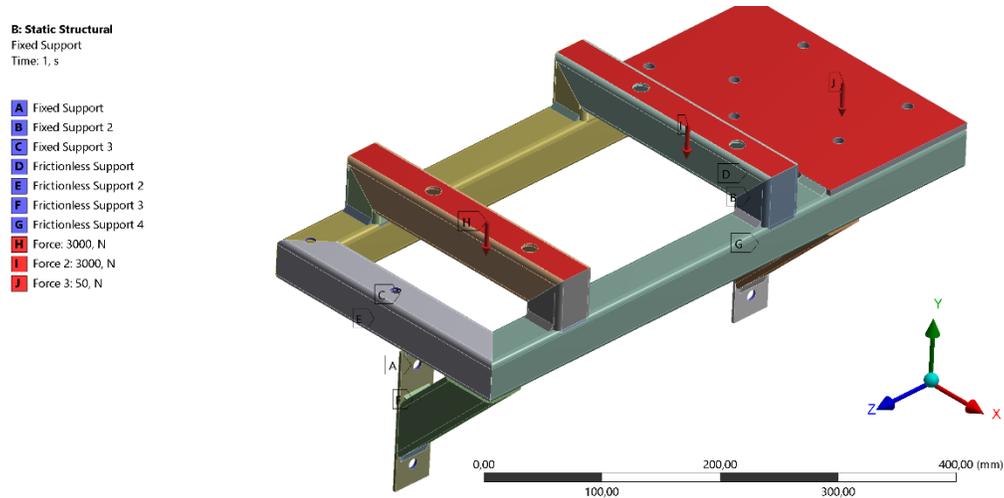


Ilustración 46. Condiciones de carga y fijación del soporte del motor.

Las características de mallado utilizadas en esta pieza se muestran en la tabla 6:

Tabla 6. Características del mallado del soporte del motor.

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|------------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1 | 1,3057E-10 | 0,37379 | 1 |
| Máximo | 6,2715 | 0,76123 | 1 | 5,3232 |
| Promedio | 1,6264 | 0,23983 | 0,88323 | 1,1891 |

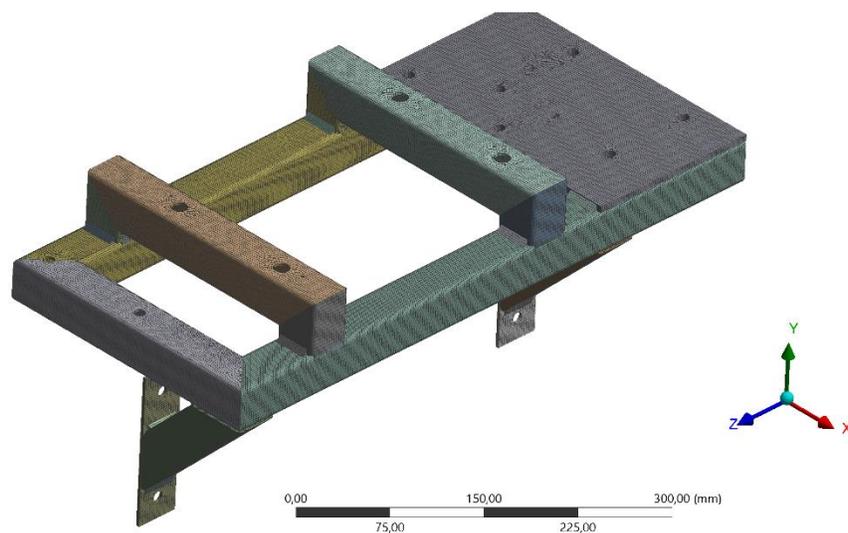


Ilustración 47. Mallado del soporte del motor

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación debido a que las características obtenidas cumplen con las características recomendadas por la literatura, las cuales se muestran en la tabla 2.

Después de realizar la simulación se obtuvo como resultado un esfuerzo máximo de Von Misses de 156,46 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,0716mm y un factor de seguridad de 2,007 como se muestra en las ilustraciones 48, 49 y 50 respectivamente.

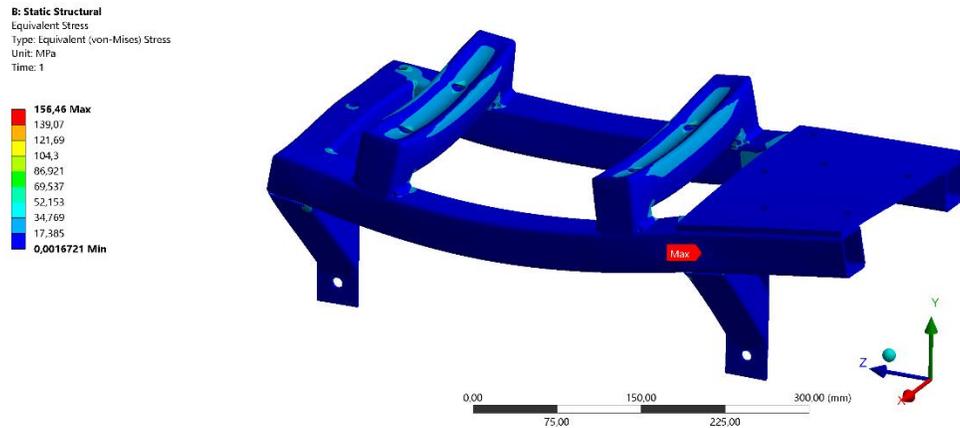


Ilustración 48. Esfuerzo de Von Misses del soporte del motor.

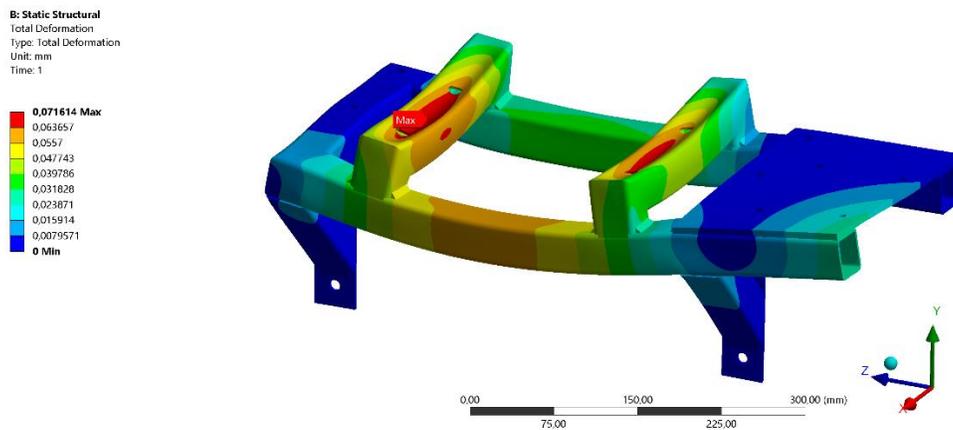


Ilustración 49. Desplazamiento del soporte del motor.

