



Diseño de un sistema de transporte por cable para carga destinado a zonas rurales del territorio nacional

Santiago Rojas Posada

Informe de práctica presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesor

Junes Abdul Villarraga Ossa, Doctor (PhD) en Ingeniería

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería

Ingeniería Mecánica

Medellín, Antioquia, Colombia

2023

Cita	Rojas Posada [1]
Referencia	[1] Rojas Posada. S, “Diseño de un sistema de transporte por cable para carga destinado a zonas rurales del territorio nacional”, Trabajo de grado profesional, Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2023.
Estilo IEEE (2020)	



Biblioteca Carlos Gaviria Díaz

Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes.

Decano/Director: Julio César Saldarriaga Molina.

Jefe departamento: Pedro León Simancas.

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Dedicatoria

Dedico este título a mi madre y mi padre, que siempre han sido el motor de mi vida, que me han acompañado con su amor y apoyo incondicional en cada paso y decisión que he tomado a lo largo de los años, porque sin su gran comprensión, esfuerzo y dedicación nunca hubiese sido posible crear las bases de mi proyecto de vida, el cual cada día han ayudado a forjar. No me alcanzan las palabras y la vida para retribuir todo lo que han hecho por mí, en especial a mi madre que, en los días de mayor oscuridad, siempre ha encontrado las mejores palabras que logran darme mayor paz, tranquilidad y seguridad.

Agradecimientos

Agradezco enormemente a los compañeros que conocí a lo largo de estos años, los cuales aportaron en este proceso, en especial a aquellos con los que logré entablar una amistad, que me ayudaron a crecer no solo académicamente sino como persona.

Agradezco también a todos los docentes que estuvieron involucrados en mi desarrollo profesional y que su vocación como docente era notoria, los cuales hicieron todo lo posible por transmitir su conocimiento de la mejor manera.

También agradezco al docente Junes Abdul Villarraga por haber aceptado ser mi asesor.

Finalmente, y no menos importante, un agradecimiento muy especial al grupo Inteckno, en especial a Sebastián Duque, por brindarme otras perspectivas de conocimiento y darme su apoyo desde el momento que ingresé a sus instalaciones, por darme la oportunidad de tener mi primer acercamiento al mundo laboral y haberme facilitado todas las herramientas a su alcance para desarrollar de la mejor manera este proyecto, y a su vez permitirme crecer personalmente.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	13
ABSTRACT	14
1. INTRODUCCIÓN	15
2. OBJETIVOS	17
2.1. Objetivo general	17
2.2. Objetivos específicos	17
3. MARCO TEÓRICO	18
3.1. El cable	20
3.2. Las torres	22
3.3. Los balancines	24
3.4. La pinza	24
3.5. Los vehículos	24
3.6. El sistema motriz	25
3.7. Las estaciones	26
3.8. Sistema de tensión.	26
3.9. Etapas de diseño de un sistema de transporte por cable	27
3.10. Generalidades para el desarrollo de un sistema de transporte por cable.	27
3.10.1. Topografía	28
3.10.2. Estudio Geotécnico	28
3.10.3. Trazado	28
3.10.4. Proyecto Estructural	28
3.10.5. Estudio electromecánico	29
3.11. Estado del arte	29
3.12. Estudio del mercado.	32

4.	. METODOLOGÍA	34
5.	DISEÑO Y RESULTADOS	35
5.1.	Planteamiento del problema y requerimientos	35
5.2.	Diseño preliminar	36
5.2.1.	Planteamiento de alternativas	36
5.2.1.1.	Tecnología	36
5.2.1.2.	El Cable	40
5.2.1.3.	Unidad motriz	41
5.2.1.4.	Canastos	44
5.2.1.5.	Sistema de enganche	48
5.2.1.6.	Torres	48
5.2.1.7.	Sistema de tensión	51
5.2.2.	Matriz morfológica	54
5.3.	Diseño a detalle	56
5.3.1.	Selección del cable	56
5.3.2.	Diseño del canasto	58
5.3.3.	Diseño la suspensión	61
5.3.4.	Diseño de la Pinza	63
5.3.5.	Diseño de las torres	72
5.3.6.	Diseño de los balancines	90
5.3.7.	Cálculo de la potencia del motor	95
5.3.8.	Diseño de la polea motriz	106
5.3.9.	Diseño de la estación motriz	133
5.3.10.	Diseño de la estación retorno y sistema de tensión.	135
6.	CONCLUSIONES	165

7. RECOMENDACIONES	166
--------------------	-----

REFERENCIAS	167
-------------	-----

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Matriz de selección de la tecnología principal.....	40
Tabla 2. Matriz de selección de configuración del cable.	40
Tabla 3. Matriz de selección de unidad motriz.	44
Tabla 4. Matriz de selección del canasto.....	48
Tabla 5. Matriz de selección de las torres.	50
Tabla 6. Matriz de selección del sistema de tensión.	53
Tabla 7. Matriz morfológica.....	55
Tabla 8. Propiedades cable seleccionado.	56
Tabla 9. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre cargada en ambos extremos.	79
Tabla 10. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre cargada en un solo extremo.	82
Tabla 11. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre bajo la acción del viento en la cara frontal.....	85
Tabla 12. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre con un viento estructural bajo la acción de la presión en la cara frontal.	86
Tabla 13. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre bajo la acción del viento en la cara lateral	89
Tabla 14. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre con un viento estructural bajo la acción de la presión en la cara lateral.....	90

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Configuración de torón para cables de acero.....	22
Figura 2. Torre de Sistema de transporte por cable para café.....	23
Figura 3. Pilona escuela del Metro de Medellín.....	23
Figura 4. Pinza Fija a la izquierda; Pinza Desembragable a la derecha.....	24
Figura 5. Tolva para el transporte de material minero.	25
Figura 6. Unidad motriz de sistema de transporte bicable de una finca cafetera	26
Figura 7. Ciclo de desarrollo de un proyecto.	27
Figura 8. STC monocable unidireccional para personas.....	36
Figura 9. STC con vehículo automotor para el transporte de plátanos.	37
Figura 10. STC bicable tipo garrucha.	38
Figura 11. Resistencia a la abrasión vs Fatiga de cables de acero.	41
Figura 12. Motorreductor trifásico.....	42
Figura 13. Motor trifásico a la izquierda; Reductor de velocidades a la derecha	42
Figura 14. Motor Diesel.	43
Figura 15. Canastilla plástica para productos hortofrutícolas.	45
Figura 16. Alternativa 1 del vehículo.....	46
Figura 17. Alternativa 2 del vehículo.....	46
Figura 18. Alternativa 3 del vehículo.....	47
Figura 19. Alternativa 1 de las torres de apoyo.....	49
Figura 20. Alternativa 2 de las torres de apoyo.....	49
Figura 21. Alternativa 3 de las torres de apoyo.....	50
Figura 22. Sistema de tensión con contrapeso de concreto.....	51
Figura 23. Sistema de tensión con tambor de arrollamiento.	52
Figura 24. Cilindros tensores de Línea K del metro de Medellín.	53
Figura 25. Factor de seguridad según <i>Emcocables</i>	57
Figura 26. Cuerpo principal del canasto.....	58
Figura 27. Ángulo metálico.....	59
Figura 28. Malla electrosoldada.	59
Figura 29. Ensamble del canasto.....	60
Figura 30. Criterios de evaluación de los Canastos.	61

Figura 31. Criterios de evaluación de la suspensión del canasto.	62
Figura 32. Criterios de evaluación del pasador de la suspensión.	63
Figura 33. Diagrama de fuerzas del canasto suspendido.	63
Figura 34. Esquema general de las partes de la pinza.	64
Figura 35. Ingreso de parámetros para el cálculo del resorte.	65
Figura 36. Resultados de la selección del resorte.	66
Figura 37. Criterios de evaluación de la Pinza.	70
Figura 38. Conjunto del canasto y de la pinza.	71
Figura 39. Comparación del centro de masa del conjunto canasta-pinza respecto a la ubicación del cable.	72
Figura 40. Estructura principal de las torres.	73
Figura 41. Platina de las poleas de soporte.	74
Figura 42. Dimensionamiento de las torres.	74
Figura 43. Caso 1: Torre cargada con canastos en sus dos extremos.	76
Figura 44. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre con carga en ambos extremos.	77
Figura 45. Desplazamiento máximo de la Torre con carga en ambos extremos.	78
Figura 46. Fuerzas de reacción en la base de la Torre con carga en ambos extremos.	78
Figura 47. Caso 2: Torre cargada con canasto en un solo extremo.	79
Figura 48. Esfuerzos equivalentes de Von Mises con la Torre cargada en un solo extremo.	80
Figura 49. Desplazamiento máximo de la Torre cargada en un solo extremo.	81
Figura 50. Fuerzas de reacción en la base de la Torre cargada en solo extremo.	81
Figura 51. Caso 3: Torre cargada con la fuerza del viento en la cara frontal y el peso del cable.	83
Figura 52. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre bajo la acción del viento en la cara frontal.	84
Figura 53. Fuerzas de reacción en la base de la torre cargada con carga del viento frontal.	84
Figura 54. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre con un viento estructural en el área frontal bajo la acción de la presión.	86
Figura 55. Caso 4: Torre cargada con la fuerza del viento en la cara lateral y el peso del cable.	87
Figura 56. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre bajo la acción del viento en la cara lateral.	88
Figura 57. Fuerzas de reacción en la base de la torre con carga del viento lateral.	88

Figura 58. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre con un viento estructural en el área lateral bajo la acción de la presión.	89
Figura 59. Presiones radiales máximas permisibles para cables sobre poleas en psi.	92
Figura 60. Dimensiones de poleas para cables de acero y cáñamo.	92
Figura 61. Polea de soporte.	94
Figura 62. Análisis estático de la polea de apoyo.	95
Figura 63. Elementos principales del balancín.	95
Figura 64. Motorreductor de ejes coaxiales de la marca <i>Weg</i>	102
Figura 65. Ingreso de parámetros para selección del motorreductor.	103
Figura 66. Dimensiones del motorreductor seleccionado.	103
Figura 67. Dimensiones generales de los motorreductores <i>Weg</i> con reductor clase C133.	104
Figura 68. Especificaciones técnicas de un motorreductor de 30 kW.	105
Figura 69. Características generales de la serie de variadores de frecuencia CFW700.	106
Figura 70. Esquema de las poleas principales.	107
Figura 71. Dimensiones de la llanta de soporte.	108
Figura 72. Relación entre la vida a la fatiga de un cable de acero y la presión de la polea.	110
Figura 73. Polea principal.	112
Figura 74. Polea bajo la acción de las tensiones y su propio peso.	112
Figura 75. Criterios de evaluación de la polea motriz sometida a tensión y su propio peso.	113
Figura 76. Desplazamiento máximo de la polea motriz sometida a tensión y su propio peso.	114
Figura 77. Polea bajo la acción de las tensiones trasladadas y su propio peso.	115
Figura 78. Criterios de evaluación del análisis estático de la polea motriz sometida a una tensión equivalente y su propio peso.	116
Figura 79. Polea bajo la acción del torque transmitido y su propio peso.	117
Figura 80. Criterios de evaluación del análisis estático de la polea bajo la acción del torque transmitido y su propio peso.	117
Figura 81. Criterios de evaluación del análisis estático de la polea bajo la acción del torque necesario para la carga de ruptura del cable.	118
Figura 82. Selección de acople.	120
Figura 83. Eje de la polea motriz.	120
Figura 84. Diagrama de fuerzas del eje principal.	121

Figura 85. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje de la polea.	122
Figura 86. Esfuerzos máximos y ángulo de torsión del eje.....	123
Figura 87. Reacciones en los rodamientos.....	123
Figura 88. Diagrama de fuerzas para el cálculo analítico del eje.....	123
Figura 89. Cortes del eje para determinar la fuerza cortante y el momento flector.....	124
Figura 90. Corte 1 del eje.....	125
Figura 91. Corte 2 del eje.....	126
Figura 92. Corte 3 del eje.....	126
Figura 93. Diagramas de fuerza normal, cortante y momento flector.....	127
Figura 94. Criterios de evaluación del análisis estático del eje de la polea motriz sometido a una condición extrema.	130
Figura 95. Características del rodamiento 30322 J2.	131
Figura 96. Ejemplo de chumacera.....	132
Figura 97. Estructura principal estación motriz.	133
Figura 98. Criterios de diseño de análisis estático de la estructura de la estación motriz bajo el 70% de la carga máxima de trabajo.....	134
Figura 99. Montaje estación motriz.....	135
Figura 100. Características rodamiento SKF 6418	136
Figura 101. Polea retorno.....	137
Figura 102. Criterios de evaluación de la polea conducida.....	138
Figura 103 Eje estático de la polea de retorno.	139
Figura 104. Criterios de evaluación eje estático polea retorno.	140
Figura 105. Tapa del eje de la polea de retorno.	140
Figura 106. Criterios de evaluación de la tapa del eje de la polea de retorno.....	141
Figura 107. Empaque plástico de la tapa y la polea de retorno.....	141
Figura 108. Pasador del eje de la polea de retorno.....	142
Figura 109. Criterios de evaluación del pasador de la polea de retorno.	143
Figura 110. Cubo del carro de tensión.	143
Figura 111. Criterios de evaluación del cubo de carro de tensión.	144
Figura 112. Placa del carro de tensión.	145
Figura 113. Criterios de evaluación de la placa del carro de tensión.....	146

Figura 114. Platina de sujeción de las ruedas del carro de tensión.	146
Figura 115. Criterios de evaluación de las platinas de las ruedas del carro de tensión.....	147
Figura 116. Características rodamiento SKF 6301.	148
Figura 117. Ruedas del carro de tensión.	148
Figura 118. Criterios de evaluación de las ruedas del carro de tensión.	149
Figura 119. Conjunto de las ruedas del carro de tensión	150
Figura 120. Conjunto final del carro de tensión.....	150
Figura 121. Diagrama de cuerpo libre del contrapeso.	151
Figura 122. Bloque de concreto del sistema de tensión.	152
Figura 123. Selección del cable del sistema de tensión	153
Figura 124. Terminación de cable tipo <i>open spelter socket</i> marca <i>Crosby</i>	154
Figura 125. Cáncamo macho de izaje marca <i>Crosby</i> para el bloque de concreto.....	155
Figura 126. Dimensiones polea sistema de tensión.....	156
Figura 127. Polea del sistema de tensión.	157
Figura 128. Criterios de evaluación de la polea del sistema de tensión.....	157
Figura 129. Eje de la polea del sistema de tensión.....	158
Figura 130. Criterios de evaluación del eje de la polea del sistema de tensión.	159
Figura 131. Estructura de la estación retorno.....	160
Figura 132. Criterios de evaluación de la estructura de la estación retorno.....	161
Figura 133. Tope del carro de tensión.....	161
Figura 134. Guarda de protección del carro de tensión.....	162
Figura 135. Montaje de la estación retorno.....	163
Figura 136. Representación esquemática final del prototipo de STC para carga.	164

RESUMEN

El presente informe tiene como objetivo presentar el diseño de un prototipo de sistema de transporte por cable aéreo para carga (STC), que sea adaptable a diversos terrenos de zonas rurales del territorio nacional para cargas inferiores a media tonelada, de modo que la empresa Inteckno S.A.S pueda incorporar el sistema a su catálogo de servicios y de esta manera buscar posibles clientes de interés, en aquellos lugares donde sea viable la implementación de este sistema, ya sea para recolección de los productos agrícolas desde un punto despacho hasta uno de recolección en una vía principal, o para el transporte de los productos al interior de la plantación. El diseño de este sistema será desarrollado en diferentes etapas, la cuales parten de la contextualización e identificación del problema que quiere ser abarcado; siguiendo con la revisión de la bibliografía existente en cuanto al transporte por cable aéreo; continuando el planteamiento de diferentes alternativas que puedan dar solución a cada uno de los subsistemas que componen el sistema global, para que sea posible elegir la opción más viable; por último, se hace un desglose del diseño a detalle de los componente principales del STC por medio de cálculos estructurales bajo cargas estáticas, de los cuales se pueden definir parámetros básicos de operación del sistema global.

***Palabras clave* — Sistema de transporte, cable, agrícola, fuerza de ruptura, factor de seguridad, cargas estáticas, diseño.**

ABSTRACT

The objective of this report is to present the design of a prototype of an aerial cable transport system for cargo (CTS), which is adaptable to various terrains in rural areas of the national territory for loads of less than half a ton, so that the company Inteckno S.A.S. can incorporate the system to its catalog of services and thus seek potential customers of interest in those places where the implementation of these systems is feasible, either for collection of agricultural products from a dispatch point to a collection point on a main road, or for the transport of products within the plantation. The design of this system will be developed in different stages, which starts with the contextualization and identification of the problem to be covered; continuing with the review of the existing bibliography on aerial cable transport; continuing with the approach of different alternatives that can provide a solution to each of the subsystems that make up the overall system, to make it possible to choose the most viable option; finally, a breakdown of the detailed design of the main components of the CTS is made by means of structural calculations under static loads, from which basic parameters of operation of the overall system can be defined.

Keywords — **System transport, cable, agricultural, breaking strength, safety factor, static loads, design.**

1. INTRODUCCIÓN

El acelerado crecimiento de la sociedad ha permitido que se tengan grandes avances en diferentes ámbitos, de modo que se puedan llevar a cabo las actividades diarias de forma más flexible, ya sea en términos de comunicación, alimentación, transporte, entre otras. De esta manera, con el propósito de suplir las necesidades del mundo moderno, en el que se tienen cada vez menos terrenos donde es posible la construcción de vivienda, vías adecuadas para el transporte de pasajeros o mercancías, o inclusive el espacio suficiente para el sembrado y cuidado de cultivos, ha llevado a que se recurra a otras alternativas de los medios tradicionales para el adecuado y rápido traslado de carga y personas de un lugar a otro, de tal manera que se ahorre la mayor cantidad de espacio posible, y que además sea viable realizar una acción de estas en las complejas situaciones de relieve en las que se encuentran muchas poblaciones. Así pues, haciendo énfasis en los diferentes medios de transporte de carga que se tienen, ya sean trenes, automóviles, barcos, aviones u otros, se pueden llegar a algunas soluciones que brinden un adecuado balance entre la capacidad del vehículo a implementar y la infraestructura respectiva que requieren, las cuales tienen características o factores en común, como bien, pueden ser el tamaño de los sistemas por los cuales se desplazan, como es el caso de las carreteras o el costo de los dispositivos usados, como ocurre con los aviones de carga y los aeropuertos requeridos para su descargue.

En consecuencia, una de las alternativas que dan respuesta al tener una infraestructura que no sea muy invasiva, adaptable a diversas condiciones geológicas, debido a cambios abruptos de pendiente y de ejecución más simples, se encuentran aquellos medios que emplean los cables aéreos como medio principal para la tracción de vehículos. Dicho esto, la empresa Inteckno S.A.S aprovecha esta necesidad que tiene el mercado como una oportunidad, haciendo énfasis en la implementación de dichos sistemas para ser aplicados en diversos contextos, siendo uno de ellos el transporte de carga en aquellos lugares donde se requiere realizar el traslado de mercancías por diferentes trayectos, los cuales disminuyen la adopción de la tracción animal o vehículos motorizados terrestres para hacer el desplazamiento de las mismas y que requieren en cierta medida ciertas condiciones del terreno para cumplir su tarea a cabalidad, cuya problemática es aminorada por el uso del cable.

De acuerdo con lo anterior, el presente trabajo se enfocará en la concepción del diseño de un prototipo de sistema de transporte para carga por cable aéreo, para que sea aplicable a diferentes

condiciones geológicas, geotécnicas y diversas condiciones de carga que sean inferiores a media tonelada.

Para la selección del tipo de sistema de transporte a implementar, se toman como referencia los nichos del mercado menos explorados, como lo es el sistema de transporte de carga en zonas rurales, es allí donde se da la siembra, cuidado y transformación de cultivos agrícolas, los cuales, en la mayoría de los casos, no cuentan con accesos, infraestructura y tecnología adecuada para el traslado y comercialización de los productos explotados en la zona.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo general

Diseñar un prototipo de sistema de transporte por cable aéreo para carga, adaptable a diversos terrenos de zonas rurales en el territorio nacional.

2.2. Objetivos específicos

- Determinar los componentes principales que conforman el sistema de transporte de carga.
- Establecer las condiciones mínimas de funcionamiento del sistema, con base en la capacidad de diseño solicitada.
- Diseñar y calcular los elementos para la transmisión de potencia del sistema de transporte considerando la capacidad, la topografía y el sistema de motorización.

3. MARCO TEÓRICO

El transporte de carga es aquel que tiene como finalidad desplazar diferentes tipos de productos, mercancías o bienes de un lugar a otro, en algunos casos, partiendo desde el lugar de producción hasta las zonas de procesamiento o destino final. Este tipo de transporte suele realizarse en grandes proporciones, y por efecto de la globalización en conjunto con el rápido crecimiento poblacional, cada vez se requiere mayor disponibilidad de productos para poder suplir todas las necesidades que se presentan en el diario vivir, por lo que se recurren a diferentes medios de transporte para cumplir con tal cometido, ya sean, terrestres, fluviales, aéreos o ferroviarios, haciendo posible el trasladar productos agrícolas, tecnológicos, alimenticios, de la industria metalmetálica y la construcción.

Entre los tipos de transporte de carga más implementados hoy en día, se encuentran aquellos que involucran la tracción animal como fuente motriz para desplazar los productos a su lugar de destino o a un punto de almacenamiento, ya sea a lomo o por arrastre; otra clasificación es donde se emplean medios terrestres, los cuales requieren de caminos y carreteras como conducto principal de comunicación entre los puntos de partida y llegada, en esta categoría se encuentran automóviles, camiones, camionetas, tractores, tractomulas, etc [1]; posterior a estos, se encuentran todos los vehículos de carga ferroviarios, que permiten realizar tanto el transporte de personas como de mercancía, sus principales ventajas son facilitar el transporte de grandes volúmenes de carga y su relación costo-beneficio respecto a otras alternativas debido a las distancias que puede recorrer [2]; en cuanto a los que son de tipo fluvial, se sabe que estos involucran el traslado de mercancía por medio de fuentes hídricas, como ríos, cuencas, lagos y océanos, en mayor medida se hace el intercambio y transporte de productos a nivel internacional y en similitud con los sistemas ferroviarios presentan una excelente relación costo-beneficio [3]; por otro lado, se encuentran los vehículos aéreos, diseñados exclusivamente para esta labor, este método suele tener rapidez a la hora de entrega y gran seguridad en la carga transportada, no obstante, representan costos muy altos y el cumplimiento de altos estándares por las políticas internacionales [4].

Teniendo un panorama de algunos de los modelos de transporte de carga que tienen la capacidad de poder desplazar cualquier tipo de mercancía que se requiera, es pertinente para el

presente estudio hacer énfasis en aquellos que se enfocan en el transporte de productos agrícolas. Dicho esto, existen algunos sistemas que se han desarrollado para tal fin, o han sido adaptados para dichas tareas, como es el caso de las bandas transportadoras, que en la mayoría de las ocasiones son empleadas en el sector minero y la industria en general, el mecanismo principal consiste en el movimiento de un par de poleas o tambores que accionan la banda adjunta a este par de transmisión, con el cual es posible desplazar el material depositado encima de la banda, algunos de los ejemplos en el sector agrícola se evidencian en el procesamiento de la caña de azúcar, el tabaco, frutas y verduras [5][6].