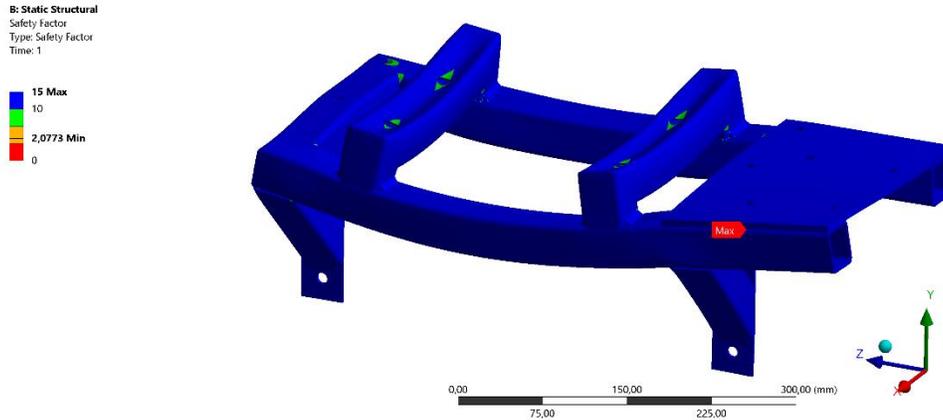


Ilustración 50. Factor de seguridad del soporte del motor.

4.3.1.11 Estructura de la cabina

Se calculó la estructura de la cabina utilizando el programa Ansys, a esta estructura se le aplicó una fuerza de 3000N, donde 2000N corresponden a la carga para la que fue diseñado y 1000N a los demás componentes que no se agregaron en la simulación para simplificarla, dentro de esos 1000N entra el cerramiento de la cabina que fue elaborado en tubería de 25x25x2mm y en malla electro-soldada, la fuerza aplicada y las restricciones se muestran en la ilustración 51, toda la estructura es de lámina doblada de acero A36 excepto las guías las cuales están elaboradas de UHMW mecanizadas.

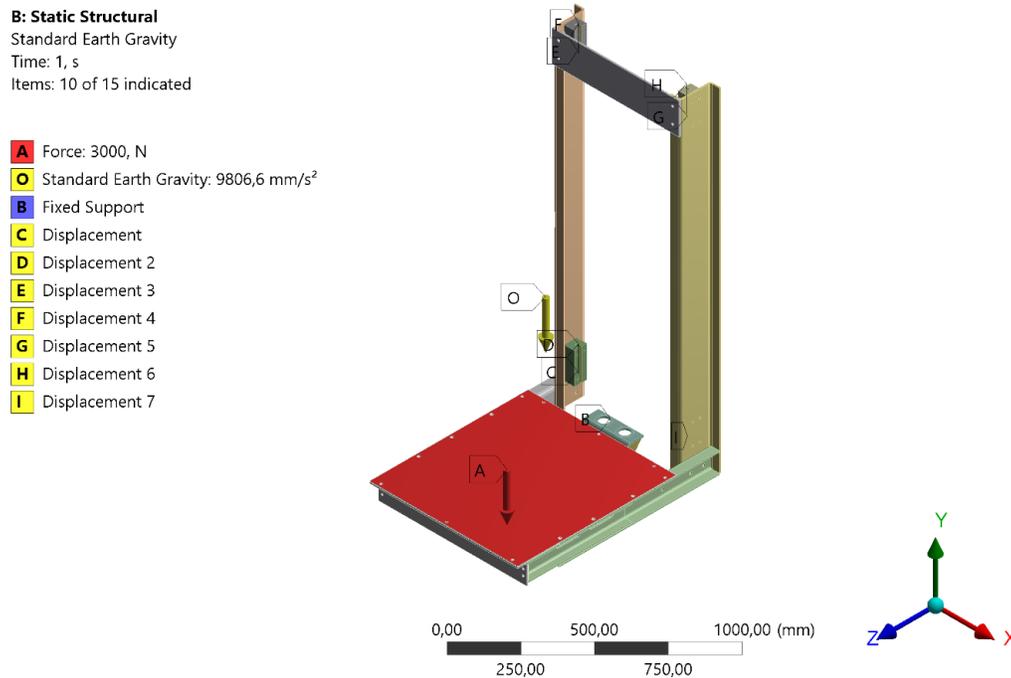


Ilustración 51. Condiciones de carga de la estructura de la cabina

Las características de mallado utilizadas en este ensamble se muestran en la tabla 7:

Tabla 7. Características del mallado de le estructura de la cabina

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|------------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1,0127 | 1,3057E-10 | 0,31924 | 1 |
| Máximo | 18,294 | 0,83978 | 1 | 22,863 |
| Promedio | 2,5263 | 0,14682 | 0,95763 | 1,3307 |

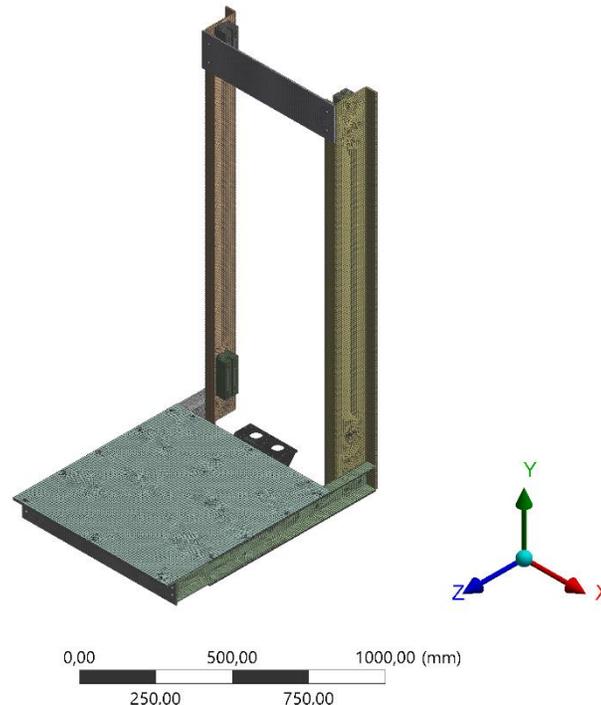


Ilustración 52. Mallado de la estructura de la cabina

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación teniendo en cuenta que el máximo aspect ratio está por encima del recomendado, sin embargo, se cumplen las demás características mostradas en la tabla 2, se toma como admisible este aspect ratio debido al tamaño del ensamble que se tiene.

Después de realizar la simulación se obtuvieron para cada componente los siguientes resultados:

4.3.1.11.1 Perfil piso A

Para esta pieza se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Misses de 88,5 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,66mm y un factor de seguridad de 2,8 como se muestra en las ilustraciones 53, 54 y 55 respectivamente.