Por otro lado, se tienen aquellos sistemas que replican los modelos para el transporte de pasajeros para fines turísticos y urbanos, es decir, aquellos que implementan las tecnologías del transporte por cable para hacer de igual manera el traslado de carga. De forma más clara, el transporte por cable es una alternativa a los medios de transporte tradicionales, cuyos fines son destinados para resolver circunstancias específicas que los comunes no pueden, como el tener la capacidad de transportar carga en condiciones en las que los cambios de nivel del terreno son muy fluctuantes o de valores muy altos, lo cual es solucionado sobrevolando los obstáculos que pueda tener la superficie que se quiera evadir. Estos sistemas, por lo general, son cabinas o contenedores que se suspenden de un cable metálico, el cual se encarga de permitir que sean desplazados de un lugar a otro, gracias a una unidad motriz que realiza la tracción de este, a través del recorrido que sea trazado, por lo que se tiene menor dependencia de la topografía, y sus costos de instalación y mantenimiento son menores que en otros medios [7]. Sabiendo esto, se puede hacer la distinción de los tipos de sistema de transporte por cable de pasajeros de forma concisa [8], de manera que muchas de las características que estos tienen puedan ser acoplados a los sistemas enfocados a carga.

- **Sistemas de transporte funiculares:** Se desplazan por medio de rieles al igual que el ferrocarril gracias a la tracción de un cable de acero, favorables para condiciones de pendientes muy inclinadas, pueden desplazar dos vehículos a la vez en direcciones opuestas, ya que se contrarresta el ascenso de uno con el descenso del otro [9].

- **Teleféricos:** Cabinas que están suspendidas en configuraciones de monocables o bicables, apoyadas sobre torres por medio de poleas que compensan la deflexión de los cables por la carga ejercida sobre ellos [10].
- **Sistemas de cable remolcado:** Conocidos comúnmente como telesquíes, se instalan en zonas de alta montaña donde se practican deportes sobre nieve, los usuarios son enganchados por medio de una suspensión al comienzo del recorrido y liberados en la cumbre de la montaña [11].
- **Sistemas con vehículos automotores:** Tienen incorporado un sistema motriz que permite darle movimiento a las ruedas que trae instaladas para que se desplace por el cable, en otras palabras, el movimiento del vehículo es gracias al sistema motorizado que esta incorporado en conjunto con la carga [1][12].

También se puede hacer una clasificación acorde al tipo de movimiento, se tienen aquellos que tienen un movimiento de vaivén, esto significa que las suspensiones se desplazan en ambas direcciones en un solo sentido; otro tipo de movimiento es el unidireccional, el sentido de movimiento no cambia, y a su vez pueden dividirse en aquellos que el movimiento es continuo, en los que la velocidad con la que se mueven es constante, y aquellos en los que la velocidad puede fluctuar en diferentes tramos del recorrido [13].

Teniendo definidas las tecnologías más usadas en este tipo de sistemas, se puede dar una breve explicación de los elementos que tienen en común este tipo de estructuras y las implicaciones que conllevan cada uno en lo referido al transporte de mercancía.

3.1. El cable

Los cables de acero son uno de los elementos más importantes de estos sistemas, ya que son los que permiten el posicionamiento de otras partes de la estructura, adicionalmente cuentan con la particularidad de tener movimiento independiente, por lo regular están constituidos por tres partes: alma, torón e hilo, la primera de ellas es el elemento fundamental que lo constituye, a través del cual se enrollan de forma helicoidal los torones, estos son un conjunto de hilos dispuestos de formas específicas y a su vez enrollados de forma helicoidal; finalmente el hilo es la unidad fundamental

con la que se construyen los cables, sus propiedades mecánicas se ven estrechamente relacionadas dependiendo de la configuración y calidad de acero con que se fabrican [13].

Existen dos aplicaciones diferentes para los cables en estos sistemas, los cuales son el portante y el tractor. El primero de ellos, es llamado como cable cerrado o tipo Z, su superficie es continua y uniforme, posee gran resistencia a la tracción, flexión y compresión, tiene alta resistencia a la corrosión y una elongación aceptable; para el otro tipo se disponen diferentes configuraciones en función de las condiciones y cargas solicitadas, para este tipo de cable se presentan superficie compacta, redonda y en ocasiones con acompañamiento plástico [14].

De forma análoga, se puede dar otra clasificación a estos elementos, dependiendo de la configuración y número de torones [13] [15] [16], algunos de ellos son:

- **Cordón común de capa simple:** es la configuración más simple y consta de 1 cable central y a su alrededor los 6 restantes.
- **Cordón Seale:** tiene una capa externa de torones, los cuales tienen alambres de un tamaño mayor a los que están en el interior, esto le da mayor resistencia a la abrasión, la composición más usada consta de 19 hilos.
- **Cordón Filler:** tienen dos capas de alambres y los espacios pequeños entre ellos son ocupados por alambres de un diámetro mucho menor, se usan cuando es requerida una sección transversal mayor y resistencia al aplastamiento suficiente para soportar cargas de gran magnitud. El número de alambres que suele ser usado en esta configuración es de 25.
- **Cordón Warrington:** la capa exterior está constituida por dos alambres con diámetros diferentes, suelen tener un aproximado de 19 alambres.
- **Cordón Warrington Seale:** se combinan los beneficios de los anteriores cables, usando cables de diámetro pequeño para brindar una mayor flexibilidad y diámetros de gran tamaño para aumentar la resistencia de este.

En la Figura 1 se muestra un resumen gráfico de las configuraciones anteriormente descritas.

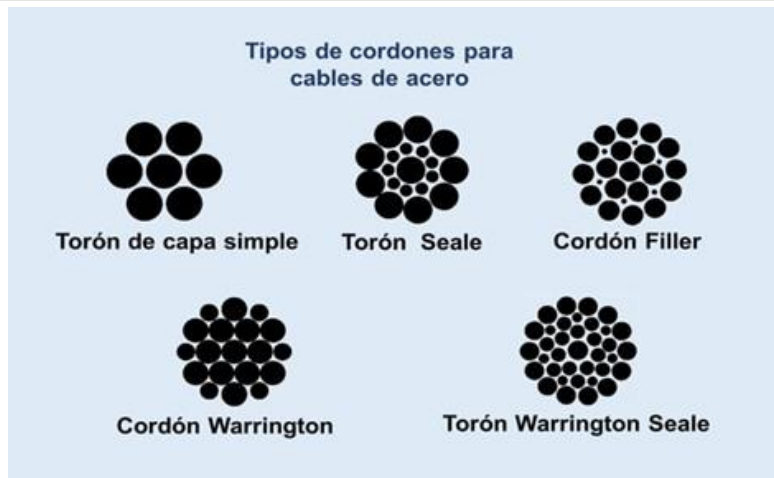


Figura 1. Configuración de torón para cables de acero.

Fuente: bit.ly/3JIkeKB

Para los cálculos respectivos de este elemento, se suele acudir a la superposición de las fuerzas que actúan sobre el cable cuando está suspendido en dos puntos, es decir, se considera el peso del cable como una carga distribuida, con lo que se formaría una catenaria y adicionalmente las cargas verticales puntuales que pueden estar suspendidas a lo largo del mismo, de esta manera se tiene un modelo matemático, desarrollado por Irvine y Sinclair, que permite describir el comportamiento del cable punto a punto [17]. Sin embargo, se suelen hacer aproximaciones para los cálculos por medio de parábolas, ya que los resultados que arroja, en la mayoría casos, no tienen variaciones considerables [18].

3.2. Las torres

Las torres son estructuras en las que se sobreponen los cables que desplazan las mercancías por medio de diferentes sistemas de transmisión, sobre estas se ubica un juego de poleas de direccionamiento, de tal manera que el cable pueda deslizarse con facilidad y se puedan mitigar las deflexiones generadas por el peso que transporta. [19]. En su diseño se deben tener en cuenta como las cimentaciones y los anclajes que le brindan estabilidad, en la Figura 2 se muestra un ejemplo de un tipo de torre utilizado para el transporte de café.



Figura 2. Torre de Sistema de transporte por cable para café

Fuente: bit.ly/3TGZVIm.

Simultáneamente, se tienen otras estructuras análogas que son destinadas en mayor medida a los montajes de STC para pasajeros, se conocen como pilonas y tienen subsistemas más especializados, como por ejemplo el sistema de balancines, el cual varía en función de los requerimientos de carga del cable. Por lo general son construidas en acero y su altura es considerable, en comparación con las torres, cada una de ellas posee un número determinado de secciones, en las que el diámetro, longitud y espesor son variables. La Figura 3 ilustra una pilona empleada por el Metro de Medellín para capacitar a su personal técnico.

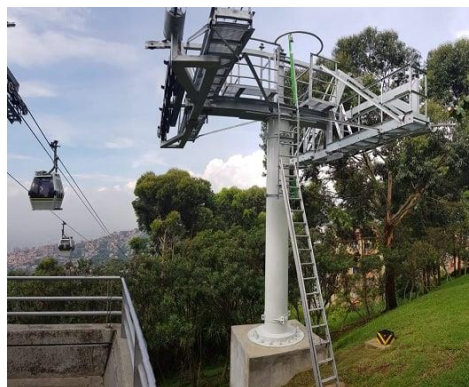


Figura 3. Pilonas escuela del Metro de Medellín.

Fuente: bit.ly/3II3viC

3.3.Los balancines

Estos elementos están conformados por trenes de poleas que permiten el deslizamiento y conducción del cable cuando pasa a través de una torre, usualmente se suelen clasificar de acuerdo con el funcionamiento e interacción que tengan las poleas con el cable. Se tienen entonces las poleas de soporte en el que las cargas ejercidas sobre la estructura están en el mismo sentido de la dirección de la gravedad, por lo que el cable ejerce presión sobre las poleas; también se encuentran las poleas de compresión en el que las cargas ejercidas por el cable están en dirección contraria de la gravedad, de esta manera las poleas ejercen la presión sobre el cable para que este no sobresalga de la estructura; por último se presentan las trenes de poleas mixtos en los que las sollicitaciones mecánicas pueden generar ambos fenómenos [20].

3.4. La pinza

Este elemento es el que les permite a los contenedores sujetarse al cable tractor y soportar la carga que debe ser transportada. Se clasifican en función del tipo de unión al cable, la primera de ellas es la pinza fija, las cuales siempre están unidas al cable, por lo que la velocidad de las cabinas en todo el recorrido es la misma; también se encuentran las pinzas desembragables, cuentan con un mecanismo que les permite desacoplarse del cable temporalmente en las estaciones para reducir la velocidad del vehículo [21]. En la Figura 4 se muestran ejemplos de estos dispositivos.



Figura 4. Pinza Fija a la izquierda; Pinza Desembragable a la derecha.

Fuente: bit.ly/3IB2SHH

3.5.Los vehículos

En conjunto con las pinzas se tienen los vehículos en los que se deposita el material a desplazar, se diseñan en función de los requerimientos de carga y el tipo de producto para el que

se está construyendo la instalación, son análogos a los empleados al transporte de personas como las telecabinas; o en aquellos casos en los que no se cuenta con baldes, se emplean sistemas de enganche para sujetar los productos, de manera similar a como se hace en los telesquíes. En la Figura 5 se muestra una tolva para el transporte de productos mineros de una cantera localizada en Brasil, la cual es de la marca Leitner.



Figura 5. Tolva para el transporte de material minero.

Fuente: bit.ly/3LTh5dA

3.6.El sistema motriz

Como cualquier dispositivo electromecánico, debe poseer una fuente de energía que le permita funcionar adecuadamente, está compuesto de un motor para darle movimiento al cable tractor, un reductor de velocidades para alcanzar las RPM requeridas para la rapidez de desplazamiento recomendada de la mercancía en suspensión, un sistema de transmisión de potencia que mejor se ajuste al tipo de instalación que sea elegida, en algunos casos se emplea un juego de poleas o un tambor de arrollamiento, existen casos en los que se emplea un variador de frecuencia que facilita el adecuado control de la velocidad del motor [22]. Para su dimensionamiento, es necesario establecer en primera instancia la potencia total necesaria para los requerimientos del sistema, la cual puede incluir una potencia de arranque y otra de funcionamiento, las cuales consideran las condiciones más extremas a las que puede estar sometido el sistema de carga y las posibles pérdidas de energía debidas a la fricción entre los componentes que están en continuo contacto. En la Figura 6 se muestra la estación motriz de un sistema de transporte bicable de una finca cafetera.



Figura 6. Unidad motriz de sistema de transporte bicable de una finca cafetera [23].

3.7.Las estaciones

También se tienen aquellas estructuras o edificaciones en las que se encuentran los puntos inicial y final del recorrido del STC, conocidas como las estaciones, en las que se albergan todos los elementos que permiten el desplazamiento del cable. En la estación principal se ubican los componentes fundamentales del grupo motriz y el panel de control; la estación final alberga los dispositivos o subsistemas que permiten el retorno de los vehículos al punto inicial. En ocasiones se construyen estaciones intermedias de acuerdo con los requerimientos del sistema.

3.8.Sistema de tensión.

Los cables empleados en estas estructuras se ven sometidos a diversas condiciones de carga o fatiga que hacen que a lo largo del tiempo este se vaya elongando, esto se traduce en deformaciones que representan un estiramiento de este, por lo que la tensión inicial con la que fue instalado para su funcionamiento se ve alterada y a su vez el rendimiento del sistema. Para evitar esta situación, se suelen instalar sistemas, ya sean en la estación retorno o en la principal, que permiten que en todo momento la tensión del cable permanezca constante. Algunas de las alternativas a las que se recurre es la disposición de contrapesos, normalmente de concreto, o sistemas hidráulicos que desplazan una de las poleas principales para ajustar dicha tensión; en casos diferentes en los que el cable portante es fijo en sus dos extremos, se instaura un tambor para regular la tensión en cuanto sea requerido [14][23]. Existen situaciones en las que es pertinente tomar decisiones cuando el sistema de tensión se desplaza más allá de lo deseado, ya que implica que el

sistema está perdiendo la tensión bajo la cual debe operar, es por esto por lo que se suele recortar el cable o reemplazarlo por uno nuevo para evitar que los componentes de la instalación sean sobrecargados u operen bajo déficit.

3.9. Etapas de diseño de un sistema de transporte por cable

Al igual que cualquier otro proyecto de inversión, ya sea público o privado, este debe pasar por ciertas fases que indican la viabilidad y los pasos a seguir para que pueda tener éxito. Se hace claridad en este aspecto, ya que al tratarse de un proyecto en el que podría haber recursos de por medio, es pertinente tener una adecuada trazabilidad de los avances que se tienen del mismo. De esta manera, en proyectos que involucran la implementación de sistemas de transporte por cable, independiente de la finalidad, sea para pasajeros o mercancía, se tienen tres etapas bajo las cuales se deben hacer los estudios, estas son la pre-inversión, inversión y operación [5][22]. En la Figura 7 se presenta de manera resumida las fases por las que atraviesa cada etapa.



Figura 7. Ciclo de desarrollo de un proyecto.

Fuente: bit.ly/3ZhH8hu

3.10. Generalidades para el desarrollo de un sistema de transporte por cable.

Teniendo claras las etapas, para pasar a un posible diseño se deben dejar en claro ciertos aspectos, de manera que se cumpla de manera general para cualquier instalación de un sistema de este tipo, los cuales se pueden resumir en:

3.10.1. Topografía

Con este se pretende caracterizar las condiciones topográficas de la zona y a su vez determinar las diferencias de alturas que se presentan y los cambios de nivel (pendiente) [23]. Este estudio es de vital importancia para el éxito del proyecto, ya que es el que da toda la información inicial requerida para poder continuar con las etapas consiguientes, mediante esta es posible conocer a detalle las limitaciones del relieve [10].

3.10.2. Estudio Geotécnico

Por medio de este es posible conocer la calidad del suelo que se dispone para la construcción del sistema, ya que puede establecer en qué lugares es más pertinente realizar las bases de las estructuras que se desea instalar [10]. En este estudio se suelen aplicar algunas técnicas para el análisis de los suelos en los que se pretende realizar una construcción de tipo civil, de modo que sea posible determinar las características físicas, químicas y mecánicas del terreno [24].

3.10.3. Trazado

Se elige la ruta más idónea por donde se espera que sobrevuelen los vehículos, es decir, que los lugares por los cuales mejoren las condiciones de los usuarios que se podrían ver beneficiados, además que los lugares que cruce sean óptimos para la construcción de las estructuras requeridas, como por ejemplo que dicho camino tenga una debida justificación del porqué es la mejor ruta y porqué se han descartado otras candidatas [10][23].

3.10.4. Proyecto Estructural

Con este se logra caracterizar y establecer los elementos requeridos para la edificación de las estructuras que albergarán o sostendrán los elementos del sistema electromecánico, analizando diferentes aspectos que involucran la resistencia de los materiales a emplear en la infraestructura y las respectivas cimentaciones en las que se dispondrán, por lo que en este aspecto también entran algunas de las edificaciones, como el cálculo estructural de las torres de apoyo y las estaciones [23].

3.10.5. Estudio electromecánico

En este se consolida el diseño como tal del sistema de transporte por cable, es en este aspecto que se realizan los cálculos y caracterización detallada de todos los requerimientos del proyecto, los cuales involucran fabricación de componentes de cada uno de los sistemas que lo integran, de tal manera que se garantice su puesta en marcha y operación [10].

3.11. Estado del arte

Son muchos los proyectos que se han desarrollado respecto al transporte de carga implementando cables aéreos en sectores rurales o de relieve complejo y en su gran mayoría tienen similitudes que hacen que estos tengan horizontes parecidos. Uno de ellos es el caso del sistema diseñado por Brahian Ochoa de Bogotá para la finca “El desquite” en el municipio Nilo, Cundinamarca para una capacidad máxima de 100 kg y ser desplazado en un trayecto de aproximadamente 400 metros, para el transporte de mandarinas y naranjas en 4 tramos diferentes. Para esto planteó un sistema bicable de tipo vaivén con pinzas desembragables, el cual está compuesto por dos mecanismos que se complementan entre sí y se dividen en tres etapas diferentes, en la primera el tipo de manejo de los recipientes es por medio de un cable motriz en 2 trayectos; en las etapas restantes se aprovecha la gravedad para impulsar los canastos. En el caso de la estructura del cable vía motriz es integrada por el puesto de mando, cables carril y tractor, la pinza, las torres, vehículo, motor, reductor de velocidad y tambor para el enrollado del cable; en comparación con los que trabajan por gravedad que cuentan con un método de agarre para el manejo del vehículo y se omite la tracción mecánica por medio de un motor. Además de esto para la instalación se hicieron los estudios topográficos, los cuales arrojaron que se tiene en el terreno una pendiente máxima de 25,4° y mínima de 0,4°. Entre otras, se procuró por la elección de un recipiente que se adaptara a los dos sistemas complementarios, y se llegó a la conclusión que la opción que mejor se ajusta a las condiciones con canecas de máximo 1,20 metros de altura. En cuanto a los cables implementados para el caso del cable carril se usó un cable 6X7 con alma de acero tipo Lang, gracias a su buena resistencia al aplastamiento y a la abrasión, con diámetro de 5/16“ para cumplir con un factor de seguridad mínimo de 4,43; en el caso del cable tractor, se seleccionó un cable 6X19 con alma de fibra sintética para aumentar la flexibilidad y un diámetro de 1/4” para obtener un factor de seguridad de 5,29. Por otro lado, el motor implementado en esta finca debía ser un motor que no requiriese energía eléctrica debido a las fluctuaciones e

inestabilidad en el sector, por tanto, el diseñador del sistema acudió a un motor de combustión interna de 4 tiempos y una potencia máxima de 3,8 HP, la cual es suficiente para el correcto funcionamiento del tambor que requiere 1,1 HP. El impacto de este diseño se ve reflejado en la operatividad de la finca, donde cada trabajador puede pasar de recoger 40 canastas diarias a 80 [12].

De igual manera, también se tiene un diseño reciente del año 2021 realizado por Julián Londoño y Cristian Espinosa de Bogotá, el cual es un sistema de transporte por cable aéreo, para la finca “La Cordillera” localizada en el municipio Marquetalia, Caldas. La finalidad de este se centró en disminuir el tiempo de transporte de los productos agrícolas producidos en la finca, en especial del aguacate Hass, con lo que se procuró que la capacidad del sistema fuese de 400 kg para transportar 20 canastillas de 20 kg, de modo que se logre alcanzar 12 toneladas en una jornada de trabajo de 8 horas. En este caso se hizo el trazado en una extensión de 370 metros, con 5 torres de soporte y una pendiente máxima de $14,47^\circ$, en donde cada viaje tiene una duración de 4,1 minutos desplazándose con velocidad de 1,5 m/s, pero el traslado se aproxima a 15 minutos debido a los tiempos de cargue y descargue. En este caso se seleccionó un cable carril 6X19S con alma de acero, debido a su composición semiflexible y buena resistencia a la abrasión y aplastamiento, con un diámetro de $5/8$ ” para lograr el factor de seguridad recomendado en estos sistemas, de modo que pueda soportar una carga de 500 kg si se tiene en cuenta el recipiente en que se movilizan los aguacates. En cuanto al cable motriz se implementó un 6X19 con diámetro de $1/4$ ”. El sistema motriz fue diseñado de tal manera que se requiriese un motorreductor de 9,2 kW para poder potenciar una polea con canal en U de tres entradas, el cual le da movimiento al cable con la ayuda de una cadena [13].

En paralelo, otro diseño relevante que se tiene en materia, del año 2011, fue elaborado por Andrés Mejía de Medellín, cuya construcción y montaje se hizo en la finca cafetera “La Camelia” localizada en el municipio de Santa Barbara – Antioquia. Dicho sistema fue diseñado para una capacidad de carga de 400 kg y una velocidad que oscila entre 1 y 1,5 m/s, en un trayecto de aproximadamente 430 m. Se recurrió a la implementación de un STC bicable tipo vaivén, debido a la facilidad con la que se puede construir. Para el diseño se tuvo en cuenta las condiciones topográficas del terreno, con esto se instalaron cuatro torres de apoyo para un total de tres tramos

diferentes, cuya variación de altura más crítica entre torre y torre es de 83 m y pendiente máxima de $21,23^\circ$. El cable carril seleccionado es un cable Lang de acero 6X7 de $5/8''$, con el fin de que se alcanzara un factor de seguridad de 3,53, por lo que puede resistir la deflexión de la flecha máxima del tramo más decisivo que es de 9,01 m; en cuanto al cable motriz se recurrió a un cable 6X19S tipo Lang con alma de fibra de $1/4''$, con el cual se garantizó un factor de seguridad de 7. La sujeción de la carga al cable se hizo mediante una garrucha y el almacenamiento del café en una tolva con dimensiones máximas de 1 m x 0,8 m. Para el sistema motriz se utilizó un tambor de arrollamiento con un diámetro de $8,5''$, un motor trifásico de 5,5 kW a 1800 RPM, reductor a 1800 RPM y variador de velocidades; en el sistema de tensión se empleó una grapa roscada en forma de U, un eje de acero y tuercas de alta resistencia. Finalmente, este sistema representa una ventaja comparada al uso tracción animal, tiene la capacidad de transportar los 400 kg en 12 minutos con los tiempos de cargue y descargue, por lo que en una jornada de 20000 kg la actividad puede finalizar en 10 horas, mientras que la misma capacidad diaria se alcanza siempre y cuando se empleen 56 mulas y 10 arrieros, realizando viajes de 120 kg en periodos de 1 hora y 30 minutos [23].

Por otro lado, un aporte adicional a lo referido al transporte por cable en zonas rurales del país es el diseño de un transportador aéreo para material agrícola desarrollado por Josué David Valencia del año 2013, el cual tiene la ventaja de ser de fácil instalación. Este proyecto se planteó para ser implementado en la finca “Pachamama” en el municipio de Arabia – Risaralda, la cual se dedica en mayor medida al cultivo de plátano y café. El terreno en cuestión consta de dos pendientes las cuales tiene una diferencia de altura con el punto más bajo de 44 m y 14,15 m, adicional a esto, cada una tiene una longitud de 86,28 m y 41,16 m, respectivamente. Este sistema tiene capacidad de transportar 20 kg en cada punto de carga, los cuales son 12 en total en ambas secciones del cable. Para dicha carga el cable seleccionado es un 6X36WS con alma independiente IWRC de $1/4''$ con un factor de diseño de 7, además, soporta una tensión de 3680,22 N. El sistema también cuenta con un contrapeso de hormigón, de volumen $0,4 \text{ m}^3$, para mantener la tensión constante. En cuanto al sistema motriz, se emplea un motorreductor de 5HP a 29,7 RPM, el cual puede desplazar el cable a una velocidad de 0,544 m/s, un tambor para el enrollamiento del cable, una polea motriz con diámetro de 0,8 m, fuera de los ejes, rodamientos y anillos de seguridad correspondientes [19]

3.12. *Estudio del mercado.*

Dado que este proyecto consta de un producto empresarial, es pertinente conocer de manera general como se está comportando el mercado en este aspecto o que posibles competidores se encuentran ofreciendo servicios similares.