B: Static Structural
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

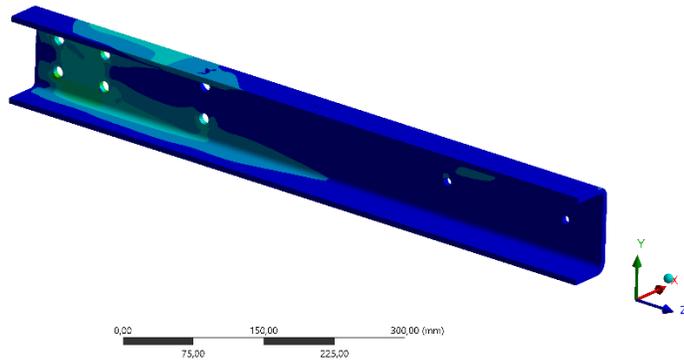
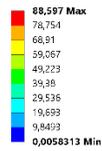


Ilustración 53. Esfuerzo de Von Misses del perfil piso A

B: Static Structural
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

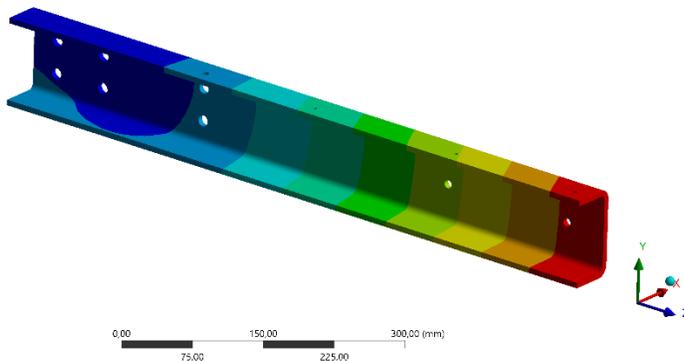
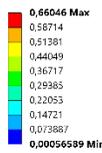


Ilustración 54. Desplazamiento del perfil piso A

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1

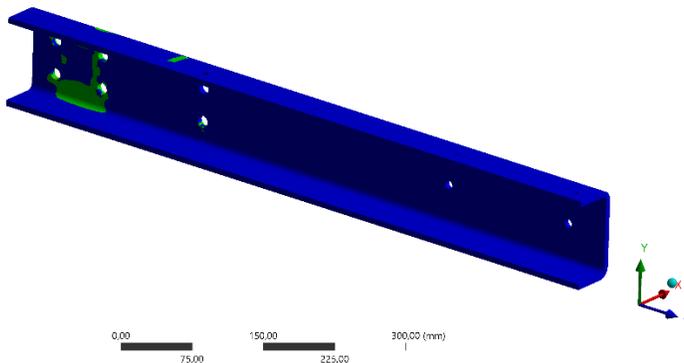


Ilustración 55 Factor de seguridad del perfil piso A

4.3.1.11.2 Perfil de piso adaptable

Para esta pieza se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Misses de 16 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,84mm y un factor de seguridad de 15,6 como se muestra en las ilustraciones 56, 57 y 58 respectivamente.

B: Static Structural
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

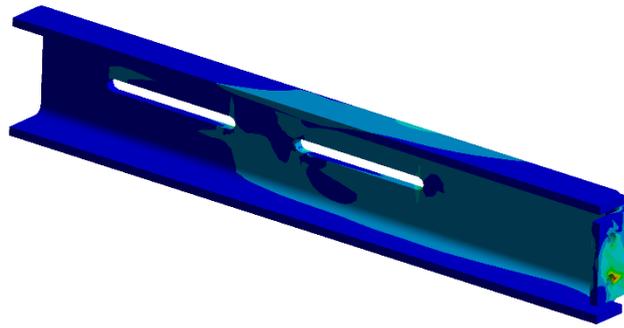
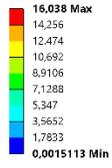


Ilustración 56. Esfuerzo de von Mises del perfil de piso adaptable.

B: Static Structural
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

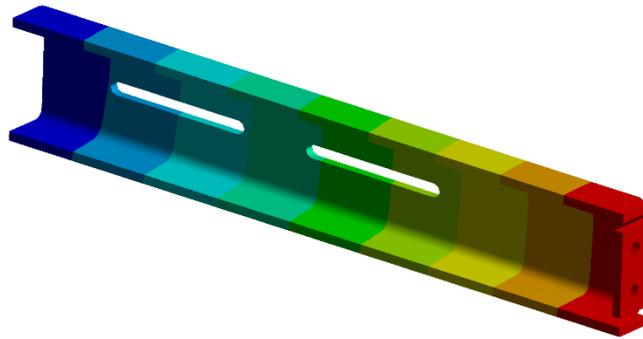
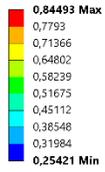


Ilustración 57. Desplazamiento del perfil de piso adaptable

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1

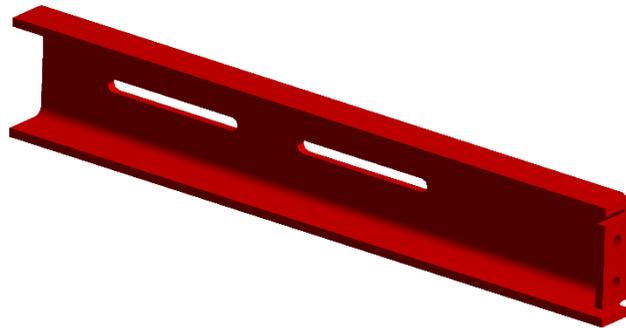


Ilustración 58. Factor de seguridad del perfil de piso adaptable.

4.3.1.11.3 Perfil frontal del piso

Para esta pieza se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 13,7 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,88 mm y un factor de seguridad de 18,2 como se muestra en las ilustraciones 59, 60 y 61 respectivamente.

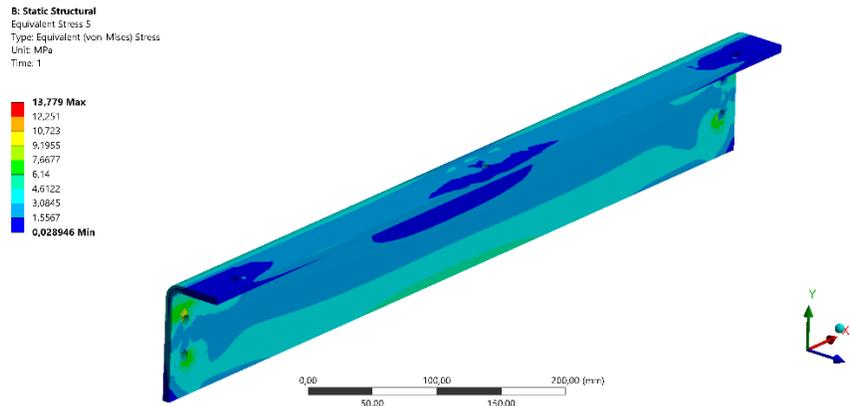


Ilustración 59. Esfuerzo de Von Mises del perfil frontal del piso

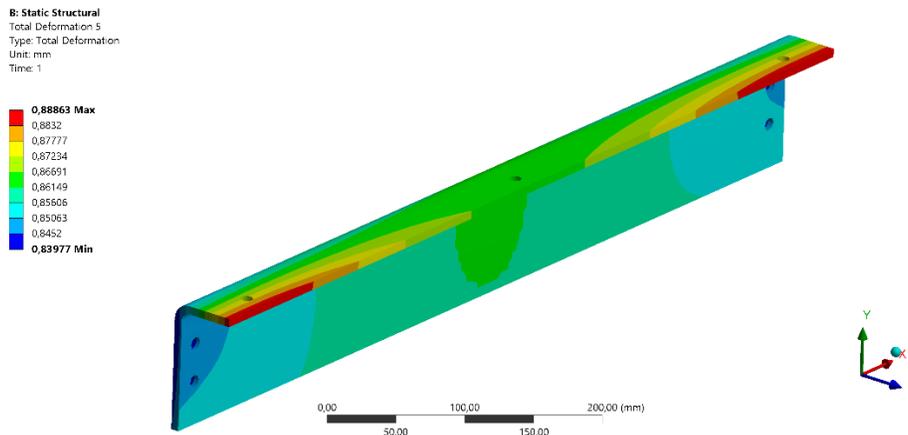


Ilustración 60. Desplazamiento del perfil frontal del piso.

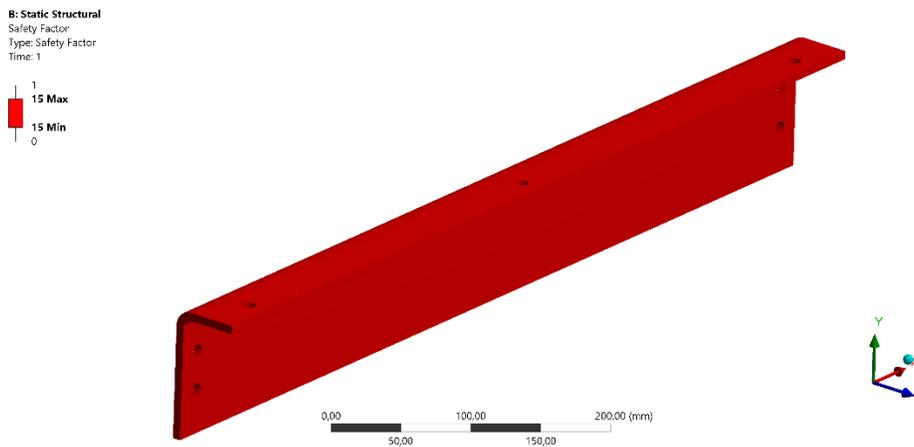


Ilustración 61. Factor de seguridad del perfil frontal del piso.

4.3.1.11.4 Perfil posterior del piso

Para esta pieza se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 61,5 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,11 mm y un factor de seguridad de 4 como se muestra en las ilustraciones 62, 63 y 64 respectivamente.

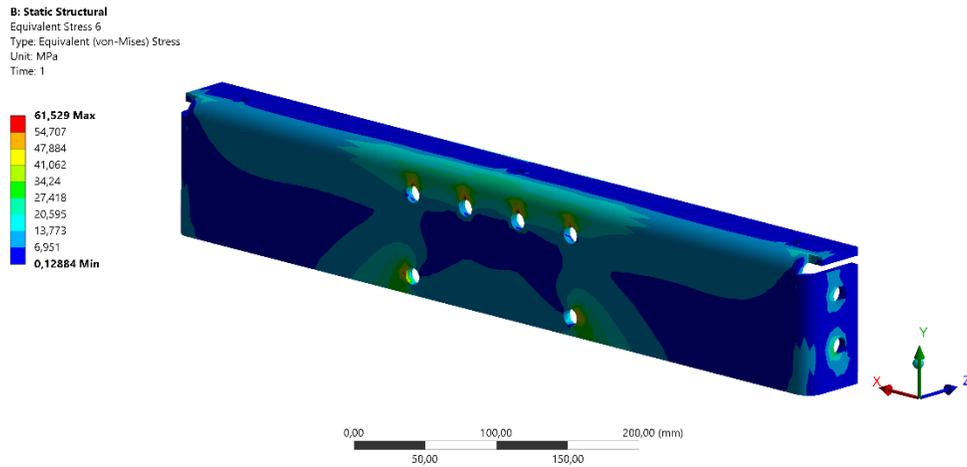


Ilustración 62. Esfuerzo de Von Mises del perfil posterior del piso

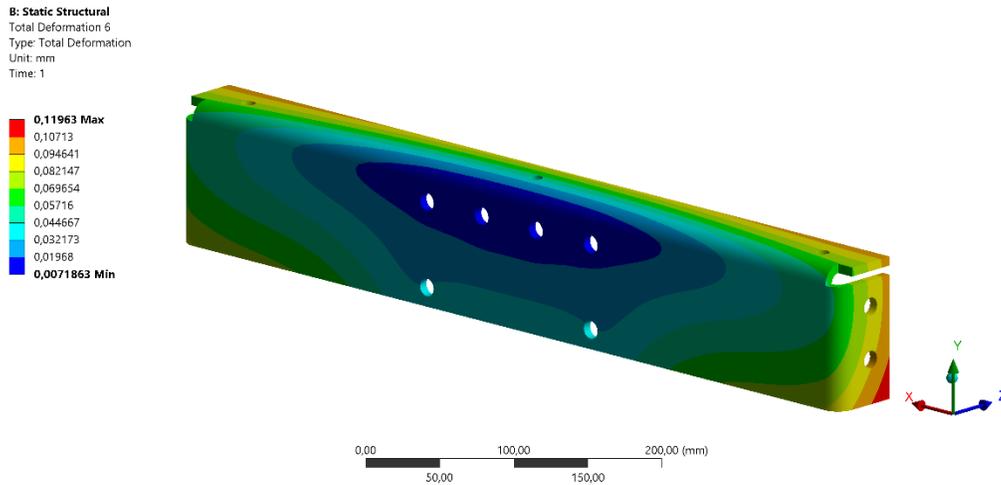


Ilustración 63. Desplazamiento del perfil posterior del piso

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1

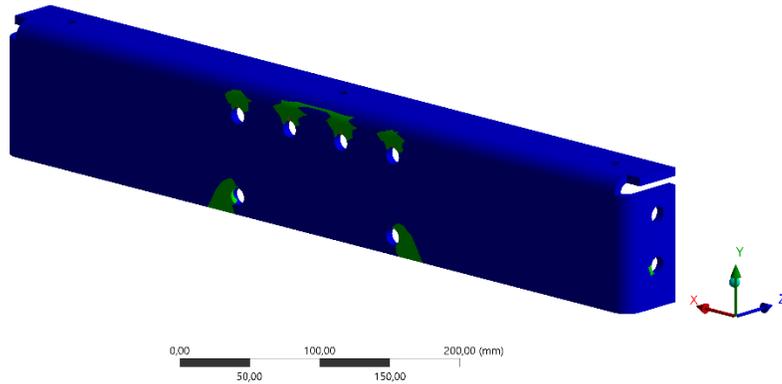


Ilustración 64. Factor de seguridad del perfil posterior del piso

4.3.1.11.5 Canal central del piso

Para esta pieza se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 25,2 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,64 mm y un factor de seguridad de 9,9 como se muestra en las ilustraciones 65, 66 y 67 respectivamente.