Existen algunas entidades que se dedican a diseñar, instalar y mantener este tipo de estructuras, como es el caso de *Centro Aceros*, la cual tiene entre sus principales actividades dar soluciones integrales para el transporte de cosechas en diferentes sectores de la agroindustria como por ejemplo en plantaciones de banano, flores, cítricos, aguacates, alimentación para ganadería, entre otros, implementando diferentes alternativas que involucran cables aéreos, como los cable vías, teleféricos de carga, garruchas y tractores aéreos, ofrecen este tipo de servicios desde hace más de 30 años, sus operaciones se centran en Colombia seguido de otros países de Suramérica, El Caribe, África y Oceanía [25].

Otra empresa que dedica parte de sus actividades al desarrollo de cable vías es *Fundiciones Toro Ramírez*, con los cuales es factible el transporte y manejo de productos agrícolas al interior de las plantaciones, como por ejemplo en cultivos de palma africana, flores, piscicultura, banano y plátano, además de esto, aplicaciones en el transporte de material de construcción. Estos servicios se encuentran en su portafolio desde el año 2009 [26].

Seguidamente, la corporación *Agrosavia*, tiene en su catálogo de servicios la instalación de sistemas de transporte por cable por gravedad autopropulsados, haciendo énfasis en la caña panelera para su cosecha, postcosecha y transformación, los cuales suelen construir en zonas de la Región Andina, de modo que sea posible reducir el uso de animales de carga y la mano de obra excesiva [27].

Por otra parte, según el Congreso de la República en marzo del 2021, el 68% de las vías nacionales son catalogadas como vías terciarias, estas son rutas que comunican a las cabeceras municipales con sus veredas o poblamientos cercanos, de las cuales, la mayoría no se encuentran en buenas condiciones para ser transitadas. De los 142.284 km que hacen parte de este tipo de vías, tan solo un 6% están debidamente pavimentadas; al departamento de Antioquia le corresponden 11.630 km [28]. Dichas vías, son caminos de difícil acceso debido a la poca atención que han recibido a lo largo de los años o son puntos geográficos que no permiten su fácil intervención, por esto el acceso por medios tradicionales hasta los lugares donde hay existencia de plantaciones se vuelve complejo, así la implementación de medios alternativos de traslado tanto de carga como de

personas se convierten en una solución adecuada para la problemática que se presenta. En concordancia, los sistemas de transporte de mercancía alternativos a los convencionales podrían ser dirigidos a un gran porcentaje de los campesinos que viven en el país, según el DANE esta población en noviembre del 2022 era aproximadamente 15.452.000 personas [29], que pueden llegar a ser público objetivo para un proyecto de esta categoría.

4. . METODOLOGÍA

Para el adecuado desarrollo de este proyecto y a su vez dar respuesta a los objetivos planteados, se implementó la siguiente metodología:

- Identificación del problema y contextualización: Se hace una indagación sobre el problema al que se pretende dar respuesta con la implementación de un STC.
- Revisión bibliográfica: Se investiga sobre los procesos actuales en materia de modo que se pueda ampliar la percepción de lo que se desea desarrollar.
- Planteamiento de alternativas: Teniendo en cuenta la investigación realizada, se hace una generalización de los componentes más relevantes que hacen parte del conjunto global del sistema a diseñar y con base en esto se plantean diferentes alternativas que pueden ser adaptadas para cumplir con los requerimientos del sistema.
- Elección de alternativas: Con ayuda de una matriz morfológica se hace un filtrado de los elementos principales que mejor cumplen con los criterios del sistema preestablecidos, teniendo en consideración los conocimientos técnicos, limitaciones del sistema, costos, etc.
- Diseño a detalle: Se hace énfasis en la ruta tomada y se establecen los parámetros generales y condiciones para que los subsistemas puedan funcionar. A su vez, se hacen los cálculos estructurales pertinentes de aquellos componentes que lo requieran, garantizando criterios mínimos de diseño, esto con ayuda de diferentes herramientas computacionales.

5. DISEÑO Y RESULTADOS

5.1. Planteamiento del problema y requerimientos

Con el fin de realizar un adecuado transporte de productos agrícolas recolectados en zona rural, de modo que sea posible su traslado desde el punto de recolección de los productos hasta una vía donde es factible el acceso de otros medios de transporte o un punto de acopio al interior de la finca, se desea proponer el diseño de los componentes de un STC que permitan cumplir con tal propósito. De esta manera se espera que el sistema cumpla con lo siguiente:

- El sistema debe tener capacidad de transportar hasta 500 kg.
- Los vehículos deben tener una velocidad de desplazamiento baja, de tal modo que la manipulación de los productos sea sencilla, se espera que tenga valores inferiores a 0,5 m/s.
- Los productos principales por transportar son de origen netamente agrícola.
- Los elementos que tenga el sistema deben tener la resistencia necesaria para soportar las cargas a las que será sometido el sistema.
- Las estimaciones iniciales se deben realizar para una longitud de recorrido de 1000 m.
- Su construcción se recomienda que sea sencilla debido al difícil acceso que presentan la mayoría de las zonas rurales del país.

Cabe aclarar que los supuestos de este problema se hacen únicamente con el fin de poder crear un modelo que sea fácilmente adaptable a diferentes contextos, por tanto, se espera dar mucha más relevancia a la estabilidad estructural del sistema de acuerdo con las condiciones de carga que al resto de parámetros. En este sentido, se asume que el estudio de suelos indica que la zona de interés es apta para llevar a cabo un proyecto de estas denominaciones, por lo que el terreno brinda la seguridad necesaria para realizar las cimentaciones adecuadas que requieren los elementos estructurales del sistema y se garantiza que la zona tiene bajo riesgo de experimentar deslizamientos de tierra, desprendimiento de rocas o avalanchas.

5.2. Diseño preliminar

5.2.1. Planteamiento de alternativas

5.2.1.1. Tecnología

Con el fin de poder dar respuesta a los requerimientos del sistema, se presentan una serie de alternativas con aquellas tecnologías y componentes que mejor se adaptarían a las condiciones anteriormente descritas y se hace un adecuado filtrado teniendo en cuenta algunos criterios de selección que garanticen que los dispositivos sean los más viables.

- Alternativa 1:

STC monocable unidireccional, impulsado mediante poleas, cuya unidad motriz está conformada principalmente por un motor y un reductor de velocidades; cuenta con un sistema de tensión para garantizar que sea constante en todo momento. Un sistema análogo empleado para el transporte de personas se presenta en la Figura 8.



Figura 8. STC monocable unidireccional para personas.

Fuente: bit.ly/3TNEChV

Ventajas:

Posee una alta capacidad de carga al facilitar un continuo flujo de mercancía en varios recipientes seguidos uno de otro, permite mediante un solo cable realizar las acciones de portar y transportar la carga. Admite con facilidad cambios de dirección en aquellos tramos que sea conveniente por medio de la estructura correspondiente (poleas de desviación).

Desventajas:

El sistema no posibilita que la carga permanezca durante periodos de tiempo extendidos en las estaciones cuando se emplean sujeciones con pinza fija, por lo que la velocidad con la que debe ser muy baja para que se tenga el tiempo suficiente de maniobrar. Otra limitante es no permitir vanos muy extensos, lo cual requiere la construcción de torres de apoyo poco distanciadas.

- Alternativa 2:

STC con vehículo automotor, cuya unidad motriz está instalada en conjunto con los recipientes que son desplazados a lo largo del cable, posee un sistema de tensión para garantizar el tensado del cable portante en sus extremos y la unión del vehículo con el cable es gracias a la acción del sistema hidráulico que ejerce la suficiente presión para que permanezca enganchado y las ruedas que trae instaladas se puedan desplazar a lo largo de este. En la Figura 9 se presenta un ejemplo de esta tecnología.



Figura 9. STC con vehículo automotor para el transporte de plátanos.

Fuente: bit.ly/40fydPa

Ventajas:

El diseño de las instalaciones anexas al vehículo es de construcción sencilla, por lo que las torres de apoyo no requieren de una infraestructura muy avanzada para que el vehículo se pueda desplazar.

Desventajas:

Los cambios de pendiente muy grandes no son posibles, debido a que se pierde capacidad de generar tracción por fricción por medio del sistema hidráulico que trae incorporado. Por otro lado, la integridad de la persona encargada de movilizar el vehículo puede verse afectada, ya que está interactuando de forma directa con la unidad motriz.

- Alternativa 3:

STC bicable de tipo garrucha, la unidad motriz cuenta con el motor principal y un reductor de velocidades; posee un sistema de tensión para el tensado del cable portante; el tipo de sujeción de la garrucha o pinza al cable es fija; incluye sistema de frenado para el control regulado en los descensos por gravedad. En la Figura 10 se presenta una garrucha empleada para el transporte de carga.



Figura 10. STC bicable tipo garrucha.

Fuente: bit.ly/3ZfG8dR

Ventajas:

Los elementos que se instalan en las torres de apoyo y en el sistema de sujeción del vehículo al cable son de baja complejidad; permite desplazar cargas muy altas en un solo trayecto; finalmente, en pendientes negativas, se puede aprovechar la acción de la gravedad sin tener que recurrir al uso directo de la unidad motriz.

Desventajas:

Al mismo tiempo, se presenta un inconveniente análogo al posicionar la unidad motriz en un punto alto para que el vehículo pueda ser remolcado, fuera de que no es posible hacer cambios de dirección o de pendiente de manera abrupta, no permite la acción de

varios vehículos en una misma línea, además, en distancias muy extensas, la capacidad de carga disminuye.

Ahora bien, con el panorama general de las tecnologías a las que se puede acudir, se procede a hacer un filtrado de ellas teniendo en cuenta los criterios que se definen a continuación:

- **Fácil montaje:** Con este criterio se garantiza que el STC seleccionado y sus respectivos componentes tengan una construcción simple o de fácil ensamblaje, debido a las condiciones del terreno en las que se podría llegar a instalar.
- **Adaptabilidad a terrenos complejos:** A pesar de que es un diseño específico para unas condiciones generales, se espera que el sistema se pueda ajustar fácilmente a una diversa variedad de condiciones topográficas, en las que un solo sistema motriz pueda brindar la potencia necesaria para el traslado de la mercancía.
- **Operabilidad:** Este criterio evalúa la facilidad con la que se puede poner en funcionamiento el sistema, es decir, que los operarios no tengan que participar de forma directa con el sistema motriz durante el funcionamiento.
- **Seguridad:** Mediante este criterio se evalúa que el STC cumpla con unos mínimos de seguridad ya que, en algunos tramos, sea al comenzar el trayecto, finalizando, o en lugares intermedios, o inclusive durante el encendido y apagado del sistema, pueden encontrarse personas cuya integridad podría verse afectada.

Conforme a lo anterior se hace una evaluación de las alternativas, mediante una matriz de decisión, como se muestra en la Tabla 1.

Nota: La evaluación de alternativas se realiza dando valores a cada criterio (1, 3 o 5), donde el más bajo indica que la funcionalidad se aleja de lo deseado y el más alto que se aproxima de mejor manera a lo requerido.

Tabla 1. Matriz de selección de la tecnología principal.

EVALUACIÓN DE LA TECNOLOGÍA							
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
		CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO
FÁCIL MONTAJE	0,25	3	0,75	3	0,75	5	1,25
ADAPTABILIDAD A TERRENOS COMPLEJOS	0,35	5	1,75	1	0,35	5	1,75
OPERABILIDAD	0,2	5	1	3	0,6	3	0,6
SEGURIDAD	0,2	3	0,6	1	0,2	1	0,2
TOTAL	1	4,1		1,9		3,8	

Del anterior análisis se establece que la tecnología más apropiada para llevar a cabo lo que se desea es un STC monocable unidireccional. De modo similar, se procede a desglosar el resto de los subsistemas que hacen parte de este tipo de instalaciones, partiendo de la respectiva selección de sus componentes con ayuda de matrices de decisión en los casos que sea conveniente.

5.2.1.2.El Cable

Al ser la tecnología seleccionada un STC monocable unidireccional, se precisa de un cable portador-tractor, ya que debe cumplir con las funciones de soportar la carga de los vehículos y transmitir la tracción suficiente para desplazarlos. De esta manera, se proponen tres configuraciones de cable diferentes, las cuales son 6X7, 6X19 y 6X36. Para una elección idónea se consideran factores tales como resistencia a la abrasión, a la ruptura y flexibilidad. En la Tabla 2 se muestra la matriz de decisión construida para la elección de este elemento.

Tabla 2. Matriz de selección de configuración del cable.

EVALUACIÓN DEL TIPO DE CABLE							
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	6X7		6X19		6X37	
		CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO
ABRASIÓN	0,35	5	1,75	5	1,75	1	0,35
RESISTENCIA A LA RUPTURA	0,3	1	0,3	3	0,9	5	1,5
FLEXIBILIDAD	0,35	1	0,35	3	1,05	5	1,75
TOTAL	1	2,4		3,7		3,6	

Por consiguiente, se elige un cable con distribución 6X19 de configuración Seale, ya que presenta una adecuada flexibilidad debido a la cantidad de hilos en la capa exterior por torón, fuera

de que permite tener buena resistencia a la abrasión tal y como se muestra en la Figura 11; adicionalmente se elige con alma de fibra con el fin de mejorar la flexibilidad ya que estará sometido a cargas cíclicas y a su vez involucra el contacto con otros elementos de la instalación, finalmente se decide que sea de paso Lang, ya que este arrollamiento facilita que el cable mejore su resistencia a la fatiga por flexión y el desgaste por abrasión [30].

Curvas Abrasión-Fatiga, Guayas o Cables de Acero

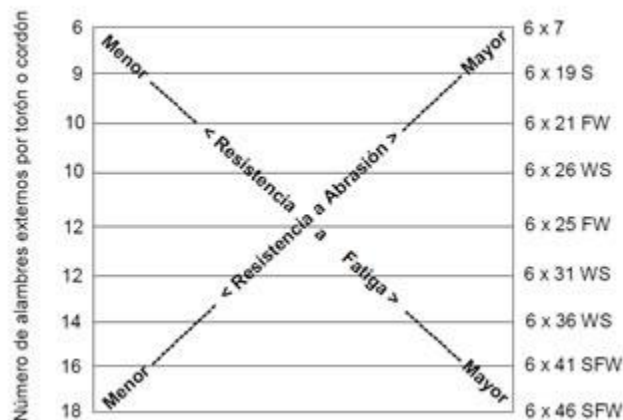


Figura 11. Resistencia a la abrasión vs Fatiga de cables de acero.

Fuente: bit.ly/3FRqfDM

5.2.1.3. Unidad motriz

La unidad motriz debe tener la capacidad de suministrar la potencia suficiente para las condiciones de carga a las que será sometido el sistema, por tanto, se puede decir que los elementos generales con los que debe contar este subsistema son la unidad de potencia y un sistema de transmisión que alcance la velocidad de trabajo deseada para ser acoplados al eje principal. En este caso se proponen las siguientes alternativas:

Alternativa 1: Motorreductor, el cual suple las dos necesidades de transferir la potencia necesaria y reducir las RPM para alcanzar bajas velocidades, y en conjunto con un variador de frecuencias limitar la velocidad con la que gira el motor. En la Figura 12 se muestra un ejemplo representativo de este tipo de motor.



Figura 12. Motorreductor trifásico.

Fuente: <https://cutt.ly/K4AI7kG>

Ventajas:

Es un elemento de dimensiones reducidas en comparación con otros motores que requieren elementos auxiliares para disminuir las RPM, además presenta eficiencias muy altas, lo cual puede representar una menor pérdida de energía.

Desventajas:

Puede darse el caso que no se encuentren comercialmente equipos con potencias de gran magnitud y su costo de adquisición puede ser alto comparado con otros tipos de motor.

Alternativa 2: Motor trifásico, reductor de velocidades y variador de frecuencia. En la Figura 13 se presentan los primeros dos elementos.



Figura 13. Motor trifásico a la izquierda, Fuente: <https://cutt.ly/V4AO4wB>;

Reductor de velocidades a la derecha, Fuente: <https://cutt.ly/E4APqN7>.

Ventajas:

Se pueden tener potencias de alta denominación, lo cual le facilita que la capacidad a instalar no se vea limitada por este aspecto. También presenta eficiencias altas.

Desventajas:

Pueden darse problemas de desalineación si no se realiza un buen montaje entre el reductor y el motor, por otro lado, al ser trifásico requiere de un adecuado fluido eléctrico en caso de que el sistema deba funcionar de manera permanente durante largos periodos de tiempo. La implantación de dos dispositivos en simultaneo podría acrecentar los costos, fuera de que el espacio podría ser una limitante si los elementos seleccionados son muy robustos en caso de requerirse una potencia alta o una gran relación de transmisión para disminuir las velocidades a pesar de que este aspecto puede ser controlado por un variador de frecuencias.

Alternativa 3: Motor Diesel y reductor de velocidades. En la Figura 14 se presenta un motor de esta índole.



Figura 14. Motor Diesel.

Fuente: <https://cutt.ly/q4APtZt>

Ventajas:

Se presentan beneficios muy similares a los de la alternativa 2, adicionando el hecho de que estos motores no requieren de fluido eléctrico para su accionamiento, por tanto, se puede instalar en lugares donde hay problemas de conexión a la red eléctrica.

Desventajas:

El tanque de almacenamiento del combustible, en algunos casos, puede ocupar un espacio importante que podría ser empleado por otros componentes. También se presenta un riesgo con los operarios si no hacen una adecuada manipulación del combustible. Además, suele tener eficiencias muy bajas comparadas con los otros dos tipos de motor

planteados, fuera de que también puede llegar a requerir reductores de velocidad de gran denominación debido a las altas velocidades que se manejan con estos motores.

En la Tabla 4 se presenta la matriz de decisión para elegir el arreglo que mejor se ajusta a los criterios que se desean cumplir.

Tabla 3. Matriz de selección de unidad motriz.

EVALUACIÓN DE LA UNIDAD MOTRIZ							
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
		CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO
TAMAÑO	0,25	5	1,25	3	0,75	1	0,25
FÁCIL MONTAJE	0,25	5	1,25	3	0,75	3	0,75
EFICIENCIA	0,35	5	1,75	3	1,05	1	0,35
SEGURIDAD	0,15	5	0,75	3	0,45	1	0,15
TOTAL	1	5,0		3		1,5	

Por tanto, la unidad motriz se compondrá principalmente de un motorreductor en conjunto con un variador de frecuencias. Dado el caso que la zona en la que se desea instalar el sistema no tenga de ninguna manera acceso al fluido eléctrico, se debe hacer la evaluación para un motor de combustión interna y los elementos auxiliares que requiera, por otra parte, también se puede estudiar la viabilidad de instalar en conjunto con el sistema un generador de energía propio de la zona rural, por ejemplo, por medio de paneles solares.

5.2.1.4. Canastos

Para el transporte de los productos agrícolas se debe definir un vehículo en el que se hará su desplazamiento desde el centro embalaje hasta la vía principal o centro de acopio, por ende, se hace la estimación de dicho recipiente de modo que tenga la capacidad de transportar canastillas (Figura 15) en las que se suelen almacenar alimentos de origen agrícola como aguacates, limones, mangos, plátanos, granadillas, etc.



Figura 15. Canastilla plástica para productos hortofrutícolas.

Fuente: <https://cutt.ly/D4APonu>

Las especificaciones técnicas de la canastilla indican que esta tiene dimensiones de 60 cm de largo, 40 de ancho y 25 cm de alto; peso aproximado de 2000 g; capacidad máxima de 25 kg y un máximo de apilación de 10 unidades [31].

Así pues, se presentan las siguientes alternativas:

- Alternativa 1:

Consiste en un arreglo metálico de perfiles tubulares, los espacios entre elementos son lo suficiente para que los canastos no tengan posibilidad de caer, posee una puerta cuya estructura principal también es de elementos tubulares, la cual tiene laminas para evitar que los canastillos puedan salirse durante el recorrido. En cuanto a capacidad, se pueden transportar 4 canastas de plástico, además tiene dimensiones máximas de 120cm x 60cm x 50cm. Este prediseño tiene un peso aproximado de 58 kg. En la Figura 16 se presenta este arreglo.

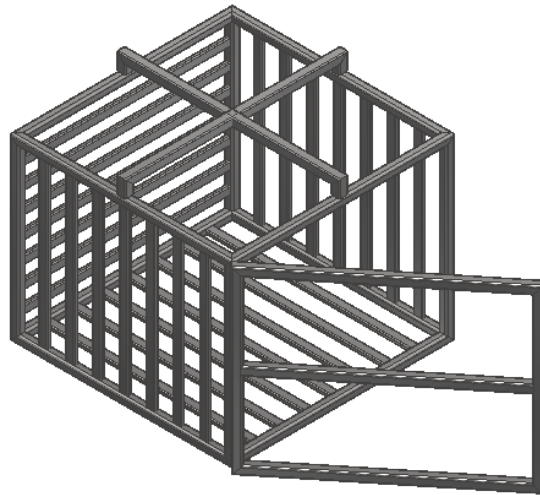


Figura 16. Alternativa 1 del vehículo.

- Alternativa 2:

La estructura principal de esta alternativa consta de ángulos metálicos, cuya capacidad es para dos canastillos en simultaneo sobrepuestos en mallas metálicas para brindar un buen soporte de los recipientes y evitar que puedan caer, a su vez las paredes también cuentan con dicha malla. Sus dimensiones máximas son 60cm x 65 x 45 cm. Posee un peso aproximado de 30 kg. En la Figura 17 se presenta el diseño preliminar de esta.

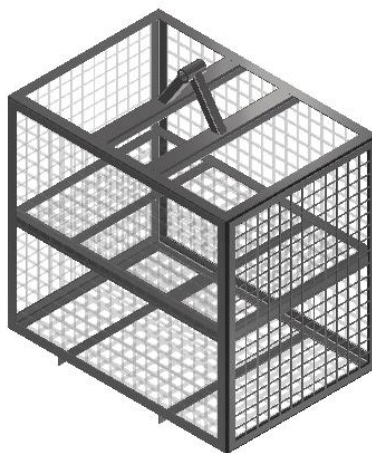


Figura 17. Alternativa 2 del vehículo.

- Alternativa 3:

Este modelo se construye mediante ángulos metálicos con sección y lados mayores a los del modelo anterior debido a que resiste una carga mayor, tiene una capacidad para transportar tres canastillos plásticos apilados uno encima del otro, en su base tiene la misma malla metálica que la segunda alternativa, mientras que sus paredes están totalmente descubiertas sin restricción alguna. Tiene dimensiones máximas de 100 cm x 45cm x 65 cm con un peso aproximado de 28 kg. En la Figura 18 se muestra dicha estructura metálica.

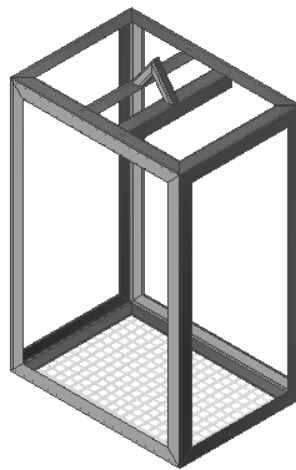


Figura 18. Alternativa 3 del vehículo.

Una vez más se recurre a una matriz de decisión para elegir el recipiente que mejor se acondicione al sistema, en esta evaluación se dará mayor relevancia al peso de la estructura, siendo este el factor determinante, siempre y cuando se garantice la estabilidad de la carga en todo momento, sin riesgo alguno de que los productos puedan caer en el recorrido, por lo que solo se consideran los criterios del peso, costos y estabilidad de la carga, esta se presenta en la Tabla 6. Se hace la aclaración de que no se realizaron alternativas con geometrías diferentes, debido a las especificaciones que traen las canastillas que más se emplean para el despacho de productos de origen agrícola.

Tabla 4. Matriz de selección del canasto.

EVALUACIÓN DE CANASTO							
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
		CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO
PESO	0,4	5	2	3	1,2	5	2
COSTOS	0,25	1	0,25	5	1,25	5	1,25
ESTABILIDAD DE LA CARGA	0,35	3	1,05	5	1,75	1	0,35
TOTAL	1	3,3		4,2		3,6	

Se determina entonces que la mejor elección es la segunda alternativa, no obstante, se puede recurrir a realizar una mejora para que peso de la estructura pueda disminuir y su maniobrabilidad requiera de la menor interacción con los operarios.

5.2.1.5. Sistema de enganche

Para la sujeción del vehículo al cable se tienen dos alternativas, la primera de ellas es el tipo de unión permanente y requiere de intervención directa para su desenganche; por otro lado, se encuentra el tipo desembragable con el cual las pinzas de los vehículos se desacoplan del cable en las estaciones. En este caso se recurre a la unión fija, ya que los montajes que implementan este tipo suelen tener costos reducidos comparados con las pinzas desembragables.

5.2.1.6. Torres

En caso de que se precisen de torres de apoyo para soportar las deflexiones del cable portador-tractor por medio de poleas de apoyo, se proponen las siguientes alternativas:

- Alternativa 1:

Consiste en una estructura compuesta por perfiles tubulares, el cual tiene en sus extremos soportes para el posicionamiento de las poleas de sostenimiento del cable portante-tractor, en la Figura 19 se presenta una idea preliminar de esta estructura.

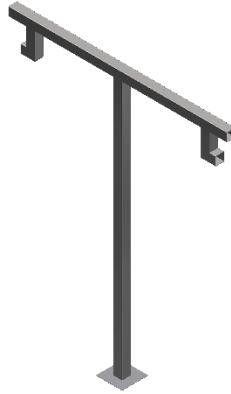


Figura 19. Alternativa 1 de las torres de apoyo.

- Alternativa 2:

De manera similar a la primera alternativa, el soporte principal de un perfil cuadrado tiene dos perfiles circulares en los que se posicionan las poleas de apoyo, además de soportes auxiliares para evitar la deflexión, esta se ilustra en la Figura 20.



Figura 20. Alternativa 2 de las torres de apoyo.

- Alternativa 3:

Es una estructura también compuesta de perfiles rectangulares, el sistema de poleas de apoyo se distancia del poste principal, en la Figura 21 se muestra un preconcepto de esta alternativa.

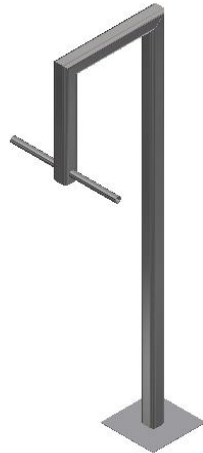


Figura 21. Alternativa 3 de las torres de apoyo.

Para la adecuada elección se deben tener en cuenta los criterios evaluados en la matriz de decisión de la Tabla 5, siendo uno de los factores decisivos la versatilidad con la que se pueda adaptar a diversos contextos y que a su vez pueda tener una adecuada estabilidad en aquellos casos en que se presenten sobrecargas.

Tabla 5. Matriz de selección de las torres.

EVALUACIÓN DE LA TORRE							
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
		CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO
ADAPATACIÓN A DIVERSOS TERRENOS	0,35	5	1,75	5	1,75	5	1,75
ESTABILIDAD	0,35	5	1,75	3	1,05	3	1,05
MATERIALES REDUCIDOS	0,3	3	0,9	5	1,5	3	0,9
TOTAL	1	4,4		4,3		3,7	

Se obtiene entonces que la torre de apoyo que se presenta como la alternativa más viable es la primera, cabe aclarar que se dio una calificación más alta en cuanto a estabilidad de esta alternativa ya que presenta menos elementos soldados, por otro lado, las otras alternativas pueden repercutir en un tamaño mayor de los perfiles circulares para sostener las poleas de apoyo si las cargas que transfiere el cable son muy grandes.

5.2.1.7. Sistema de tensión

Como ya se ha mencionado, su tarea es tensionar el cable para que esta se mantenga en cualquier situación, por medio del dispositivo que se tenga a disposición. Por otro lado, con el fin de conocer las condiciones en las que se encuentra este subsistema, se suelen instalar alertas visuales. Para la matriz de selección se plantean tres alternativas que pueden cumplir este papel:

- Alternativa 1:

Consiste en un contrapeso de concreto, el cual se suspende por medio de una polea, permitiendo de esta manera el desplazamiento de la polea de retorno para ajustar la tensión. En la Figura 22 se ilustra un componente de esta índole.



Figura 22. Sistema de tensión con contrapeso de concreto [32].

Ventajas:

El mayor beneficio que presenta el contrapeso de concreto es la adaptabilidad que presenta, no requiere de una infraestructura muy compleja para su instalación, además, en casos en los que no sea posible su total suspensión en el aire, se puede compensar con excavaciones en el terreno aledaño.

Desventajas:

Cuando se dan instalaciones de gran tamaño, el volumen del bloque puede ser excesivo para el área que se tiene a disposición.

- Alternativa 2:

Es un tambor de arrollamiento alrededor del cual se enrolla el cable portante-tractor lo suficiente para darle la tensión que este requiere, teniendo en cuenta que en el otro extremo este siempre permanece fijo. En la Figura 23 se puede apreciar un ejemplo común de un cable tensionado por medio de un tambor.

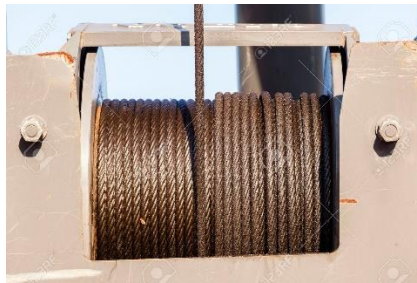


Figura 23. Sistema de tensión con tambor de arrollamiento.

Fuente: <https://cutt.ly/T4AAgNs>

Ventajas:

Es de fácil mantenimiento al no requerir de una fuente externa y su tamaño es muy reducido respecto a otros sistemas.

Desventajas:

No es posible conservar en todo momento la tensión, ya que el ajuste puede irse liberando a medida que se somete a carga, por otro lado, requiere que esta misma sea regulada frecuentemente debido a que no posee un sistema de monitoreo ya sea eléctrico o mecánico. El constante tensionado y destensionado del cable en cortos periodos, puede repercutir en el desgaste por fatiga prematuro del cable.

- Alternativa 3:

Mediante el accionamiento de un cilindro hidráulico se controla la tensión del sistema gracias al desplazamiento del vástago. En la Figura 24 se muestra un sistema de tensión hidráulico instalado en el Metro Cable de Medellín



Figura 24. Cilindros tensores de Línea K del metro de Medellín.

Fuente: <https://cutt.ly/X4AAjG1>

Ventajas:

Es una opción que facilita controlar la tensión con mayor precisión debido a la sensibilidad que presentan estos dispositivos.

Desventajas:

Requieren de una bomba hidráulica, la cual puede incrementar los costos de instalación, fuera de que precisan de una estructura de mayor complejidad en comparación con otros dispositivos que cumplen la misma función.

En la Tabla 2 se muestra la evaluación para la selección de este componente.

Tabla 6. Matriz de selección del sistema de tensión.





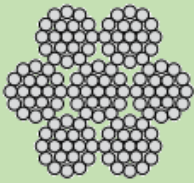
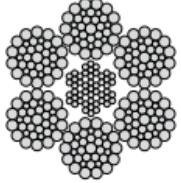



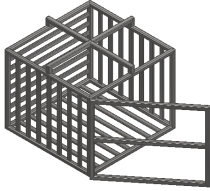
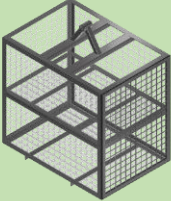
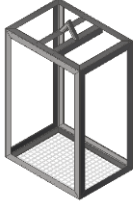






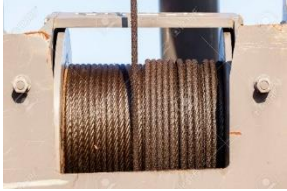

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE TENSIÓN							
CRITERIO DE SELECCIÓN	PESO	CONTRAPESO		TAMBOR		CILINDRO HIDRÁULICO	
		CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO	CALIFICACIÓN	PONDERADO
TAMAÑO	0,15	1	0,15	5	0,75	3	0,45
DEPENDENCIA DE ELEMENTOS AUXILIARES	0,25	3	0,75	5	1,25	1	0,25
RESISTENCIA A CONDICIONES AMBIENTALES	0,2	5	1	3	0,6	3	0,6
SEGURIDAD	0,15	3	0,45	1	0,15	5	0,75
OPERABILIDAD	0,25	5	1,25	3	0,75	5	1,25
TOTAL	1	3,6		3,5		3,3	

Se concluye que el complemento más idóneo para tensionar el cable es la implementación de un contrapeso de concreto, el cual va sujeto a la polea de retorno.

5.2.2. Matriz morfológica

Posteriormente, en la Tabla 7 se construye una matriz morfológica en la que se tienen en cuenta todas las evaluaciones realizadas anteriormente, con el fin de mostrar de forma resumida los componentes principales con los que contará el prototipo de STC a desarrollar.

Tabla 7. Matriz morfológica.

COMPONENTE	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
Tecnología	STC Monocable Unidireccional 	STC Con Vehículo Automotor 	STC Bicable de Tipo Garrucha 
Cable	6X7 	6X19 	6X36 
Unidad Motriz	Motorreductor 	Motor Eléctrico y Reductor 	Motor Diesel y Reductor 
Canastos			
Sistema de enganche	Pinza Fija 	Pinza Desembragable 	
Torres			
Sistema de Tensión	Contrapeso 	Tambor de Arrollamiento 	Cilindro Hidráulico 

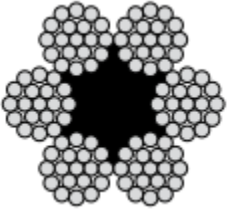
5.3. Diseño a detalle

5.3.1. Selección del cable

En primera instancia, se debe realizar la elección del diámetro del cable que se empleará, ya que es el componente fundamental que le da vida al sistema. Para esto se toma como referencia los diámetros empleados en investigaciones previas de sistemas de transporte rural, los cuales usan diámetros de 5/8”, no obstante, en este modelo se harán todas las estimaciones a partir de un cable de 1/2” de modo que sea posible su optimización, ya que en dichos estudios se toman factores de seguridad muy altos para ser aplicaciones de transporte exclusivo de material, por lo que se puede seleccionar un cable de menor tamaño.

Recurriendo a un fabricante comercial, en este caso *Emcocables*, se toman las propiedades de un cable de 6X19S de 1/2" EIPS de alma de Fibra [33], las cuales se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8. Propiedades cable seleccionado.

	
Diámetro [in]	1/2
Peso Aproximado [kg/m]	0,626
Carga de Ruptura [Tf]	11,8

Bajo estos valores se estima la resistencia máxima, la cual se debe tener en cuenta a la hora de diseñar algunos de los elementos que constituyen el sistema. Esta carga se puede determinar recurriendo al factor de seguridad.

$$FS = \frac{\text{Carga de Ruptura}}{\text{Carga de trabajo}}$$

El factor de seguridad se puede definir de acuerdo con la norma española *UNE-EN 12927-2* [34], que establece los lineamientos en cuanto a coeficientes de seguridad de cables para el transporte por cable destinado a personas. En esta se indica que, para cables portadores-tractores, se debe asegurar un factor de seguridad mínimo de 4. Adicionalmente, el catálogo del fabricante

determina que dicho factor de seguridad debe estar entre 5 y 7 cuando se tienen cables tractores para teleféricos, como se muestra en la Figura 25.

FACTORES DE SEGURIDAD RECOMENDADOS	
Sector	Construcción
Cables fijos. Cables de puentes colgantes	3-4
Cables carriles para teleféricos	3.5-5
Cables tractores para teleféricos	5-7
Cables de labor, elevación y grúas	5-9
Cables para instalaciones importantes	8-12
Cables para transporte de personal	8-12
Cables para planos inclinados	5-8
Cables para pozos de extracción	8-12
Cables para ascensor	8-17
Cables para cabrestantes y trenajes	4-8

Figura 25. Factor de seguridad según *Emcocables*.

Fuente: <https://cutt.ly/p4AAT0>.

Ahora bien, el valor del factor de diseño para aplicaciones de carga, en las que se tiene transporte exclusivo de mercancías puede tener valores inferiores a los ya mencionados, ya que las normas que estipulan los requerimientos de teleféricos son muy rigurosas debido a que hay vidas de por medio. De esta manera, se determina un factor mínimo de 3, por tanto, la carga de trabajo máxima para que se cumpla esta condición debe ser de:

$$Carga\ de\ trabajo = \frac{11,8}{3} = 3,93\ Tons$$

Antes de proseguir, se hace una estimación de la cantidad de vehículos que dispondrá el sistema para garantizar que se pueda trasportar al tiempo por lo menos 500 kg de mercancía, suponiendo que todas a su vez estarán cargadas con un peso aproximado de 50 kg, así pues, se deben tener en circulación un total de 10 góndolas, cada una de ellas con un peso aproximado de 30 kg. Adicionalmente, se sabe que para un recorrido de 1000 m se necesitan 2000 m de cable, por lo que el peso aproximado es de aproximadamente 1252 kg. Con estos valores se puede determinar, de manera preliminar, si la carga total del sistema no supera los valores de la carga de trabajo máxima del cable seleccionado.

$$Carga\ total\ del\ sistema \leq Carga\ de\ trabajo$$

$$2052\ kg \leq 3930\ kg \rightarrow Cumple$$

5.3.2. Diseño del canasto

Como se ha dicho, consta de una estructura formada primordialmente por perfiles en forma de ángulo y mallas metálicas para evitar que los canastillos puedan salirse de la cabina durante el recorrido. Las dimensiones máximas de este recipiente son 60cm x 65cm x 45cm, puede albergar canastillos de plástico con capacidad máxima de 25 kg cada uno, dichas medidas se definieron de tal manera que las canastillas plásticas puedan posicionarse con facilidad en el espacio destinado para ellas. Su estructura principal tiene aproximadamente 10,35 m de perfiles angulares con un peso aproximado de 16 kg. En la Figura 26 se muestra la estructura principal de la góndola.

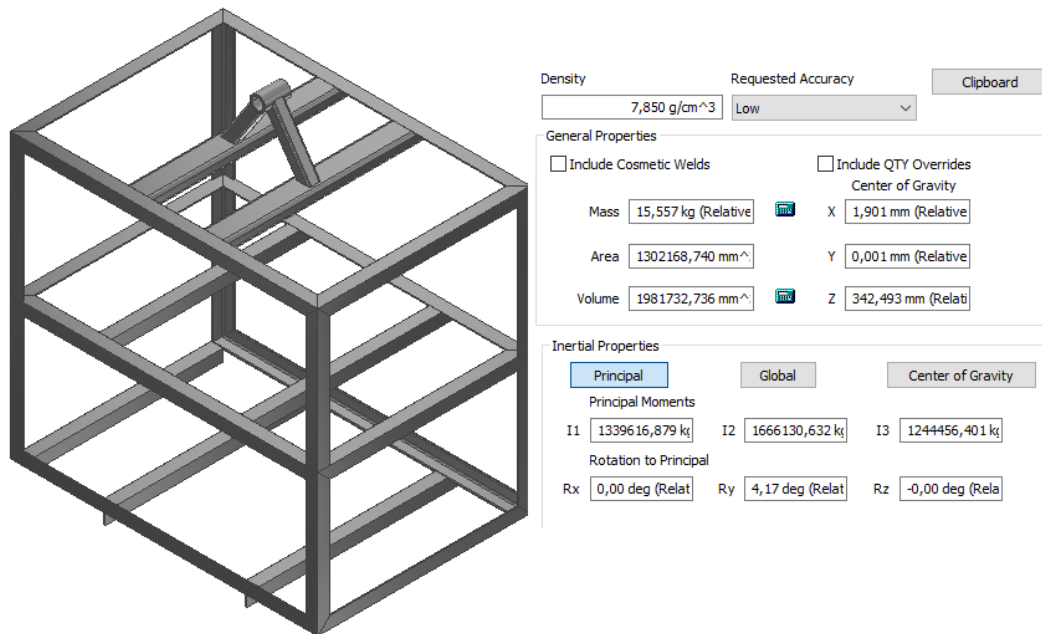


Figura 26. Cuerpo principal del canasto.

El tipo de perfilería de Acero ASTM A36 implementado es de 1" x 1/8" de espesor, un ejemplo de este se muestra en la Figura 27.



Figura 27. Ángulo metálico.

Fuente: <https://cutt.ly/M4AAIAC>

En cuanto a las bases que se emplean para dar apoyo a los canastillos y a las paredes del recipiente, se emplea malla electrosoldada para que el vehículo conserve esbeltez y bajo peso. En la Figura 28 se ilustra dicha malla, la cual tiene comercialmente un peso por metro cuadrado de 1,86 kg.⁷



Figura 28. Malla electrosoldada.

Fuente: <https://cutt.ly/U4AAPcE>

Adicionalmente, se instala una puerta de modo que se pueda asegurar la estabilidad de los canastillos y que sea posible maniobrar con ellos en las estaciones, en la Figura 29 se presenta dicho ensamble.

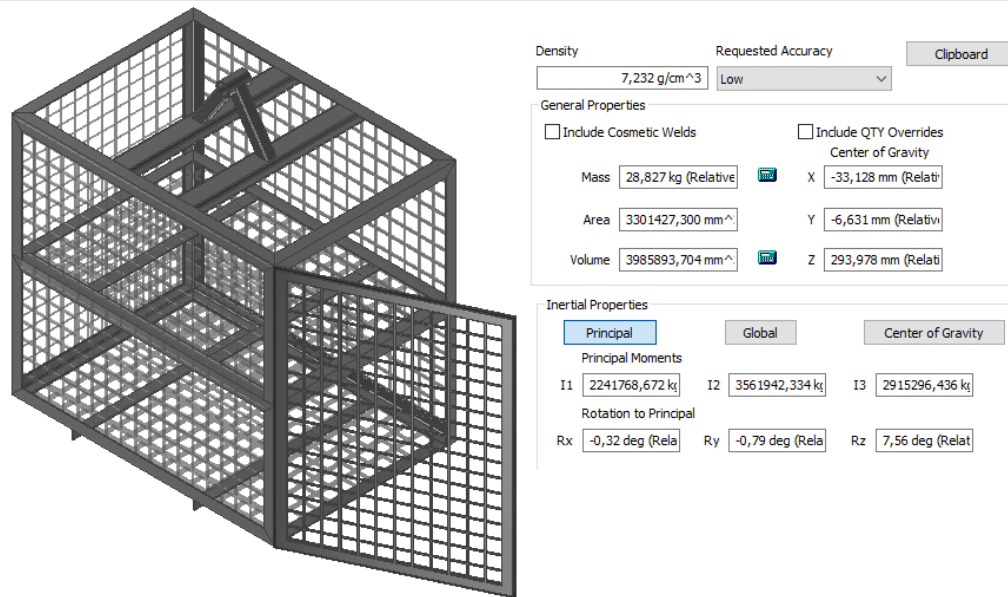


Figura 29. Ensamble del canasto.

Teniendo definida la estructura, se procede a hacer un análisis estático con ayuda del simulador de Autodesk Inventor, en el cual se establecieron las cargas a las que se someterá la estructura, en la que cada bandeja puede albergar un máximo de 25 kg, en la Figura 30 se muestran los Esfuerzos Equivalentes de Von Mises, con los que se tiene un máximo de 49,38 MPa, el material del que se construye esta estructura tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa [35]. En esta también se presenta el factor de seguridad mínimo de 4,19 el cual se considera adecuado, puesto que en el análisis estático no se están considerando las cargas dinámicas que pueden presentarse durante la operación y manipulación de estos recipientes, las cuales pueden representar fallos en la estructura por cargas cíclicas o repentinas. Además, se alcanza un desplazamiento máximo de 0,3963 mm, para evaluar este criterio se determina la relación existente entre la longitud del elemento donde se presenta dicha deformación y un factor de 180.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$49,38 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,3963 \text{ mm} \leq 3,6 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

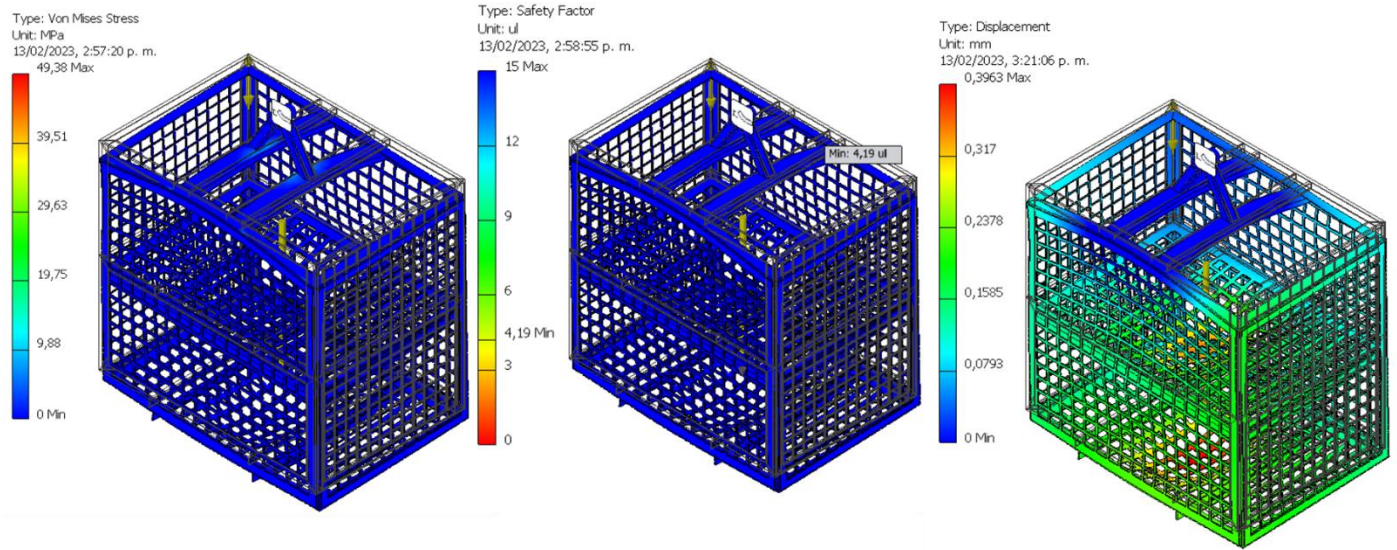


Figura 30. Criterios de evaluación de los Canastos.

5.3.3. Diseño la suspensión

Seguidamente se procede a dimensionar la suspensión que permitirá la unión del vehículo con la pinza, en este caso se recurre a elementos comerciales que cumplan con los criterios de carga, de esta manera se selecciona tubería estructural circular de 60,3 mm de diámetro con 3 mm de espesor, una altura de 374 mm y una longitud de 398 mm. En la parte superior se suelda una pieza tubular con diámetro de 67,3 mm, espesor de 12 mm y longitud de 100 mm. En conjunto con dicha tubería se diseña un elemento mediante el cual se puede establecer la unión con el canasto mediante un pasador.