B: Static Structural
Equivalent Stress 7
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

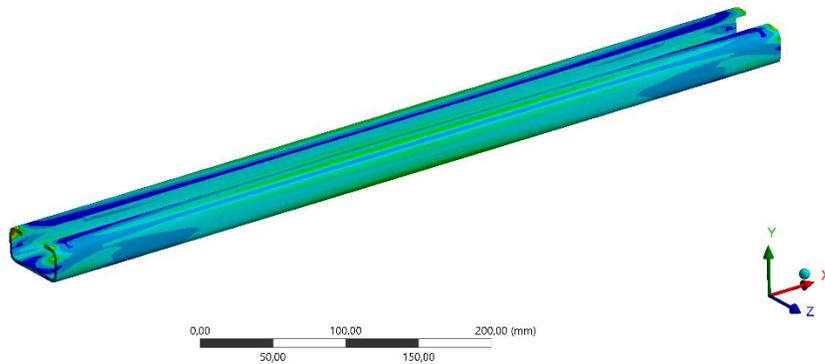
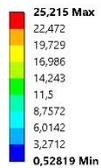


Ilustración 65. Esfuerzo de Von Mises del canal central del piso.

B: Static Structural
Total Deformation 7
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

0,64659 Max
0,62394
0,60128
0,57862
0,55596
0,53331
0,51065
0,48799
0,46533
0,44267 Min

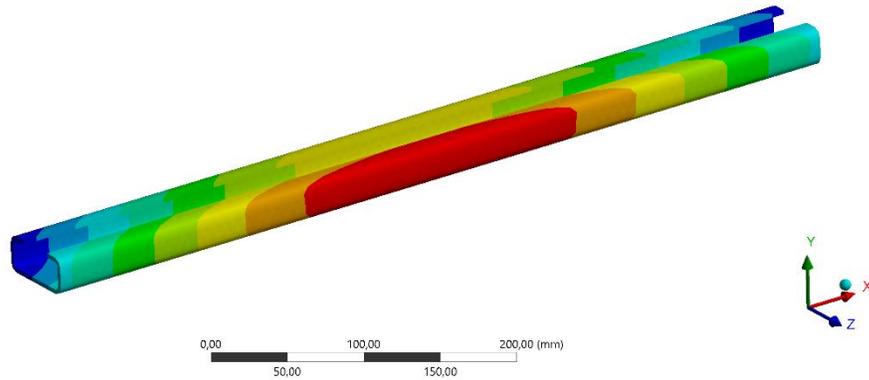


Ilustración 66. Desplazamiento del canal central del piso.

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1

15 Max
9,9146 Min
5
1
0

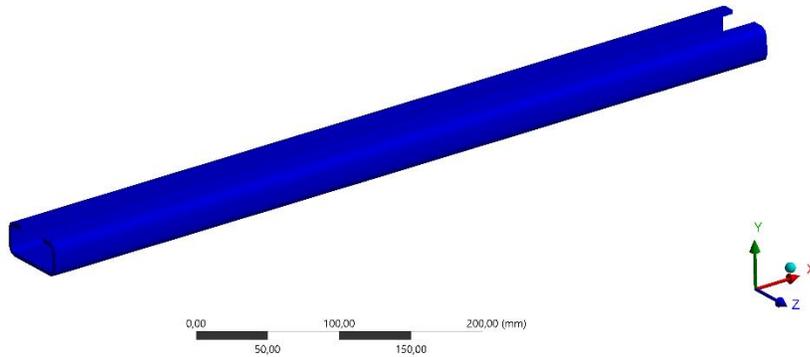


Ilustración 67. Factor de seguridad del canal central de piso.

4.3.1.11.6 Perfil vertical de la cabina

Para esta pieza se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 73,16 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,08 mm y un factor de seguridad de 9,9 como se muestra en las ilustraciones 68, 69 y 70 respectivamente.

B: Static Structural
Equivalent Stress 8
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

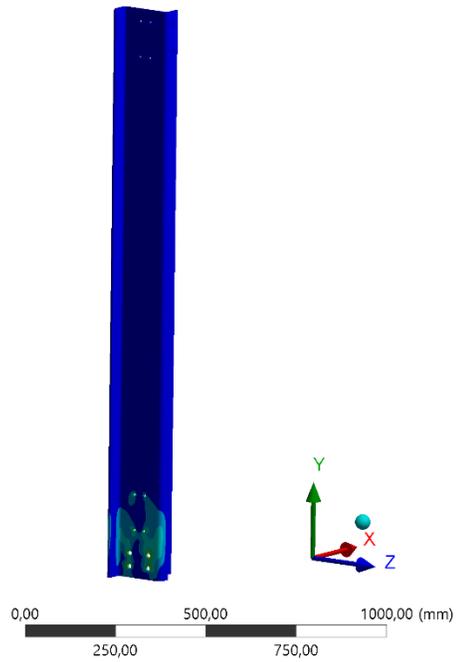
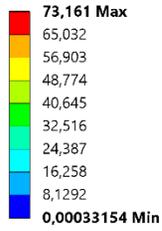


Ilustración 68. Esfuerzo de Von Misses del perfil vertical de la cabina.

B: Static Structural
Total Deformation 8
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

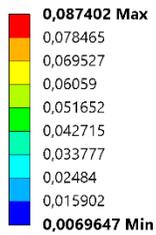


Ilustración 69. Desplazamiento del perfil vertical de la cabina.