De esta manera, mediante un análisis estático, se obtiene que la suspensión tiene un esfuerzo máximo de 16,4 MPa y un desplazamiento máximo de 0,1195 como se presenta en la Figura 31. La sección en que se presenta el esfuerzo máximo se fabrica de un acero al carbono ASTM A500 grado 50, el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 315 MPa [36]. Con base en este valor se determina un factor de seguridad mínimo de 19,21.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$16,4 \text{ MPa} \leq 315 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,1195 \text{ mm} \leq 2,03 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

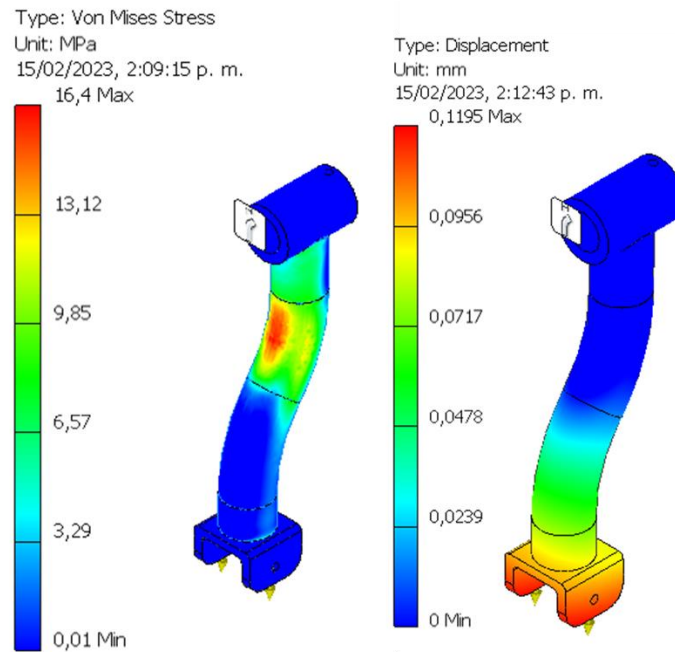


Figura 31. Criterios de evaluación de la suspensión del canasto.

De manera análoga se sabe que la suspensión debe tener un elemento que permita unir la canasta con el cuerpo principal, lo cual se logra por medio de un pasador el cual debe soportar la carga mínima de trabajo sin llegar al fallo. Dicho elemento tiene un diámetro de 10 mm y longitud de 90 mm. Bajo una carga de 800 N presenta un esfuerzo máximo de 19,85 MPa y un desplazamiento máximo de 0,002085 mm, en la Figura 32 se puede apreciar esto. Este elemento tipo eje se construye con Acero AISI 1020 HR el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 275 MPa [37]. Con dicho valor se establece el esfuerzo máximo a cortante que admite el material, el cual es el 70 % del esfuerzo de fluencia, de este modo se alcanza un factor de seguridad mínimo de 9,69, este valor es apropiado para el tipo de cargas que soporta el pasador, las cuales son debidas a cortante puro.

$$E_{S_{Máx}} \leq E_{S_{Fluencia a cortante}}$$

$$19,85 \text{ MPa} \leq 192,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\text{Desplazamiento}_{máx} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,002085 \text{ mm} \leq 0,5 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

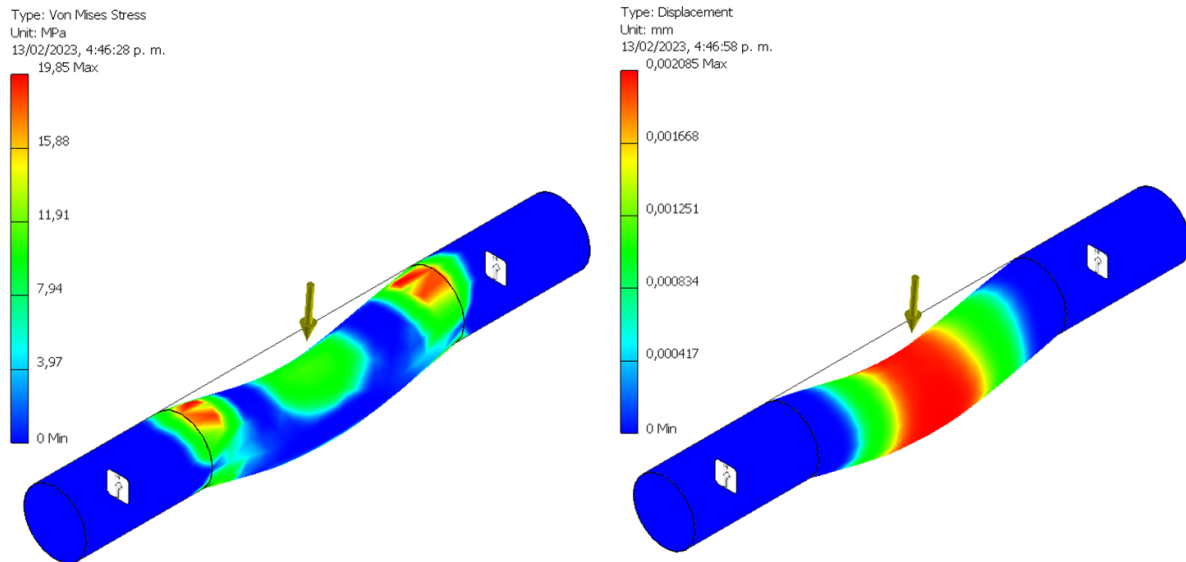


Figura 32. Criterios de evaluación del pasador de la suspensión.

5.3.4. Diseño de la Pinza

Como se mencionó con anterioridad, el tipo de pinza con el que contarán los vehículos para engancharse al cable es fija, teniendo en cuenta esto, se debe determinar la fuerza de amordazamiento mínima para que el vehículo no deslice a lo largo del cable cuando se está desplazando, de esta manera se realiza el diagrama de fuerzas que se muestra en la Figura 33.

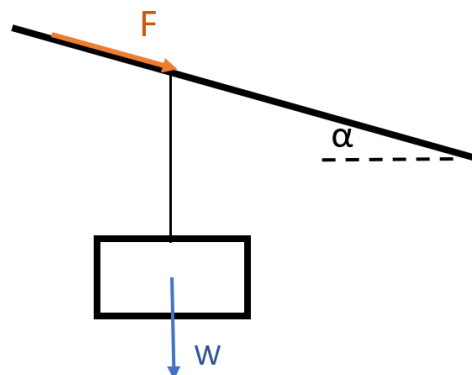


Figura 33. Diagrama de fuerzas del canasto suspendido.

Se tiene entonces que la fuerza mínima para que el cable no deslice debe ser igual a:

$$F = W \operatorname{Sen} \alpha$$

En este caso se considera una pendiente crítica del 100% y con un factor de seguridad mínimo de 3, se tiene que dicha fuerza es de:

$$F = 3 * 800 * \operatorname{Sen}(45) = 1697,05 \text{ N}$$

Una forma de asegurar que dicha fuerza sea ejercida sobre el cable es mediante la acción de un resorte de compresión, en la Figura 34 se presenta un esquema la forma en que se debe ubicar dicho resorte al interior del perfil que hace parte del sistema de enganche de la pinza.

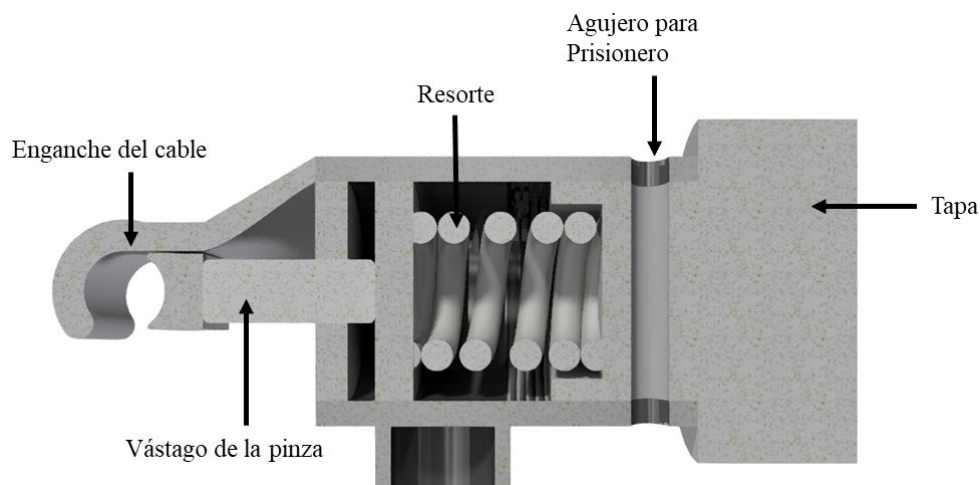


Figura 34. Esquema general de las partes de la pinza.

Se sabe de antemano que el elemento tubular en el que convergen las subpartes de la pinza tiene una longitud de 100 mm, de los cuales 63,37 mm le corresponden al resorte cuando está totalmente comprimido, de esta manera se puede emplear el acelerador de diseño de Inventor para calcular el resorte que mejor se ajusta a las condiciones del sistema, en la Figura 35 se presenta el ingreso de los datos preestablecidos. Este elemento estará a compresión gracias a la fuerza que le ejerce la tapa a medida que es enroscada. Para dar una mayor seguridad al sistema y evitar que los elementos adjuntos puedan desplazarse durante la operación, se asegura la tapa de la pinza mediante un prisionero.

The screenshot shows a software interface for spring design calculation. The interface is divided into several sections:

- Spring Strength Calculation:** Compression Spring Design (selected).
- Calculation Options:** Design Type: F, D --> d, L₀, n, Assembly Dimensions; Method of Stress Curvature Correction: Correction by Bergstrasserr; Design of Assembly Dimensions: Design of All Assembly Dimensions L₁, L₈, H.
- Load:** Min. Load: F₁ 200,750 N; Max. Load: F₈ 1697 N; Working Load: F 1697,000 N (highlighted).
- Dimensions:** Wire Diameter: d 7,100 mm; Mean Diameter: D 32 mm; Loose Spring Length: L₀ 73,952 mm (highlighted).
- Spring Coils:** Rounding of Coil Number: 1/2; Active Coils: n 5,000 ul.
- Spring Material:** Ultimate Tensile Stress: σ_{ult} 1664,01 MPa (highlighted); Allowable Torsional Stress: τ_A 592,15 MPa (highlighted); Modulus of Elasticity in Shear: G 82700 MPa; Density: ρ 7850 kg/m³; Utilization Factor of Material: us 0,900 ul.
- Spring Type:** Guided mounting - parallel ground ends.
- Fatigue Loading:** Nonshot-peened spring; Spring Life in Thousands of Deflections: N >10000; Safety Factor: k_f 1,200 ul.
- Assembly Dimensions:** L₁, L₈ --> H; Min. Load Length: L₁ 72,700 mm (highlighted); Max. Load Length: L₈ 63,368 mm (highlighted); Working Stroke: H 9,332 mm (highlighted); Working Load Length: L_w 63,368 mm.

Figura 35. Ingreso de parámetros para el cálculo del resorte.

Dicho esto, se sabe que la longitud sin deformar de dicho elemento es de 73,952 mm, con diámetro de alambre de 7,1 mm y un diámetro exterior de 39,1 mm. Adicionalmente se establecen parámetros adicionales que se requieren para la construcción del alambre, esto se presenta en la Figura 36.

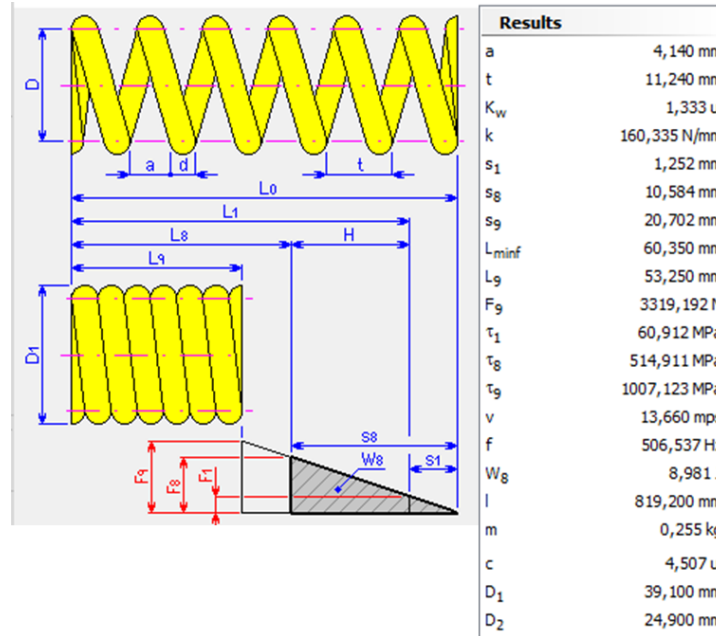


Figura 36. Resultados de la selección del resorte.

Partiendo de estos valores se procede a realizar algunas comprobaciones de forma analítica que se recomiendan para el diseño de resortes en “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” [38]. En este sentido se sigue la metodología de diseño recomendada en dicho texto para resortes de espiras helicoidales de compresión en agujeros.

En primera instancia se determina un diámetro de alambre de 7,1 mm y partiendo del diámetro del agujero se establece el diámetro del resorte, en cuyo caso es de 32 mm. Ahora, el índice del resorte C , establece la relación entre estos diámetros y es un indicativo de la curvatura de las espiras, se recomienda que este tenga valores comprendidos entre 4 y 12.

$$4 \geq C \geq 12$$

$$C = \frac{32}{7,1} = 4,51 \rightarrow \text{Cumple}$$

Este tipo de elemento mecánico se ve sometido a cargas que incrementan el esfuerzo al interior de la espira por efecto de la curvatura, por esto se debe considerar un factor que dé razón de este comportamiento, el cual es denominado factor de curvatura. El método más empleado para establecer dicho valor es por medio del factor de Bergsträsser. En este caso el factor K_B es:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$K_B = \frac{4(4,51) + 2}{4(4,51) - 3} = 1,333$$

Con dicho factor se puede estimar el esfuerzo cortante máximo al que se ve sometido el resorte cuando es aplicada la carga máxima, teniendo en cuenta el rebase fraccional al cierre (ξ) el cual limita la fuerza de operación del resorte cuando se presentan deflexiones muy pequeñas, de modo que se eviten comportamientos no lineales conforme las espiras del resorte se van cerrando. En este caso se toma el valor de $\xi=0,15$, el cual es el mínimo recomendado.

$$\tau_s = 8K_B(1 + \xi)F_{m\acute{a}x} \frac{D}{\pi d^3}$$

$$\tau_s = 8(1,333)(1 + 0,15)(1697 \text{ N}) \frac{32 \text{ mm}}{\pi(7,1 \text{ mm})^3}$$

$$\tau_s = 592,15 \text{ MPa}$$

A partir de este valor del esfuerzo cortante máximo se debe evaluar si el factor de seguridad al cierre está por encima del recomendado, con el cual se puede asegurar que el resorte no sobrepase la altura sólida que puede alcanzar el resorte.

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_s}$$

Donde S_{sy} es el esfuerzo a la torsión máxima permisible y se determina a partir de la resistencia a la tensión del alambre del que es construido. Se hace la aproximación del cálculo analítico con un alambre de piano A228. A su vez, se sabe que, propiedades como el esfuerzo de tensión y el esfuerzo de torsión, varían en función del diámetro del alambre y se requieren las constantes A y m para determinarlas. Según Budynas y Keith, $A=2211 \text{ MPa}$ y $m=0,145$.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$S_{ut} = \frac{2211}{7,1^{0,145}} = 1664,01 \text{ MPa}$$

Para alambres de piano, se hace la aproximación de que los esfuerzos de torsión máximos permisibles son el 45% de la resistencia a la tensión.

$$S_{sy} = 0,45S_{ut}$$

$$S_{sy} = 0,45(1664,01) = 748,81 \text{ MPa}$$

Con el anterior valor se establece que el criterio del factor de seguridad al cierre se encuentra por encima de valor recomendado de 1,2.

$$n_s \geq 1,2$$

$$n_s = \frac{748,81 \text{ MPa}}{592,15 \text{ MPa}}$$

$$n_s = 1,26 \rightarrow \text{Cumple}$$

El número de espiras activas determina aquellos hilos que se encuentran realizando trabajo y se deflectan bajo la acción de la carga. Donde G es el módulo de rigidez y Ymax la deformación máxima que sufre el resorte a carga máxima.

$$3 \leq N_a \leq 12$$

$$N_a = \frac{Gd^4 y_{max}}{8D^3 F_{max}}$$

$$N_a = \frac{(82,7 * 10^3)(7,1)^4(73,952 - 63,368)}{8(32)^3(1697)}$$

$$N_a = 4,999 \text{ espiras} \rightarrow \text{Cumple}$$

La constante de rigidez requerida para estas condiciones de trabajo según el cálculo computacional es de 229,050 N/mm. Este se puede verificar recurriendo a la Ley de Hooke, con el cual se tiene que la fuerza lineal que actúa axialmente a lo largo del resorte es equivalente a la deformación que sufre.

$$F = -K(X - X_0)$$

$$K = \frac{1697 \text{ N}}{-(63,368 - 73,952) \text{ mm}}$$

$$K = 160,336 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ahora bien, teniendo definido el elemento principal con el que transmite la fuerza necesaria para que el vehículo no deslice, se procede a realizar un análisis estático del resto de los elementos que conforman la pinza. En esta instancia se determina que estos elementos, a excepción del vástago que se puede obtener comercialmente, se construyen de Acero AISI 4130 el cual tiene un esfuerzo de fluencia máximo de 460 MPa []. En este estudio se aplica directamente la fuerza que ejerce el resorte sobre la placa en la que este apoya. Se obtiene entonces que el esfuerzo máximo que se presenta bajo la acción de la carga de la góndola y la fuerza de resorte es de 88,01 MPa, un desplazamiento máximo de 0,03935 mm y un factor de seguridad de 2,35 como se aprecia en la Figura 37. El valor del factor de seguridad se da en la unión entre el extremo móvil de la mordaza de la pinza y el vástago, el cual consiste en una varilla roscada, comúnmente conocida como esparrago. Este se puede considerar aceptable ya que en un montaje real se puede disminuir los esfuerzos puntuales en el tipo de unión que sea considerado, estos pueden ser mediante soldadura o un agujero roscado.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$88,01 \text{ MPa} \leq 460 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,03935 \text{ mm} \leq 0,556 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

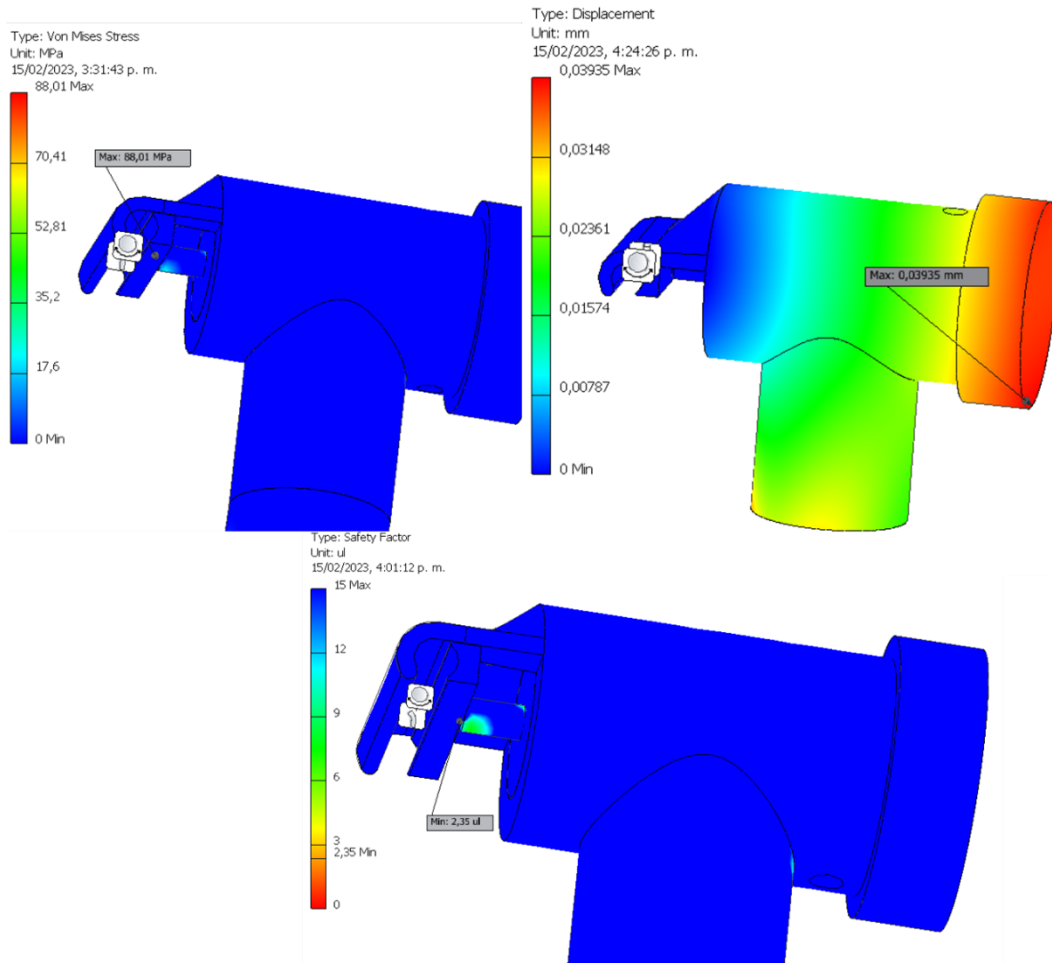


Figura 37. Criterios de evaluación de la Pinza.

Por otro lado, para estudios posteriores a este, se recomienda hacer las evaluaciones pertinentes para determinar con mayor rigor el ciclo de vida del resorte y la interacción que tiene la mordaza con el cable de acero, y en caso de ser posible, mejorar el sistema de enganche apelando a otros elementos que faciliten ejercer la fuerza necesaria para que el canasto no deslice, por ejemplo, con la implementación de arandelas de presión.

Teniendo definido el cálculo estructural de los elementos anteriores, se procede a realizar un montaje esquemático de la configuración final en la que estarían dispuestos los elementos al momento de estar suspendidos del cable, tal y como se ilustra en la Figura 38. En este sentido, se debe aclarar que el centro de masa del conjunto total debe posicionarse en línea con el centro del cable, de tal modo que se disminuyan los momentos o fuerzas que puedan hacer que el vehículo pierda estabilidad, o en su defecto, que los elementos que componen la pinza experimenten

sobreesfuerzos que impidan su adecuado funcionamiento o incluso puedan generar un fallo estructural.



Figura 38. Conjunto del canasto y de la pinza.

En la Figura 39 se presenta la ubicación del centro de masa respecto al espacio en el que estaría posicionado el cable, en este caso, se obtuvo una diferencia a lo esperado, en el que hay una variación de 0,003 mm en el eje X. Este desplazamiento del centro de masa se presenta ya que la puerta genera un peso adicional que hace que la canasta quede un poco más inclinada de uno de los lados. Por este motivo en estudios posteriores se deben mejorar algunas condiciones de diseño para evitar dicho inconveniente, ya sea desplazando los perfiles de donde se suspende la cabina o reconfigurando las curvaturas de la tubería de la suspensión de modo que se pueda compensar el peso adicional generado por la puerta.

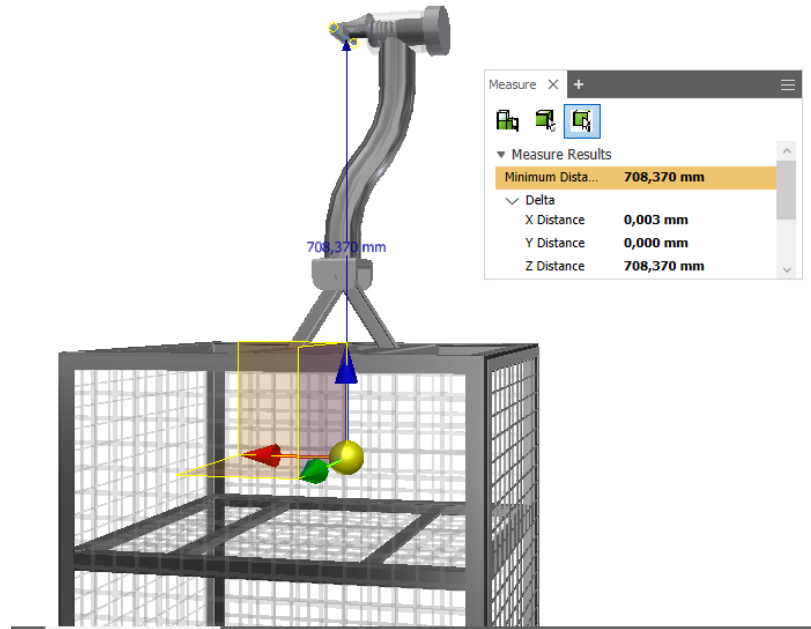


Figura 39. Comparación del centro de masa del conjunto canasta-pinza respecto a la ubicación del cable.

5.3.5. *Diseño de las torres*

Para el diseño de las estructuras de las torres con las que contará el STC se emplea tubería de acero estructural ASTM A500 grado 50, ya que se pueden encontrar con facilidad en el mercado. En este estudio se hacen algunas consideraciones mínimas para garantizar la estabilidad estructural de dichos elementos, tales como el tramo máximo de cable que deben soportar, el peso del canasto cuando está cargado y la carga generada por la presión del viento en una condición extrema.

La estructura principal consta de dos perfiles metálicos, uno tubular de 139,7 mm x 6,3 mm y otro rectangular de 180 mm x 100 mm x 12,5 mm, siendo este último en el que se posicionan las poleas de apoyo. Para brindar una mayor estabilidad a la estructura y evitar deflexiones que se salgan de los valores recomendados, se utilizan dos perfiles cuadrados de 50 mm x 50 mm x 4 mm. En cuanto a las bases de estas estructuras, se posicionan cuatro láminas de 3/8" de espesor en forma de escuadra, de tal manera que pueda aumentar el área de contacto en su base sobre una platina cuadrada de 15 mm de espesor de acero ASTM A36; este conjunto de elementos tiene un peso aproximado de 238 kg para una torre de 6 m. Lo anterior se esquematiza en la Figura 40.

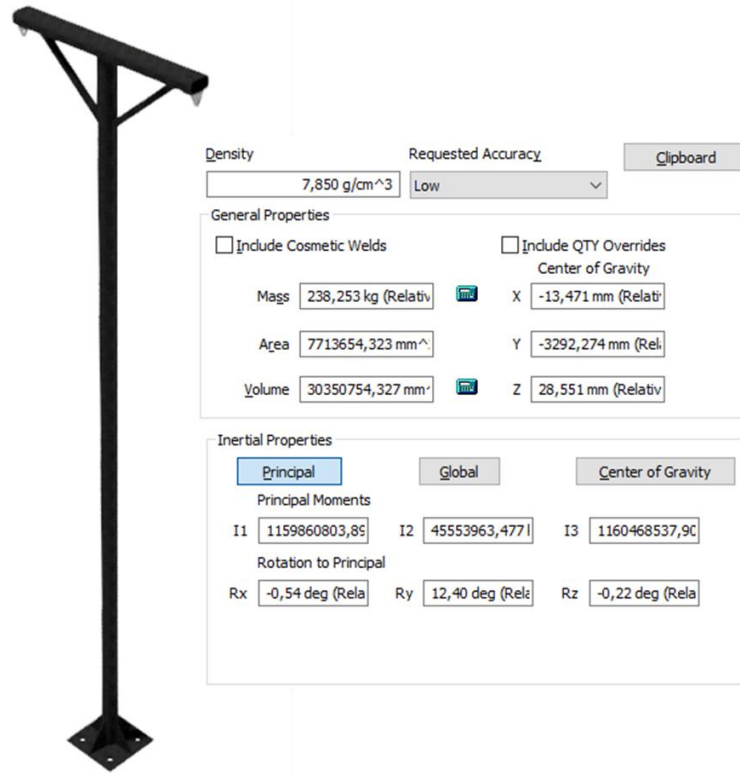


Figura 40. Estructura principal de las torres.

En este orden de ideas, el dimensionamiento de dichas torres se realiza teniendo en cuenta que los vehículos no pueden impactar con el suelo cuando pasan a través de las poleas de soporte, además, se considera que, para mitigar las condiciones topográficas, estas estructuras deben variar su altura, por lo que se evalúan diferentes longitudes que van desde 1,5 m hasta 6 m. Dicho rango de alturas se establece teniendo en cuenta que la altura desde la base de la canasta hasta el agarre de la pinza en el cable es de aproximadamente 1 m, de modo que se establezca un galibo de al menos 0,5 m; en cuanto al límite superior, se establece dicho valor ya que los perfiles metálicos se comercializan en longitudes de 6 m.

En dicho montaje se tiene en cuenta la platina en la que estará dispuesto el eje de los balancines, la cual está constituida por un AISI SAE 1045 HR. Este elemento tiene un espesor de 5/8" de modo que se suplan las cargas máximas a las que se ve sometido y su método de unión

con el perfil rectangular es mediante pernos. En la Figura 41 se ilustra este componente.

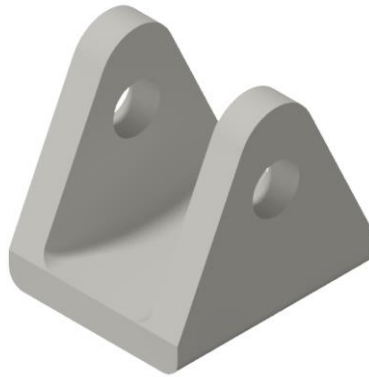


Figura 41. Platina de las poleas de soporte.

Otro parámetro para tener en cuenta en el diseño de estas estructuras es el ancho de vía, el cual es la distancia existente entre ambos tramos de cable, con este se debe garantizar que los vehículos no choquen entre ellos ni con las torres, por tanto, se considera un perfil rectangular de 1,6 m. Con esto se tiene una distancia mínima entre góndolas de 0,81 m. En la Figura 42 se presenta un diagrama simplificado de esta distribución.

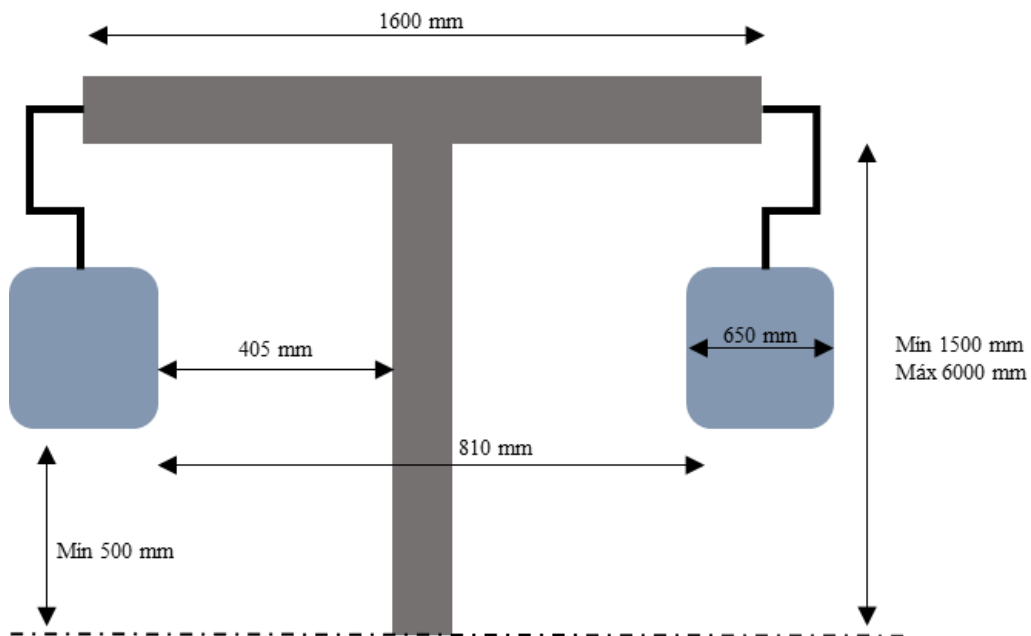


Figura 42. Dimensionamiento de las torres.

Adicionalmente, se establece que el ángulo de balanceo máximo, medido desde la posición vertical que puede tener el canasto para evitar que choque con las torres es de 45° , valor con el cual el extremo del canasto y la torre quedarían distanciados una distancia de 5,8 mm. Sin embargo, dicho ángulo estaría indicando que se tiene una condición de viento extrema, con lo cual se deben tomar decisiones adicionales respecto a la operación del sistema para evitar que se presenten daños en algunos de los subsistemas, se espera que en investigaciones posteriores se analice la velocidad del viento máxima que permite una adecuada estabilidad de la carga. La normativa española *UNE-EN 12929-1* para sistemas de transporte por cable de personas [39], indica que las góndolas deben analizarse con un ángulo de balanceo mínimo de 0,34 radianes, este ángulo es de aproximadamente $19,48^\circ$, valor con el cual se alcanza una distancia entre el extremo del canasto y la torre de 188 mm.

Ahora bien, se debe garantizar la estabilidad de estas torres mediante un análisis estructural en el que se evalúan los esfuerzos equivalentes de Von Mises, el factor de seguridad mínimo y el desplazamiento máximo. Partiendo de esto se evalúan estos tres criterios en algunos de los escenarios posibles que se pueden presentar, con los cuales se debe determinar si es necesario el uso de complementos adicionales, como los vientos estructurales que brindan mayor rigidez y estabilidad.

Las cargas para considerar en este apartado son:

- El peso del cable que cargará cada extremo de la torre se asume que estará soportando un cable con longitud aproximada de 1000 m:

$$W_{cable} = Peso_{Longitud} * Longitud_{cable} * g$$

$$W_{cable} = 0,626 \frac{kg}{m} * 1000 m * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{cable} = 6141,06 N$$

- El peso de una canasta cuando está cargada:

$$W_{carga} = (Masa_{canasta} + Masa_{carga}) * g$$

$$W_{carga} = (30 + 50)kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{carga} = 784,8 N$$

- La presión del viento que se ejerce en un área equivalente de la estructura. Para esto se toma una velocidad promedio del viento en una condición extrema de 100 km/h.

Este cálculo puede realizarse con la siguiente aproximación, la cual tiene en cuenta la densidad del aire (ρ).

$$P = \frac{1}{2} \rho V^2$$
$$P = \frac{1}{2} \left(1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(27,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2$$
$$P = 473 \text{ Pa}$$

Este resultado se toma como apto para los análisis, ya que la norma UNE-EN 12930, la cual habla sobre los cálculos pertinentes a este tipo de instalaciones, establece que el valor mínimo de la presión del viento tiene que ser de 0,25 kPa.

Caso 1: Se evalúa la situación en la que en ambos extremos de la torre se encuentra un vehículo, por tanto, se valora con una carga aplicada de 6926 N. Una simplificación de esta situación se muestra en la Figura 43.

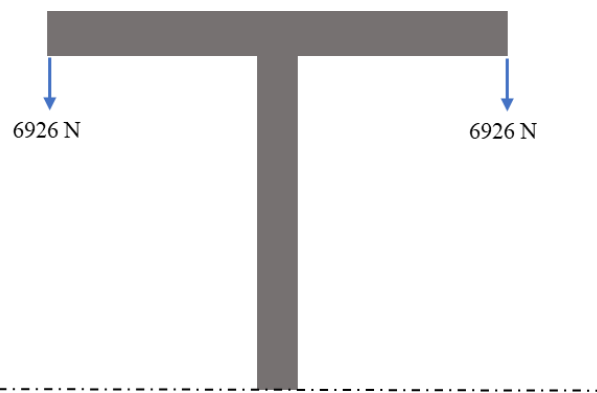


Figura 43. Caso 1: Torre cargada con canastos en sus dos extremos.

En la Figura 44 se muestra que en una torre con altura de 6 m se tiene un esfuerzo máximo de 31,69 MPa, el cual se presenta en los perfiles que le brindan rigidez al perfil superior. En este análisis se prescinde de la platina de apoyo del balancín ya que los esfuerzos que se generan en este elemento distorsionan los resultados de la estructura principal, no obstante, también se hace en paralelo el análisis de la estructura con dicho elemento, el cual tiene un esfuerzo máximo de 64,41 MPa.

$$E s_{M\acute{a}x} \leq E s_{Fluencia}$$

$$31,69 \text{ MPa} \leq 315 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$64,41 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

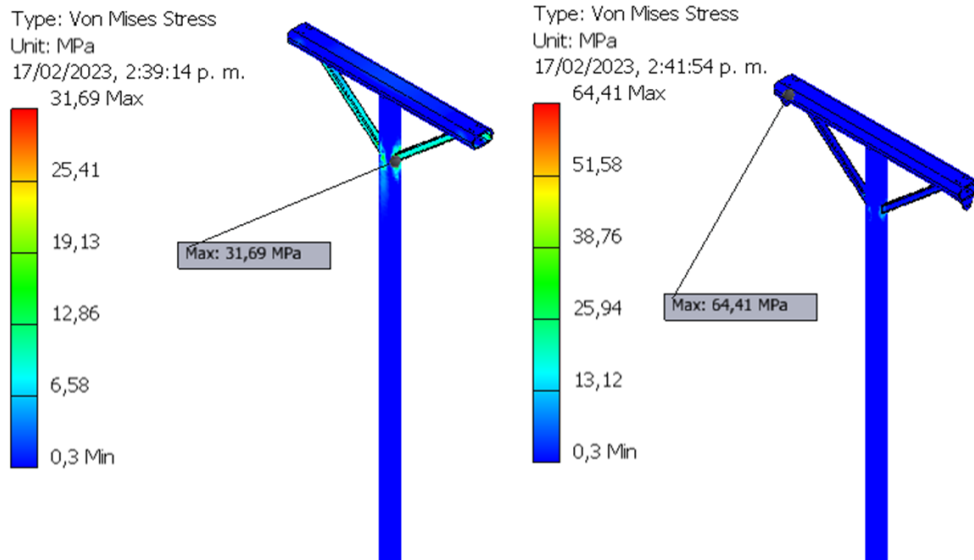


Figura 44. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre con carga en ambos extremos.

En este caso se presenta un factor de seguridad mínimo de 9,94 en la torre y un factor de 4,36 cuando se considera la platina de las poleas de apoyo, en ambos casos se cumple con lo requerido al ser este conjunto el sistema de soporte. En cuanto a la platina cuadrada de la base de la torre se alcanza un factor de seguridad de 4,5.

Por otra parte, se tiene un desplazamiento máximo en el perfil rectangular de 0,833 mm como se evidencia en la Figura 45.

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,833\text{mm} \leq 8,89\text{mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

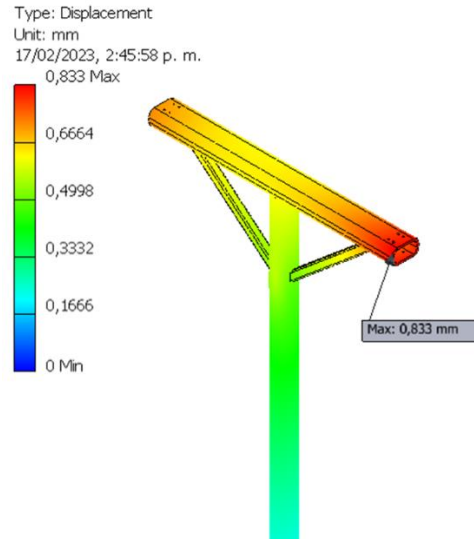


Figura 45. Desplazamiento máximo de la Torre con carga en ambos extremos.

Adicionalmente se sabe que las fuerzas de reacción que tiene una torre de 6 m son las que presentan en la Figura 46. Estos valores establecen los requerimientos mínimos de resistencia con los que debe cumplir las bases en que se construyan las torres, dicho valor se distribuye entre los cuatro elementos roscados que sostendrán la estructura.

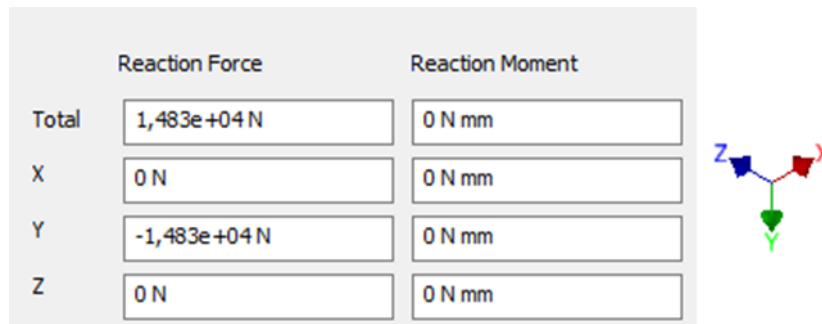


Figura 46. Fuerzas de reacción en la base de la Torre con carga en ambos extremos.

Para simplificar el análisis se realizó una parametrización de los criterios a evaluar de la torre en función de su altura, de modo que se pueda tener una mayor claridad de este comportamiento y si los criterios que se están evaluando cumplen, esto se presenta en la Tabla 9.

Tabla 9. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre cargada en ambos extremos.

Altura [m]	Esfuerzo Máximo [MPa]	Evaluación criterio	Desplazamiento Máximo [mm]	Evaluación criterio	Factor de Seguridad	Factor de Seguridad con Platina
1,5	31,89	Cumple	0,37247	Cumple	9,88	4,47
2	32,46	Cumple	0,4356	Cumple	9,70	4,76
2,5	35,73	Cumple	0,4587	Cumple	8,82	4,72
3	54,48	Cumple	0,4712	Cumple	5,78	4,56
3,5	52,37	Cumple	0,4986	Cumple	6,01	4,65
4	35,23	Cumple	0,5044	Cumple	8,94	4,6
4,5	38,06	Cumple	0,604	Cumple	8,27	4,59
5	33,31	Cumple	0,6694	Cumple	9,46	4,56
5,5	43,83	Cumple	0,7688	Cumple	7,19	4,53
6	31,69	Cumple	0,833	Cumple	9,94	4,5

De la anterior tabla se puede concluir que en el caso en que se tienen las mismas cargas en ambos extremos de la torre, las fuerzas que se generan se compensan, lo cual se ve reflejado en la similitud de los resultados obtenidos en cada una de las alturas del análisis.

Caso 2: En esta situación se tiene que en un solo extremo de la torre está atravesando un vehículo y en el otro solo se soporta el peso del cable, las cargas de este inciso son 6141N y 6926N, respectivamente, la Figura 47 da cuenta de estas fuerzas.

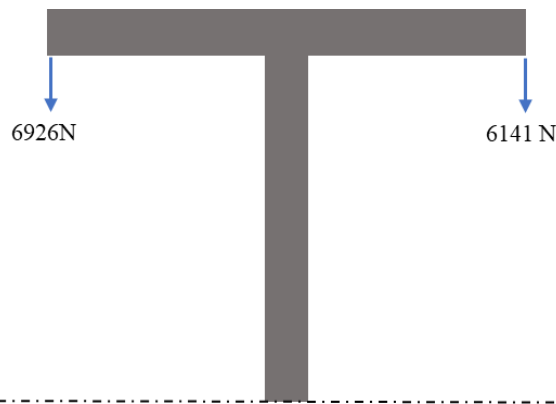


Figura 47. Caso 2: Torre cargada con canasto en un solo extremo.

De manera similar al caso anterior, en la Figura 48 se presenta que en la torre con altura de mayor criticidad se alcanza un esfuerzo máximo de 48,73 MPa, el cual se presenta en el perfil que

de rigidez para el lado en que se encuentra mayormente cargado. Cuando se considera la platina se alcanza un esfuerzo de 72,58 MPa.

$$E S_{M\acute{a}x} \leq E S_{Fluencia}$$

$$47,98 \leq 315 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$72,58 \leq 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

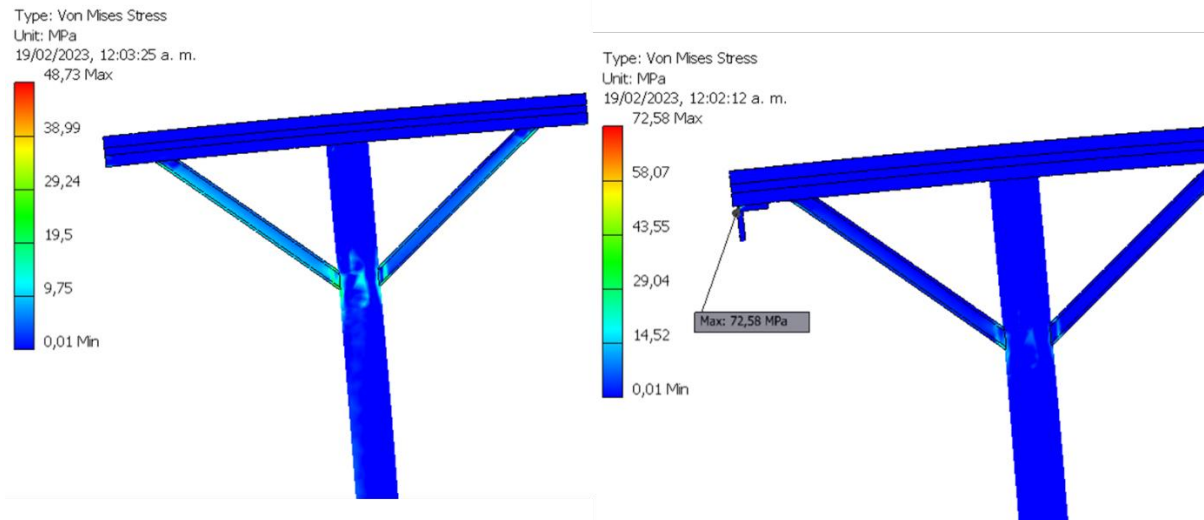


Figura 48. Esfuerzos equivalentes de Von Mises con la Torre cargada en un solo extremo.

El factor de seguridad cuando se considera solo la torre es de 8,012 y de 4,74 cuando se analiza en conjunto con las platinas de las poleas, dichos valores son adecuados para ser una aplicación estructural.

Bajo estos parámetros se alcanza un desplazamiento máximo de 8,012 mm como se aprecia en la Figura 49.

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$8,012 \text{ mm} \leq 8,89 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

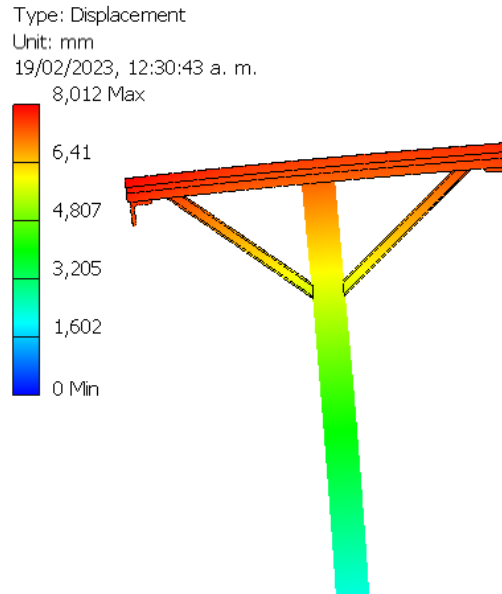


Figura 49. Desplazamiento máximo de la Torre cargada en un solo extremo.

Las reacciones obtenidas en las bases de la estructura para estas condiciones se muestran en la Figura 50.