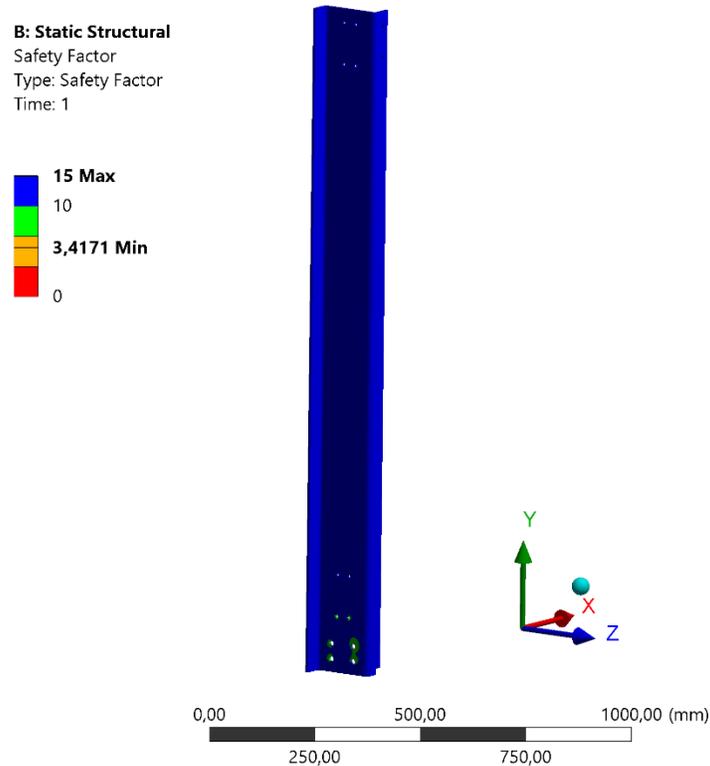


Ilustración 70. Factor de seguridad del perfil vertical de la cabina.

4.3.2 Diseño de los componentes secundarios

4.3.2.1 Pesa



Ilustración 71. Pesa

Inicialmente se estableció que se necesitaba una contrapesa de 160 Kg, para lograr esto se utilizaron láminas de 3/8" en acero A36 en forma de C para una fácil manipulación, cada lámina tiene un peso aproximado de 2,4 kg, por lo tanto, se utilizaron un total de 59 láminas las cuales dan un peso de 141,6 kg, el peso restante lo ocupan los demás elementos que componen la contrapesa, ruedas guías, soporte anclaje cadena-pesa, tornillos, base inferior de la contrapesa y empaques plásticos.

4.3.2.2 Guías de la contrapesa

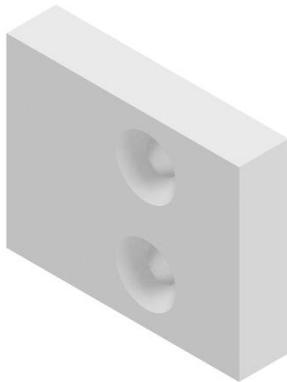


Ilustración 72. Guía pesa delantera

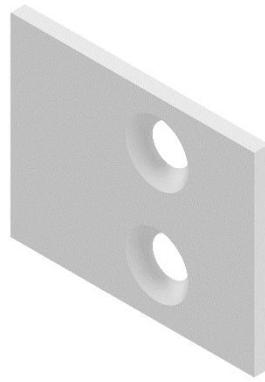


Ilustración 73. Guía pesa trasera



Ilustración 74. Rueda guía

Dada la necesidad de que la contrapesa este guiada para evitar daños o atascamiento, se utilizó como riel la parte interna del canal en C que soporta las guías de la cabina como se muestra en la ilustración 75, además para permitir un correcto guiado de la contrapesa se utilizaron 4 ruedas comerciales de 2 pulgadas y 8 guías de plástico “UHMW” para eliminar los juegos que se puedan presentar, las guías van ancladas a segmentos de ángulo de 2”, estos segmentos se utilizaron para optimizar material, dado que son obtenidos después de realizar los cortes de los rieles de deslizamiento principales. La ilustración 76 muestra el ensamble completo de la contrapesa con las guías, las ruedas y los segmentos de ángulo mencionados anteriormente.

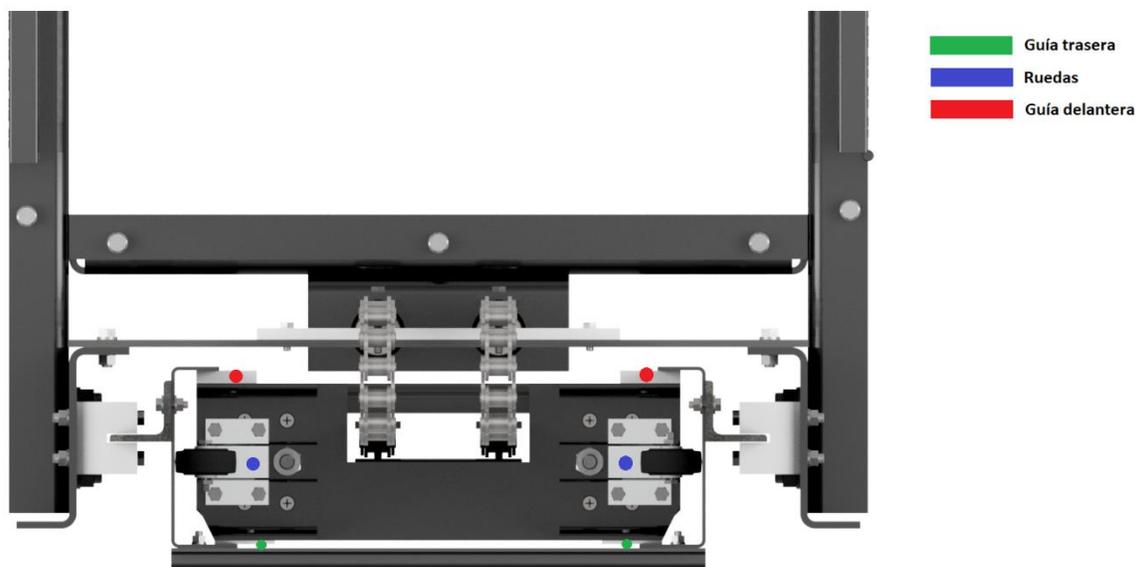


Ilustración 75. Pesa guiada



Ilustración 76. Contrapesa

4.3.2.3 Empaque cabina cadena

Debido a que puede existir un rozamiento entre la cadena y una parte de la cabina cuando la cadena se mueva, se utilizó un empaque de plástico UHMW entre la cabina y la cadena para amortiguar el posible rozamiento y para no desgastar la cadena ni la lámina de la cabina, en la ilustración 77 se muestra la ubicación del empaque.