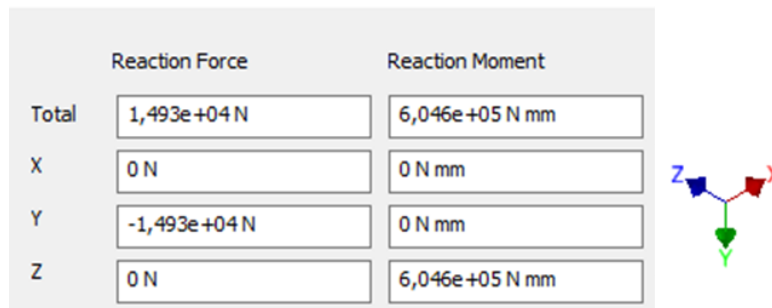


Figura 50. Fuerzas de reacción en la base de la Torre cargada en solo extremo.

Nuevamente se realiza una parametrización de los criterios evaluados para las diferentes alturas que puede tener la torre como se presenta en la Tabla 10.

Tabla 10. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre cargada en un solo extremo.

Altura [m]	Esfuerzo Máximo [MPa]	Evaluación criterio	Desplazamiento Máximo [mm]	Evaluación criterio	Factor de Seguridad	Factor de Seguridad con Platina
1,5	36,23	Cumple	0,9376	Cumple	8,69	4,71
2	50,86	Cumple	1,56	Cumple	6,19	4,52
2,5	64,17	Cumple	2,3	Cumple	4,91	3,87
3	68,95	Cumple	3,095	Cumple	4,57	3,6
3,5	39,88	Cumple	3,921	Cumple	7,89	4,57
4	61,21	Cumple	4,596	Cumple	5,15	4,08
4,5	47,36	Cumple	5,36	Cumple	6,65	4,48
5	49,07	Cumple	6,592	Cumple	6,41	4,52
5,5	46,28	Cumple	7,87	Cumple	6,81	4,85
6	48,73	Cumple	8,012	Cumple	6,46	4,74

Caso 3: Para esta situación se considera una fuerza equivalente sobre la cara frontal de la torre debido a la presión del viento, se aplica sobre la sección más crítica de la torre que puede generar mayores momentos, es decir, la sección del perfil que está en lo alto de la torre. El área que se emplea para el cálculo de dicha fuerza es la proyección de las caras que se encuentran perpendiculares a la dirección del viento.

$$F = P * A$$

$$F = (473 \text{ Pa})(1,483 \text{ m}^2)$$

$$F = 701,459 \text{ N}$$

Cabe aclarar que las normas destinadas a STC destinados a transporte de personas, como la *UNE-EN 12930* [40], indican las consideraciones para el cálculo de la fuerza del viento resultante, en la que se debe tener en cuenta ciertos factores que dependen de la exposición de la estructura y la propia aerodinámica del elemento, no obstante, la fuerza anterior se toma como una aproximación de dicho cálculo para los respectivos análisis de este estudio.

En la Figura 51 se tiene una representación esquemática de las Fuerzas consideradas en esta condición.

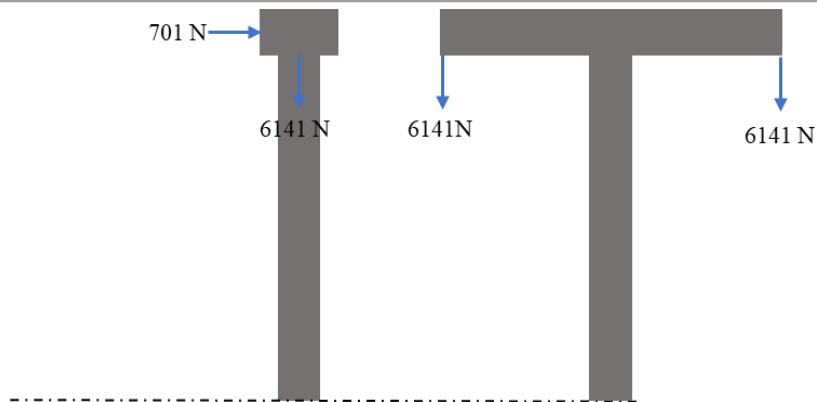


Figura 51. Caso 3: Torre cargada con la fuerza del viento en la cara frontal y el peso del cable.

En la Figura 52 se presenta el comportamiento que tendería a presentar la torre bajo la acción de la presión del viento, además en esta ilustración se aprecia que para una torre de 6 m se tiene un esfuerzo máximo de 161,3 MPa, este se da en la unión de los perfiles principales que conforman la estructura. Esto da un indicio de las secciones más críticas que deben tener cuidado especial en el momento de seleccionar los elementos con los que se realizara la respectiva unión de estos componentes, ya sea por medios mecánicos, como pernos con ayuda de platinas circulares o mediante la unión directa de las partes con la aplicación de soldadura.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{ftuencia}}$$

$$161,3 \leq 315 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

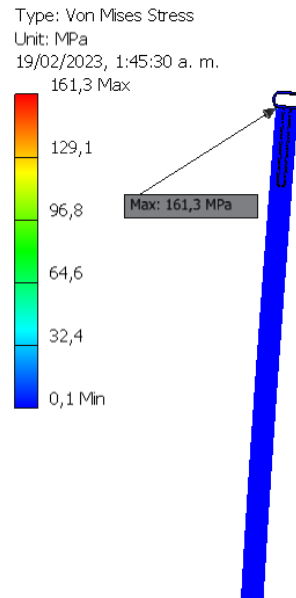


Figura 52. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre bajo la acción del viento en la cara frontal.

La Figura 53 presenta las reacciones que se presentan debido a las cargas aplicadas en la torre de 5,5m bajo estas consideraciones.

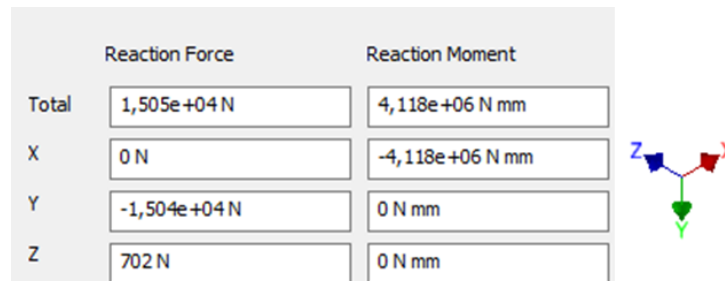


Figura 53. Fuerzas de reacción en la base de la torre cargada con carga del viento frontal.

Para simplificar el análisis en la Tabla 11 se presentan todos los criterios que deben ser evaluados en esta condición.

Tabla 11. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre bajo la acción del viento en la cara frontal.

Altura	Esfuerzo Máximo [MPa]	Evaluación criterio	Desplazamiento Máximo [mm]	Evaluación criterio	Factor de Seguridad
1,5	32,9	Cumple	0,8361	Cumple	9,57
2	42,71	Cumple	2,057	Cumple	7,38
2,5	52,59	Cumple	3,783	Cumple	5,98
3	52,61	Cumple	6,283	Cumple	5,98
3,5	53,37	Cumple	9,979	No Cumple	5,9
4	54,96	Cumple	14,24	No Cumple	5,73
4,5	56,4	Cumple	21,47	No Cumple	5,5
5	114,2	Cumple	26,49	No Cumple	2,75
5,5	138	Cumple	35,06	No Cumple	2,28
6	161,3	Cumple	43,51	No Cumple	1,95

En la anterior tabla se puede apreciar que a partir de la altura de 3,5 m, el criterio del desplazamiento máximo no cumple con el valor de comparación que se tiene que es de 8,8 mm, esto se presenta ya que en alturas de tal criticidad los momentos que se presentan en la base de la estructura son muy altos y no tienen la capacidad total de compensar las cargas que se dan, por otra parte en elementos con tales dimensiones tienden a presentar mayores deflexiones y fenómenos de pandeo de forma similar como ocurre en las columnas. En adición, se presentan dos valores muy bajos de los factores de seguridad que se presentan para las alturas de 5m y 5,5m, esto debido a los grandes esfuerzos en la sección en la que se unen los perfiles de mayores denominaciones de la estructura, en cuanto a la altura de 6 m, se presenta un factor inferior a 2, lo cual es indeseable para esta aplicación. Lo anterior debe solucionarse con elementos auxiliares que estabilicen las torres para alturas superiores a los 3,5 m.

Se hace entonces un nuevo análisis estructural aplicando vientos que brinden mayor estabilidad a la torre, para esto se hace una aproximación por medio de una barra de diámetro pequeño, de tal modo que represente la funcionalidad de los cables que se emplean para tal cometido, no obstante, se debe tener en consideración que el comportamiento mecánico de un cable metálico en una situación real tendrá una conducta distante de un elemento tipo barra, en el que el cable tiende a presentar una resistencia mucho mayor debido a su configuración.

En este nuevo análisis, como se presenta en la Figura 54, se tiene que la torre de mayor altura experimentaría un esfuerzo máximo de 40,31 MPa, el cual sigue presentándose en la sección de mayor criticidad en esta altura, que es en la unión de los perfiles que dan rigidez a la viga superior.

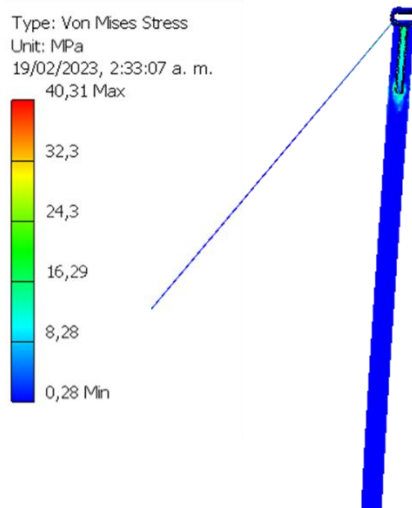


Figura 54. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre con un viento estructural en el área frontal bajo la acción de la presión.

Seguidamente, se procede a realizar de nuevo el análisis de los criterios correspondientes bajo estos nuevos parámetros de instalación, los cuales se resumen en la Tabla 1.

Tabla 12. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre con un viento estructural bajo la acción de la presión en la cara frontal.

Altura	Esfuerzo Máximo [MPa]	Evaluación criterio	Desplazamiento Máximo [mm]	Evaluación criterio	Factor de Seguridad
1,5	32,61	Cumple	0,3974	Cumple	9,66
2	40,62	Cumple	0,5823	Cumple	7,75
2,5	51,89	Cumple	0,7692	Cumple	6,07
3	52,13	Cumple	0,9434	Cumple	6,04
3,5	36,67	Cumple	1,136	Cumple	8,59
4	43,14	Cumple	1,431	Cumple	7,13
4,5	40,39	Cumple	1,666	Cumple	7,79
5	30,63	Cumple	1,864	Cumple	10,28
5,5	30,27	Cumple	2,083	Cumple	10,41
6	40,31	Cumple	2,28	Cumple	7,81

En esta condición, se puede apreciar que el comportamiento de la instalación mejora bajo la acción de este elemento complementario, ya que facilita que se presenten menores desplazamientos máximos y factores de seguridad más aptos para aplicaciones estructurales. Sin embargo, se puede notar que en algunas de las alturas intermedias se presentan valores que distan

de los otros al esperarse una tendencia creciente del esfuerzo máximo en función de la altura, esto puede deberse al tipo de análisis que emplea *Autodesk Inventor* para arrojar los resultados cuando se hacen estudios paramétricos en función de una variable preestablecida, ya que realiza cálculos rápidos para obtener resultados aproximados del comportamiento del sistema de interés. En caso de ser requerido, en estudios posteriores a este, se debe examinar con mayor detenimiento y por separado las alturas de torre que sean implementadas.

Caso 4: De manera similar al caso anterior se evidencia la presencia de cargas debidas a la presión del viento sobre la estructura en las caras laterales, de modo que en este análisis se tienen en consideración dicha fuerza sobre el extremo lateral del perfil rectangular y la carga ejercida por el peso del cable. La fuerza ejercida por la presión del viento es entonces:

$$F = P * A$$
$$F = (473 \text{ Pa})(1,213 \text{ m}^2)$$
$$F = 573,75 \text{ N}$$

En el diagrama de la Figura 55 se muestra la distribución de dichas fuerzas.

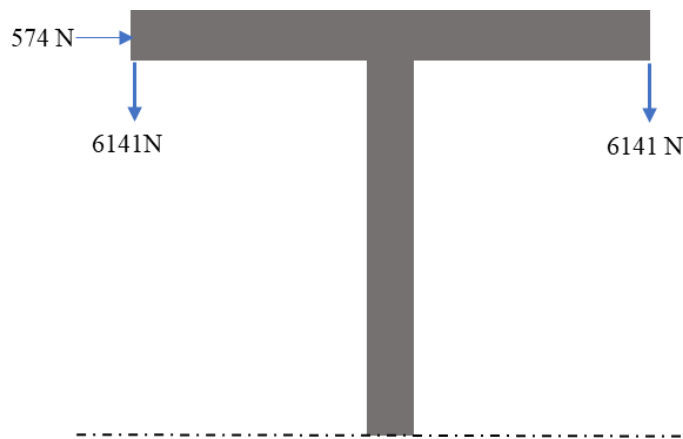


Figura 55. Caso 4: Torre cargada con la fuerza del viento en la cara lateral y el peso del cable.

Mediante un análisis estructural se obtiene un esfuerzo máximo de 149,4 MPa para una torre de 6 m, este se da en uno de los perfiles que dan rigidez al perfil superior como se puede observar

en la Figura 56, en dicho punto se presentan esfuerzos de tracción ya que este perfil trata de compensar el pandeo que se da en la dirección en que impacta el viento contra la estructura

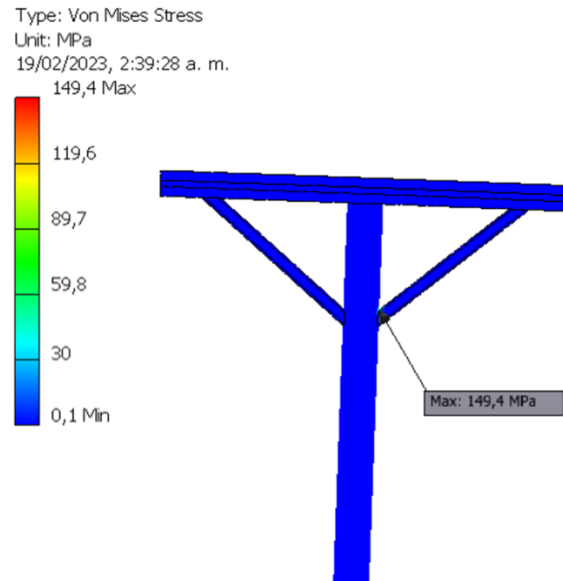


Figura 56. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre bajo la acción del viento en la cara lateral.

Las fuerzas de reacción que se presentan en la base de la torre son las que se muestran en la Figura 57, en este sentido, las cimentaciones que se construyan para este perfil deben ser lo suficientemente resistentes para soportar dichas cargas.

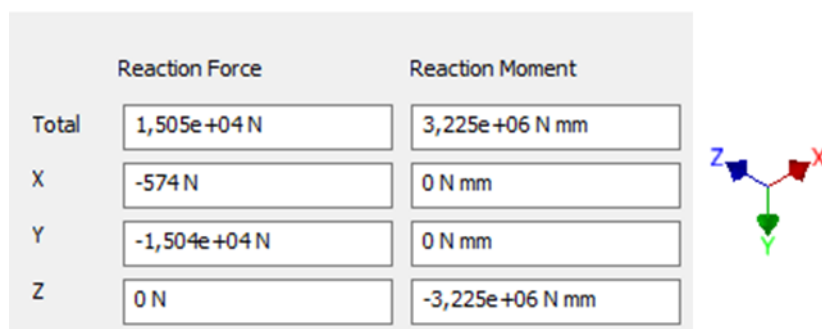


Figura 57. Fuerzas de reacción en la base de la torre con carga del viento lateral.

Simplificando el análisis, en la Tabla 13 se presenta la evaluación de los criterios correspondientes para cada altura.

Tabla 13. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre bajo la acción del viento en la cara lateral

Altura [m]	Esfuerzo Máximo [MPa]	Evaluación criterio	Desplazamiento Máximo [mm]	Evaluación criterio	Factor de Seguridad
1,5	33,49	Cumple	0,8599	Cumple	9,41
2	41,46	Cumple	1,669	Cumple	7,59
2,5	50,63	Cumple	3,335	Cumple	6,22
3	52,31	Cumple	5,285	Cumple	6,02
3,5	64,04	Cumple	8,196	Cumple	4,92
4	73,99	Cumple	11,06	No Cumple	4,26
4,5	80,12	Cumple	15,56	No Cumple	3,93
5	97,55	Cumple	20,78	No Cumple	3,22
5,5	110	Cumple	27,39	No Cumple	2,86
6	149,4	Cumple	34,93	No Cumple	2,1

En este caso se da que a partir de la altura de 4 m el criterio del desplazamiento máximo no cumple con el valor de referencia máximo permitido de 8,89 mm, de igual forma ocurre con los factores de seguridad para las alturas de 5,5 m y 6 m, en las que se espera que el factor sea mínimo de 3 para garantizar una adecuada estabilidad en condiciones extremas. De esta manera se propone la instalación de vientos estructurales que rigidicen el conjunto, de modo que se presenten menores desplazamientos y mayores factores de seguridad. Así pues, el nuevo valor del esfuerzo máximo que se obtiene para la altura máxima es de 49,38 MPa como se presenta en la Figura 58.

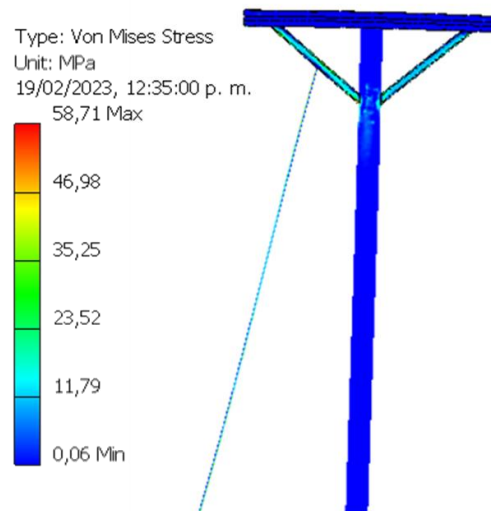


Figura 58. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la Torre con un viento estructural en el área lateral bajo la acción de la presión.

La Tabla 14 presenta los resultados obtenidos en cada una de las configuraciones de altura cuando se instala un viento lateral.

Tabla 14. Criterios de evaluación en función de la altura para la torre con un viento estructural bajo la acción de la presión en la cara lateral

Altura [m]	Esfuerzo Máximo [MPa]	Evaluación criterio	Desplazamiento Máximo [mm]	Evaluación criterio	Factor de Seguridad
1,5	38,4	Cumple	0,5811	Cumple	8,2
2	39,41	Cumple	0,7982	Cumple	7,99
2,5	42,35	Cumple	1,127	Cumple	7,44
3	44,4	Cumple	1,46	Cumple	7,095
3,5	45,33	Cumple	1,826	Cumple	6,95
4	47,67	Cumple	2,185	Cumple	6,61
4,5	48,39	Cumple	2,602	Cumple	6,51
5	49,38	Cumple	3,207	Cumple	6,38
5,5	52,33	Cumple	3,665	Cumple	6,02
6	58,71	Cumple	4,113	Cumple	5,37

Los resultados obtenidos bajo esta nueva condición están alineados con lo esperado antes de aplicar el viento, ya que los tres criterios que se evaluaron mejoraron sus valores. En este caso, solo es pertinente recurrir a dichos componentes auxiliares cuando sea necesaria una torre que supere los 4m.

5.3.6. Diseño de los balancines

En este estudio solo se considera el tipo de configuración de balancines que sirven de soporte al cable portador-tractor, con el que se puede plantear la situación más común que se da en estos sistemas. Dicho esto, para este subsistema se considera un tren de dos poleas que giran solidariamente a medida que el cable se desplaza sobre su garganta. De esta manera se plantea un sistema en que ambas poleas pueden balancearse gracias a un eje central. Para su dimensionamiento se parte del diámetro del cable, y se toman las relaciones recomendadas por Richard Budynas en “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” [38], el cual establece que para cables con configuración 6x19 se debe tener una relación mínima entre el diámetro de la polea y el cable de 26, esto con fin de evitar que el cable pueda fallar por el desgaste generado por el enrollamiento del cable.

$$D_{\text{mín-polea}} = 26 * d_{\text{cable}}$$
$$D_{\text{mín-polea}} = 26 * \frac{1}{2} \text{ in} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}$$
$$D_{\text{mín-polea}} = 330,2 \text{ mm}$$

Para realizar un análisis simplificado de este componente se establece una aproximación de sus dimensiones a partir de valores típicos que se dan para cables de acero y de cáñamo de acuerdo con el diámetro del cable. En este sentido, se determina el material del cual se deben construir dichos elementos, para ello se acude a los planteamientos de Richard Budynas para calcular la presión que ejerce el cable sobre la polea, la cual depende exclusivamente del diámetro de la polea, el diámetro del cable y la tensión. Para esta última se asume que trabaja para la carga máxima que puede soportar el cable seleccionado.

$$p = \frac{2F}{dD}$$
$$p = \frac{2(3930 \text{ kg})(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{(12,7 \text{ mm})(200 \text{ mm})} = 18,39 \text{ MPa}$$
$$p = 2667,39 \text{ psi}$$

De acuerdo con la Figura 59 deben construirse dichas poleas con acero al manganeso para que puedan soportar las condiciones de carga, sin embargo, se puede acudir a materiales que soporten presiones inferiores a la calculada, ya que las estimaciones de la tensión del cable están por encima de valores reales, ya que dicho valor es el límite de rotura permisible del cable en este sistema.

Cable	Material de la polea				
	Madera ^a	Hierro fundido ^b	Acero fundido ^c	Hierros fundidos enfiados ^d	Acero al manganeso ^e
Torzal regular:					
6 × 7	150	300	550	650	1 470
6 × 19	250	480	900	1 100	2 400
6 × 37	300	585	1 075	1 325	3 000
8 × 19	350	680	1 260	1 550	3 500
Torzal Lang:					
6 × 7	165	350	600	715	1 650
6 × 19	275	550	1 000	1 210	2 750
6 × 37	330	660	1 180	1 450	3 300

Figura 59. Presiones radiales máximas permisibles para cables sobre poleas en psi.

Sin embargo, este diámetro de polea es excesivo para el funcionamiento que tendrán ya que el cable solo se superpondrá encima de ellas, lo cual no implica que el enrollamiento del cable alrededor del cable sea lo suficiente para generar algún conflicto, por esto se considera que un diámetro de polea mínimo de 200 mm De la Figura 60 es posible determinar las características geométricas principales de este elemento.

Cables para transmisión		POLEAS PARA CABLES DE ACERO Y DE CAÑAMO						TABLA 43		
POLEAS PARA CABLE DE ACERO										
GARGANTA				CUERPO			Cojinete			
Cable d	r	a		Diámetros		Eje d ₁	Diámetros		Long. l	
		Fund.	Acero	d ₁	d _e		d ₁	d ₂		
3,5-5	2,7	25	25	15	100	130	20-25	25	35	60
5-6,5	3,5	30	30	17,5	125	160	25-30	30	40	
6,5-8	4,5	32	30	20	160	200	25-40	35	45	70
8-10	5,4	36	32	20	200	240	20-50	40	50	
10-13	7	40	36	25	250	300	25-60	45	57	80
13-16	8,5	50	45	30	315	375	30-80	50	62	
16-22	12	60	55	30	400	460	40-100	55	68	90
22-27	14,5	70	65	40	500	580	50-125	60	72	
27-33	18	80	75	45	630	720	60-140	70	85	100
27-33	18	85	80	45	710	800	70-160	80	95	
33-43	23	95	90	50	800	900	80-180	80	105	
40-45	24	105	95	55	800	1010	90-200	100	115	120
40-54	24/29	115	105	60	1000	1120	90-200	110	125	
43-58	26/32	125	110	65	1120	1250	100-220	125	145	140
45-58	26/32	135	120	75	1250	1400	100-220	140	160	160
51-58	32	135	130	75	1400	1550	100-220	160	180	180

Figura 60. Dimensiones de poleas para cables de acero y cañamo.

$$h = 25mm$$

$$d_e = 200 mm$$

$$d_f = d_e - 2h = 150 \text{ mm}$$

$$d_1 = 35 \text{ mm}$$

$$d_2 = 45 \text{ mm}$$

$$a = 36 \text{ mm}$$

$$l = 70 \text{ mm}$$

Para simplificar la construcción, se propone emplear bujes o casquillos de bronce, en lugar de rodamientos, para que les brinden a las poleas los correctos grados de libertad que requieren para girar alrededor de un eje o pasador. No obstante, para establecer cual opción es la más viable, se requiere realizar los análisis correspondientes de los comportamientos estáticos y dinámicos de este conjunto, los cuales están por fuera de las limitaciones de este estudio. Además, se espera usar guarniciones de caucho anexas a cada polea, para evitar el desgaste excesivo entre el contacto metal-metal entre la mordaza y la polea, de modo que la construcción y mantenimiento sea más simple. El análisis que se realiza es para verificar que la polea diseñada sea capaz de soportar tanto la carga generada por el cable como la de la canasta cuando está a máxima capacidad.