Ilustración 77. Ubicación del empaque cabina-cadena

4.3.2.4 Soporte de la contrapesa



Ilustración 78. Ubicación del soporte de la contrapesa

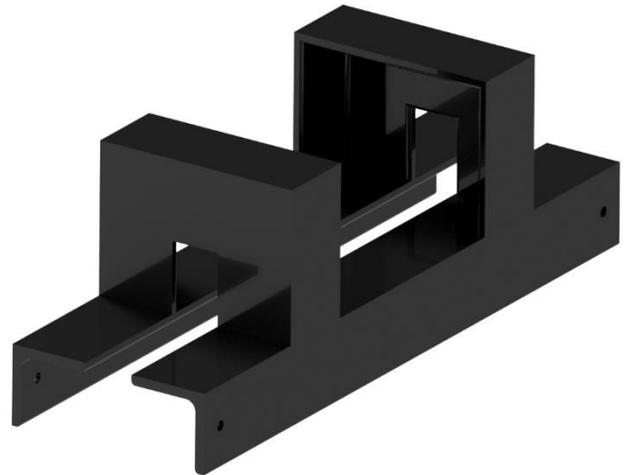


Ilustración 79. Soporte de la contrapesa.

Se instaló un soporte donde la pesa se apoya mientras esta abajo, este soporte fue elaborado en ángulo de 2in x ¼ in en acero A36, para calcular este soporte se utilizó el programa Ansys, la pesa tiene un peso de 160Kg aproximadamente, sin embargo, para la realización del cálculo se aplicó una fuerza de 2000N por si en un futuro se quiere aumentar el peso de la contrapesa, la fuerza se aplicó en el área que se muestra en la ilustración 80 teniendo como soportes fijos los 4 agujeros donde van los pernos.

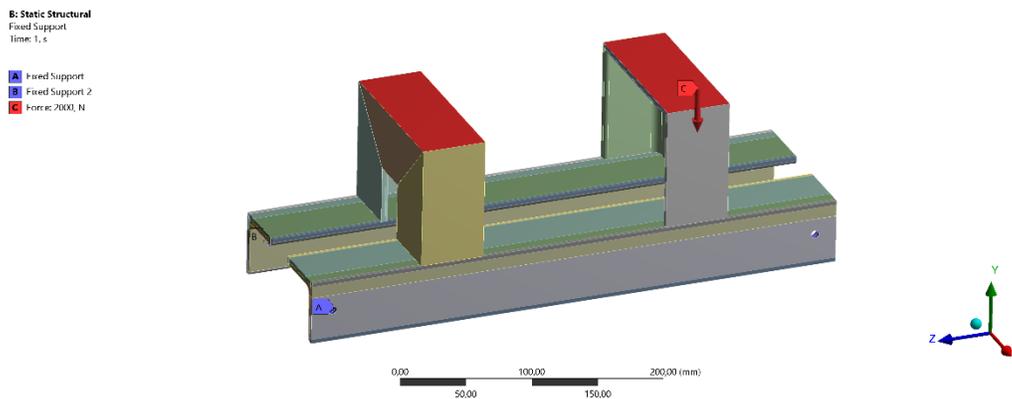


Ilustración 80. Ubicación de la fuerza y agujeros de fijación del soporte de la pesa.

Las características de mallado utilizadas en esta pieza se muestran en la tabla 8:

Tabla 8. Características de mallado del soporte de la pesa.

| Características de malla | Aspect Ratio | Skewness | Calidad ortogonal | Jacobian Ratio (MAPDL) |
|--------------------------|--------------|------------|-------------------|------------------------|
| Mínimo | 1,0953 | 1,3057E-10 | 0,47161 | 1 |
| Máximo | 4,6144 | 0,74315 | 1 | 4,339 |
| Promedio | 1,4754 | 9,6579E-2 | 0,96154 | 1,1557 |

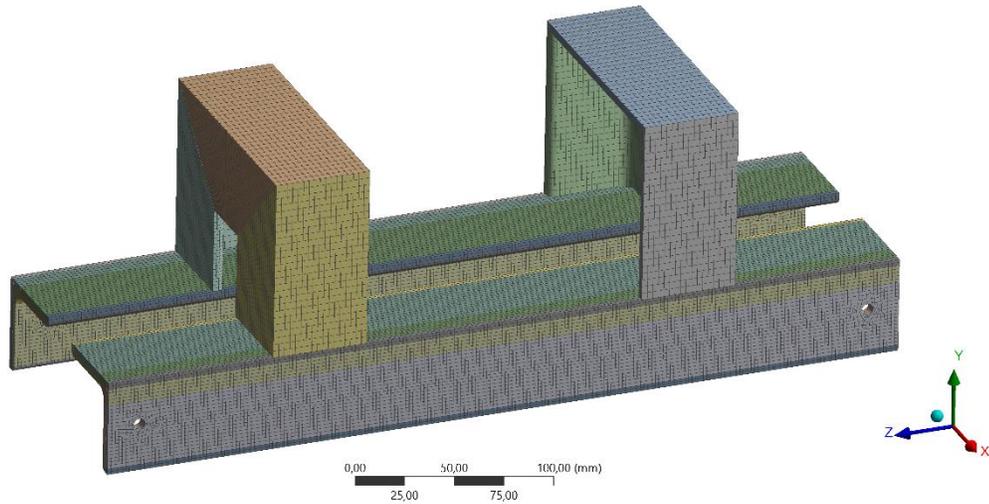


Ilustración 81. Malla del soporte de la contrapesa.

Se pudo concluir que la malla era óptima para realizar la respectiva simulación debido a que las características obtenidas cumplen con las características recomendadas por la literatura, las cuales se muestran en la tabla 2.

Después de realizar la simulación se obtuvo como resultado un esfuerzo máximo de Von Mises de 77,4 Mpa, un desplazamiento máximo de 0,043 mm y un factor de seguridad de 3,22 como se muestra en las ilustraciones 82, 83 y 84 respectivamente.

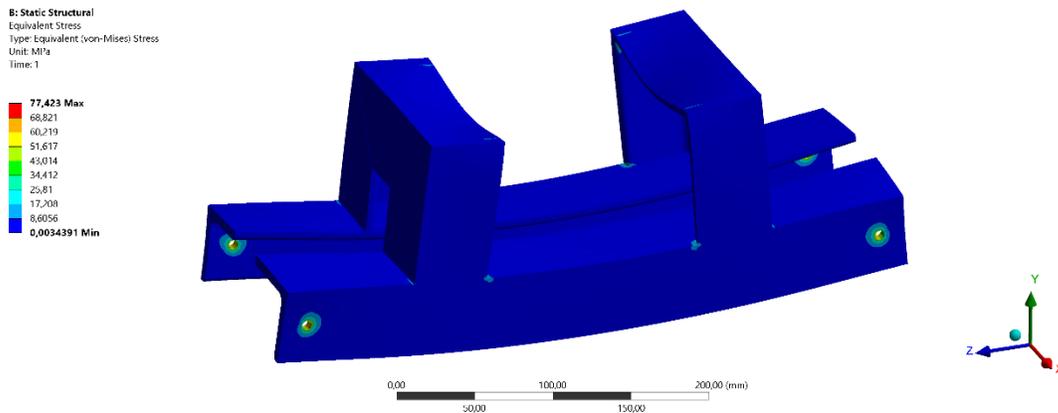


Ilustración 82. Esfuerzo de Von Mises del soporte de la contrapesa.

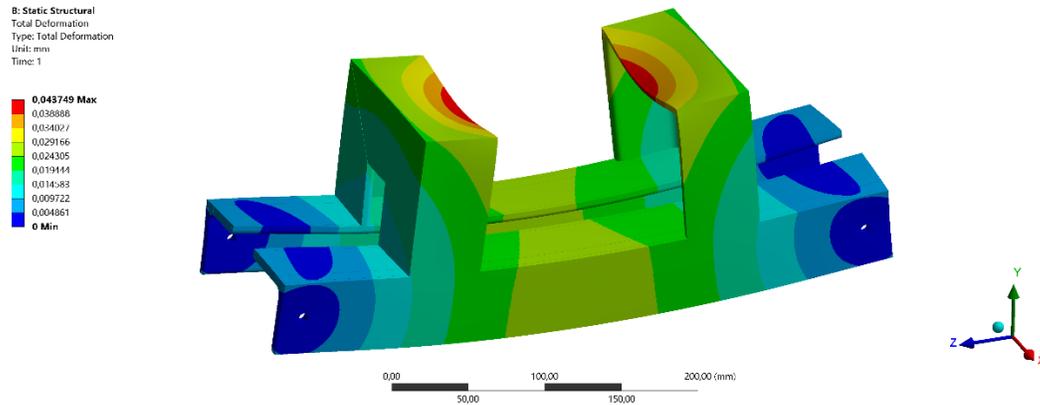


Ilustración 83. Desplazamiento del soporte de la contrapesa.

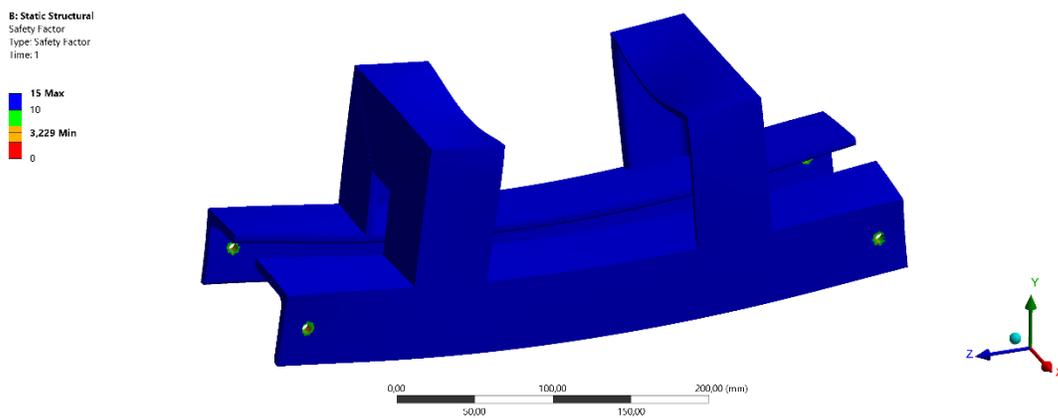


Ilustración 84. Factor de seguridad del soporte de la contrapesa.

4.3.2.5 Guías



Ilustración 85. Guía plástica.

El cálculo de las guías se realizó con el programa Ansys teniendo en cuenta las condiciones de carga dadas en la ilustración 51, y las características de malla expuestas en la tabla 7, estas guías fueron diseñadas en material UHMW, finalmente después de realizada la simulación

se obtuvo un esfuerzo de Von Mises de 1,5 Mpa, un desplazamiento de 0,013mm y un factor de seguridad de 13,3 como se muestra en las ilustraciones 86, 87, 88 respectivamente.

B: Static Structural
Equivalent Stress 13
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Units: MPa
Time: 1

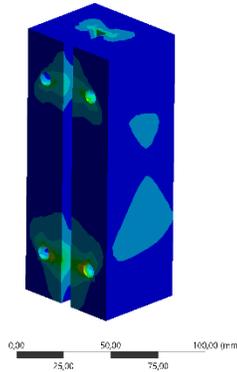
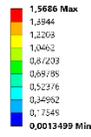


Ilustración 86. Esfuerzo de von Mises en la guía plástica.

B: Static Structural
Total Deformation 11
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

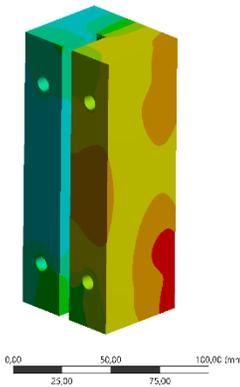
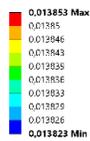


Ilustración 87. Desplazamiento en la guía plástica.

B: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1

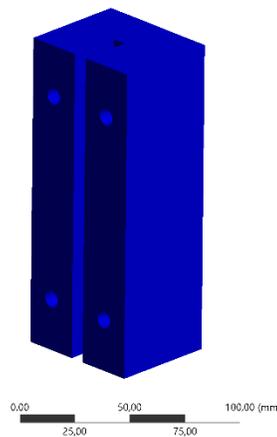


Ilustración 88. Factor de seguridad en la guía plástica.

4.4 Etapa 4. Elaboración de la documentación técnica para la fabricación del elevador:

Estandarizar y escribir cada uno de los pasos necesarios para fabricar el elevador modular eléctrico diseñado, de manera que pueda ser replicado a partir de un solo cuerpo de información.

El cuerpo de información que contiene todo el proceso de fabricación se encuentra en los 56 planos de piezas y ensambles del elevador. A continuación, se muestran algunas imágenes del modelo 3D final



Ilustración 89. Elevador modular eléctrico



Ilustración 890. Elevador modular eléctrico (2)

5 Conclusiones

El diseño mecánico se adapta a condiciones y necesidades específicas, dependiendo del contexto, el mercado, las habilidades del ingeniero y las expectativas de un cliente potencial.

El diseño mecánico puede basarse en simulaciones, previa elaboración de un protocolo que estandarice el cálculo de las partes de una estructura o máquina.

La ingeniería mecánica debe responder a las necesidades humanas, como aquellas relacionadas con la movilidad y las discapacidades. En este sentido, es humanista.

El reporte y publicación de experiencias exitosas en términos de diseño mecánico facilita su replicación y mejoramiento continuo

6 Referencias bibliográficas

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. McGraw-Hill Interamericana, 2018.

BEER, Ferdinand Pierre, et al. Mecánica de materiales. McGraw-Hill, 2018.

BEER, Ferdinand P., et al. Mecánica vectorial para ingenieros: dinámica. McGraw-Hill, 2017.

SAVARIA CORP, ©1989-2020 [consulta: 29 Noviembre 2019]. Disponible en: <https://www.savaria.com/>