El planteamiento de las poleas de apoyo se realiza de manera complementaria al sistema que se desea desarrollar, por lo que solo se tiene una concepción previa de manera ilustrativa. Así pues, en la Figura 61 se presenta este componente, el cual se fabrica de AISI SAE 1045 HR, el casquillo de bronce SAE 40, guarnición de caucho y platinas de aluminio 6061.

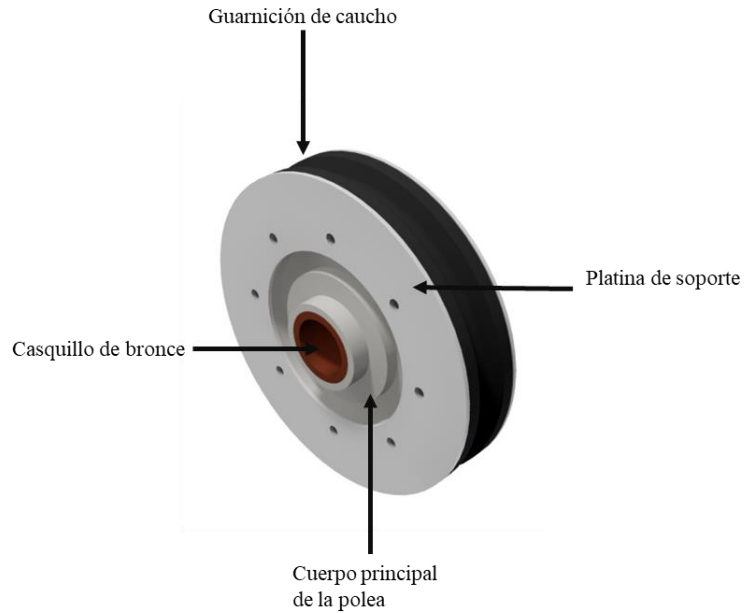


Figura 61. Polea de soporte.

En la Figura 62 se presenta de forma resumida el comportamiento que tendería a presentar una polea de manera independiente cuando es sometido al peso del cable y al peso de una cabina, de esta se puede deducir, en un primer análisis, que los criterios de diseño que se están considerando cumplen con lo esperado, en el que los esfuerzos máximos de los materiales empleados están por debajo de sus esfuerzos de fluencia, así como también los factores de seguridad deseados, en el que el mínimo se presenta en la parte fabricada con caucho al ser la que está en continuo contacto con el cable, por otra parte, el desplazamiento máximo se considera aceptable, ya que este se da en la guarnición, la cual permite tener tolerancias mayores comparada con los valores esperados en elementos metálicos.

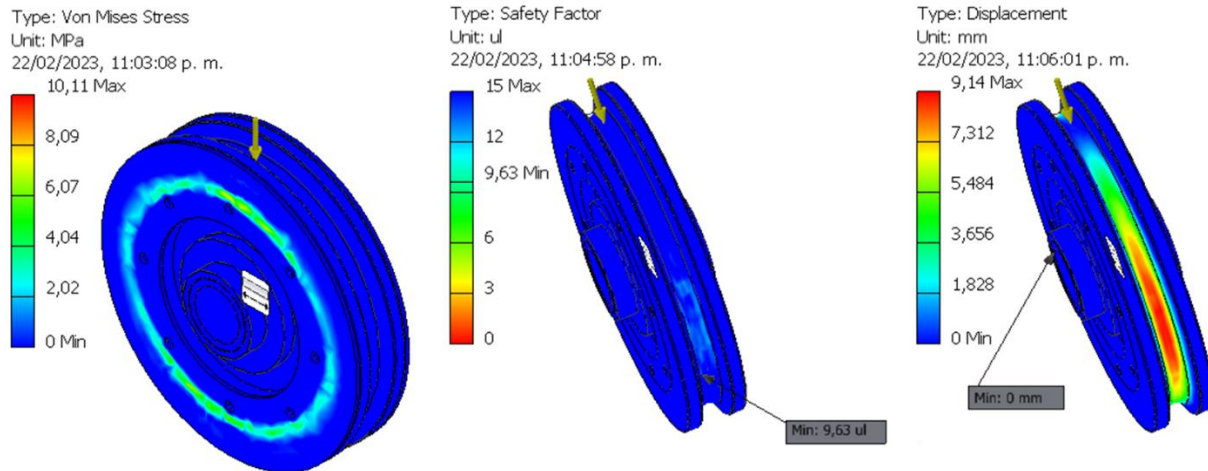


Figura 62. Análisis estático de la polea de apoyo.

En adición, se puede apreciar en la Figura 63 los elementos básicos con los que contaría un balancín con dos poleas.

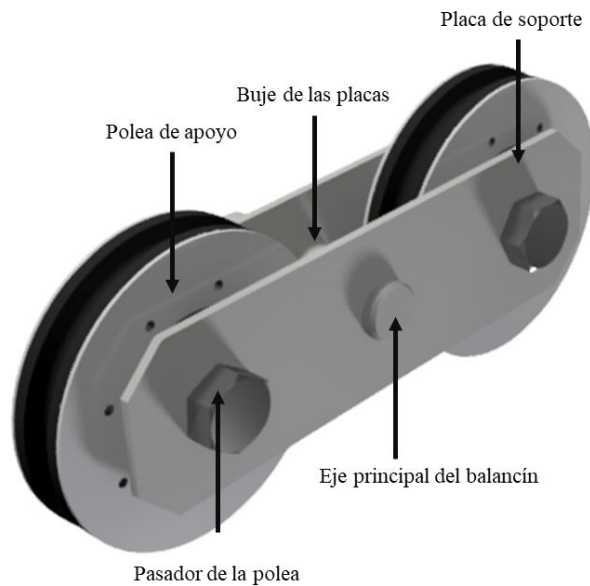


Figura 63. Elementos principales del balancín.

5.3.7. Cálculo de la potencia del motor

En este apartado se hace el cálculo específico de la potencia mínima requerida por el sistema para poder entrar en operación según las condiciones de carga a las que sea sometido, con el cual se puede hacer un estimado del motor requerido. En este sentido, se recurre al procedimiento empleado por Duque en “Notas de cálculos mecánicos, banco de la cadena cinemática para un

laboratorio de STC”, en el cual emplean las ecuaciones dictadas por Miravete [41]. En primera instancia se determinan los estados de carga del sistema.

$$Q_v = 30 \text{ kg} \rightarrow \text{Peso de una cabina}$$

$$Q_v = 80 \text{ kg} \rightarrow \text{Peso de una cabina cargada}$$

Para establecer la carga ejercida por la totalidad de las cabinas es pertinente conocer la longitud total del cable, en este sentido se tiene en cuenta la consideración previa de que el trayecto por recorrer en un solo sentido tiene una distancia de 1000 m, por lo que se tiene una longitud de línea de 2000 m. Con base en este valor se determina la distancia que se debe conservar entre góndolas (e) para lograr el cometido de transportar, en un solo recorrido de los vehículos, al menos 500 kg de carga.

$$e = \frac{2000 \text{ m}}{10 \text{ cabinas}} = 200 \text{ m}$$

Las fuerzas que intervienen en el sistema están dadas de acuerdo con el estado en que se encuentren los vehículos, ya sean con o sin carga.

$$P_v = 30 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 294,3 \text{ N}$$

$$P_{tv} = 10 * 30 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2943 \text{ N}$$

$$P_c = 80 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 784,8 \text{ N}$$

$$P_{tc} = 10 * 80 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 7848 \text{ N}$$

Donde:

P_v peso de un canasto sin carga.

P_{tv} peso total de los canastos sin carga.

P_c peso de un canasto cargado.

P_{tc} peso total de los canastos con carga.

De ante mano, en el diseño de las torres, se había establecido que para 1000 m de cable el peso de este es de 6141 N. por lo que la línea genera una fuerza $P_r = 12282,12 N$.

El escrito del que se toman estas deducciones como referencia, establece ciertas tensiones con anterioridad, de modo que sea posible llegar a determinar la potencia requerida por el sistema. Como primer parámetro se determina la tensión inferior de la línea cargada (T_{Bottom}), la cual puede ser definida como se muestra a continuación:

$$T_{Bottom} = 0,75 * \frac{1}{2} * P_{tc}$$

$$T_{Bottom} = 0,75 * \frac{1}{2} * 7848 N$$

$$T_{Bottom} = 2943 N$$

Análogamente se establece la tensión que se genera en la línea cuando se encuentra cargada (T_{TopLB}):

$$T_{TopLB} = T_{Bottom} + \left(P_{longitudCable} + \frac{P_c}{e} \right) * \Delta h$$

Donde Δh es la diferencia vertical que se tiene entre los puntos inicial y final del recorrido, en este caso, al no conocerse las características del terreno en cuestión, ya que se espera pueda ser adaptable en diferentes contextos, se toma una distancia que sea el parámetro bajo el cual se pueda determinar las alturas máximas en cuestiones topográficas que pueda tener el sistema. Por tanto, se asume que es aproximadamente 750 m.

$$T_{TopLB} = 2943 N + \left(0,626 \frac{kg}{m} * 9,81 \frac{m}{s^2} + \frac{784,8 N}{200 m} \right) * 750 m$$

$$T_{TopLB} = 10491,795 N$$

De esta misma manera se establece la tensión superior cuando la línea se encuentra sin carga:

$$T_{TopUB} = T_{Bottom} + \left(P_{longitudCable} + \frac{P_v}{e} \right) * \Delta h$$

$$T_{TopUB} = 2943 + \left(0,626 \frac{kg}{m} * 9,81 \frac{m}{s^2} + \frac{294,3 N}{200 m} \right) * 750 m$$

$$T_{TopUB} = 8652,42 N$$

Con base en estas dos tensiones se puede establecer la tensión de arranque mínima requerida por el sistema para poder mover todas las cargas implicadas.

$$T_a = T_{TopLB} - T_{TopUB}$$

$$T_a = 10491,795 N - 8652,42 N$$

$$T_a = 1839,375 N$$

En este análisis, Duque también considera las fuerzas inerciales que están implicadas en estos desarrollos, las cuales están relacionadas directamente con los efectos traslacionales y rotacionales.

$$F_{inercial} = M * a$$

$$M = M_r + M_t$$

Donde:

M es la relación existente entre el efecto rotacional y el traslacional.

a es la aceleración de arranque del sistema. La norma *UNE-EN 12930* [40] establece que dicho valor de aceleración debe ser por lo menos $0,15 \text{ m/s}^2$.

En este documento se toma como referencia el libro de Miravete de Transportadores y elevadores, para indicar que los efectos rotacionales son el 10% de los traslacionales.

$$M_t = m * l * 0,5$$

$$M_r = M_t * 0,1$$

Donde:

m es la relación másica del vehículo.

l es la longitud en ascenso o descenso.

$$m = masa_{longitudCable} + \frac{masa_{vehiculo}}{e}$$

La fuerza inercial cuando el sistema está cargado ($F_{inercial-cargado}$), se presenta a continuación:

$$m_{cargado} = 0,626 \frac{kg}{m} + \frac{80 kg}{200 m}$$

$$m_{cargado} = 1,026 \frac{kg}{m}$$

$$M_t = 1,026 \frac{kg}{m} * 1000 m$$

$$M_t = 1026 kg$$

$$M_r = 1026 kg * 0,1$$

$$M_r = 102,6 kg$$

$$M = 1026 kg + 102,6 kg$$

$$M = 1128,6 kg$$

$$F_{inercial-cargado} = 1128,6 kg * 0,15 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{inercial-cargado} = 169,29 N$$

Para establecer la fuerza inercial cuando el vehículo se encuentra sin carga ($F_{inercial-sin\ carga}$), se realiza un procedimiento similar al anterior.

$$m_{cargado} = 0,626 \frac{kg}{m} + \frac{30 kg}{200 m}$$

$$m_{cargado} = 0,776 \frac{kg}{m}$$

$$M_t = 0,776 \frac{kg}{m} * 1000 m$$

$$M_t = 776 kg$$

$$M_r = 776 kg * 0,1$$

$$M_r = 77,6 kg$$

$$M = 776 kg + 77,6 kg$$

$$M = 853,6 kg$$

$$F_{inercial-sin\ carga} = 853,6 kg * 0,15 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{inercial-sin\ carga} = 128,04 N$$

Las fuerzas inerciales calculadas permiten establecer las tensiones generadas en el sistema cuando es acelerado o desacelerado.

Sistema acelerado:

$$T_{m\acute{a}x-ancel} = (1 + 0,1)T_{TopLB} + F_{inercial-cargado}$$

$$T_{m\acute{a}x-ancel} = (1 + 0,1) * 10491,795 N + 169,29 N$$

$$T_{m\acute{a}x-ancel} = 11710,26 N$$

$$T_{m\acute{i}n-ancel} = (1 - 0,1)T_{TopUB} - F_{inercial-sin carga}$$

$$T_{m\acute{i}n-ancel} = (1 - 0,1) * 8652,42N - 128,04 N$$

$$T_{m\acute{i}n-ancel} = 7659,138 N$$

Sistema desacelerado:

$$T_{m\acute{a}x-desacel} = (1 - 0,1)T_{TopLB} + F_{inercial-cargado}$$

$$T_{m\acute{a}x-desacel} = (1 - 0,1) * 10491,795 N + 169,29 N$$

$$T_{m\acute{a}x-ancel} = 9611,91N$$

$$T_{m\acute{i}n-ancel} = (1 + 0,1)T_{TopUB} - F_{inercial-sin carga}$$

$$T_{m\acute{i}n-ancel} = (1 + 0,1) * 8652,42N - 128,04$$

$$T_{m\acute{i}n-ancel} = 9389,622 N$$

En conjunto con los resultados anteriores, se deben establecer las fuerzas periféricas que experimenta la polea motriz, la cual es una fuerza tangencial que da razón de la fuerza mínima necesaria para vencer la inercia del sistema cuando parte del reposo. Dicha fuerza se puede establecer como la diferencia existente entre las tensiones máximas y mínimas.

$$F_{peri-cargado} = 11710,26N - 7659,138N$$

$$F_{peri-cargado} = 4051,122 N$$

$$F_{peri-sin carga} = 9611,91N - 9389,622N$$

$$F_{peri-sin carga} = 222,29 N$$

Como es sabido, el cálculo de la potencia para las condiciones del sistema requiere que se establezca el torque mínimo, el cual es función del radio de la polea motriz. Este último puede determinarse a partir de diámetro del cable, la norma *UNE-EN 12927-2*, indica que, para un adecuado comportamiento entre el cable y la polea, la relación existente entre estos debe ser por lo

menos de 80, de tal modo que la volante tendría un diámetro de 1,016m. Sin embargo, se establece un diámetro de polea que iguale el ancho de vía que se determinó en el dimensionamiento de las torres.

$$\tau_{cargado} = F_{peri-cargado} * R_{polea}$$

$$\tau_{cargado} = 4051,122 \text{ N} * \frac{1,6 \text{ m}}{2}$$

$$\tau_{cargado} = 3240,89 \text{ Nm}$$

$$\tau_{sin carga} = F_{peri-sin carga} * R_{polea}$$

$$\tau_{sin carga} = 222,29 \text{ N} * \frac{1,6 \text{ m}}{2}$$

$$\tau_{sin carga} = 177,832 \text{ Nm}$$

En este sentido, la potencia del motor puede ser estimada teniendo en cuenta el mayor torque requerido y la velocidad angular con la que debe girar la polea motriz para que los canastos puedan desplazarse a la velocidad deseada. Se espera entonces que la velocidad lineal de las góndolas sea inferior a 0,5 m/s, con el fin de poder brindar una adecuada estabilidad de la carga que sea transportada y que su embarque y desembarque pueda ser controlado.

La velocidad angular ω se puede estimar recurriendo al comportamiento de un movimiento circular uniforme.

$$V = \omega R$$

$$\omega = \frac{0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,8 \text{ m}} = 0,625 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega = 5,97 \text{ RPM}$$

La potencia mínima requerida es de:

$$P = \tau_{cargado} \omega$$

$$P = 3240,89 \text{ Nm} * 0,625 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 2025,56 \text{ W} \approx 2,72 \text{ HP}$$

Se aplica un factor de seguridad 2 a dicha potencia para brindar una mayor tolerancia en términos de capacidad del sistema, ya que en la transmisión de potencia se suelen tener pérdidas de eficiencia, por tanto, la potencia nominal del motor debe ser de al menos 5,4 HP (4,05 kW), esta aproximación se hace con el fin suplir las pérdidas de energía que se presentan en los sistemas de transmisión. Con dicho valor es posible emplear un motorreductor comercial, se realiza una simplificación de la selección en el que se recurre a un motorreductor de engranajes helicoidales con ejes coaxiales. Este motor se encuentra comercialmente y la marca *Weg* dispone de este tipo [42], entre sus especificaciones generales indica que puede tener relaciones de transmisión entre 2,44 y 22405, torques de hasta 18000 Nm y potencias entre 0,12 kW y 75 kW, por lo que se puede recurrir a diferentes reductores de acuerdo a las solicitudes de potencia según las condiciones de cada proyecto. La Figura 64 presenta este reductor.

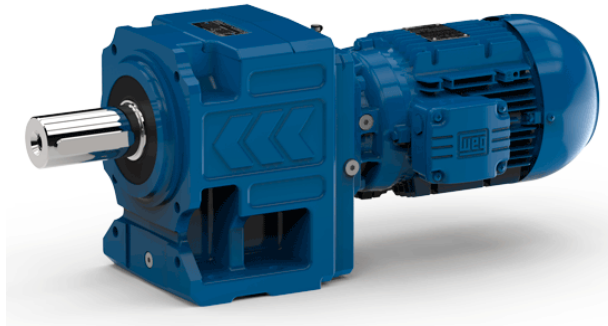


Figura 64. Motorreductor de ejes coaxiales de la marca *Weg*

Fuente: <https://cutt.ly/14ADAFG>.

El fabricante de este producto dispone de una herramienta computacional que permite realizar la selección del motor de acuerdo con ciertos parámetros de entrada [43]. En este sentido, en la Figura 65 se muestran los datos ingresados para una instalación que tiene un recorrido de 1000 m, una diferencia de altura de 750 m y 500 kg de carga en movimiento.

Búsqueda moto-reductores Versión 6.0.2458.404 **cat4CAD**

Velocidad de salida	<=	6	[r.p.m.]	Rendimiento η	IE3 \geq 0,12 kW (EUSAS)
Par de salida	>=	3200	[Nm]	Gama motores	sin entrada
Potencia motor P_N	>=	4	[kW]	Tamaño reductor	sin entrada sin entrada
Factor de servicio f_B	>=	0,8		Tamaño motor	sin entrada
Temperatura ambiente	+20	[°C]		No. de polos	4
Régimen de servicio	S1			Alimentación	sin entrada
Ejecución entrada	montaje directo			Frecuencia nominal motor	60 Hz

Figura 65. Ingreso de parámetros para selección del motorreductor.

Fuente: <https://cutt.ly/64ADJ4X>

De esta búsqueda se tiene que el motor que mejor se ajusta a las condiciones básicas del sistema es el *CG164-11P-L132M-04G-TH-TF*, cuyas dimensiones generales se muestran en la Figura 66. Como dato de importancia se tiene que dicho conjunto tiene un peso de 753 kg.

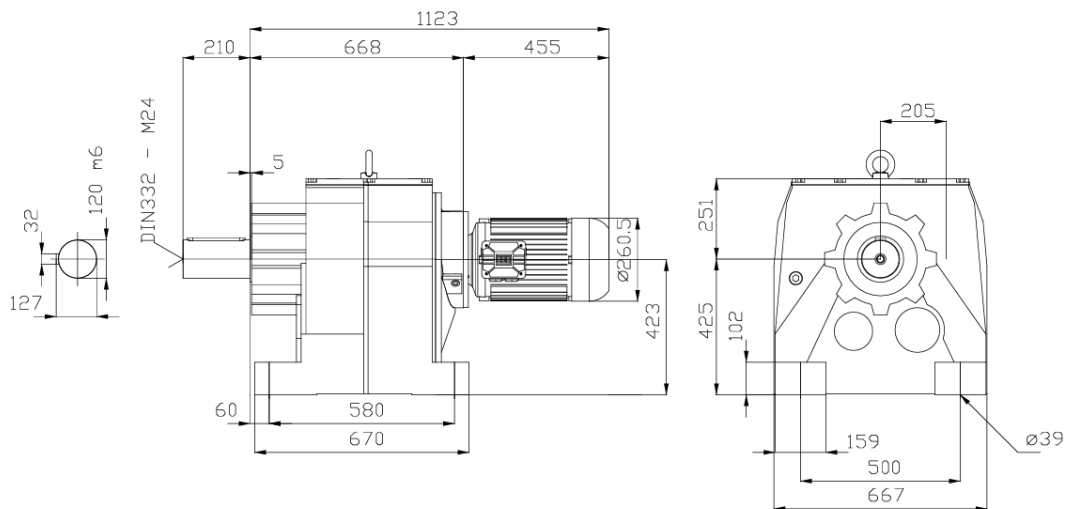


Figura 66. Dimensiones del motorreductor seleccionado.

Cabe aclarar que el anterior motor tendrá limitaciones para suplir las condiciones de carga en caso de que se requiera de una instalación de mayor capacidad el cual tiene una potencia de 9,2 kW. Por otra parte, se pueden generar conflictos en el dimensionamiento de la estación que alberga la unidad motriz, ya que dicho motor tiene un peso considerable y dimensiones que llegan a superar el medio metro debido al tamaño del reductor de velocidades que trae incorporado, el cual tiene una relación de transmisión de 311 para poder alcanzar las bajas velocidades que requiere la polea

motriz. Por este motivo, se decanta por la elección de un motor que tenga especificaciones menores y que al mismo tiempo su potencia pueda escalarse para solicitudes mayores, no obstante, dicho cambio implica que el reductor no tenga la capacidad de alcanzar valores inferiores a las 6 RPM, efecto que puede ser mitigado con la implementación de un variador de frecuencias para el motor eléctrico.

Dicho esto, se toman las dimensiones de la clase de motores C133, los cuales tienen dimensiones inferiores a los C164 y pueden alcanzar un peso máximo de 500 kg, las medidas generales se presentan en la Figura 67. Las dimensiones no especificadas en dicha imagen varían en función de la potencia nominal, para este tipo de motor se pueden alcanzar potencias hasta de 30 kW. Cuando se tiene una potencia de 4 kW la velocidad mínima de salida de 8,1 RPM y para la potencia máxima de 30 kW se logra tener una reducción que alcanza las 36 RPM. En este sentido un motor con potencia de 30 kW precisa de una carcasa 200L, la cual dispone una longitud de 1266 mm.

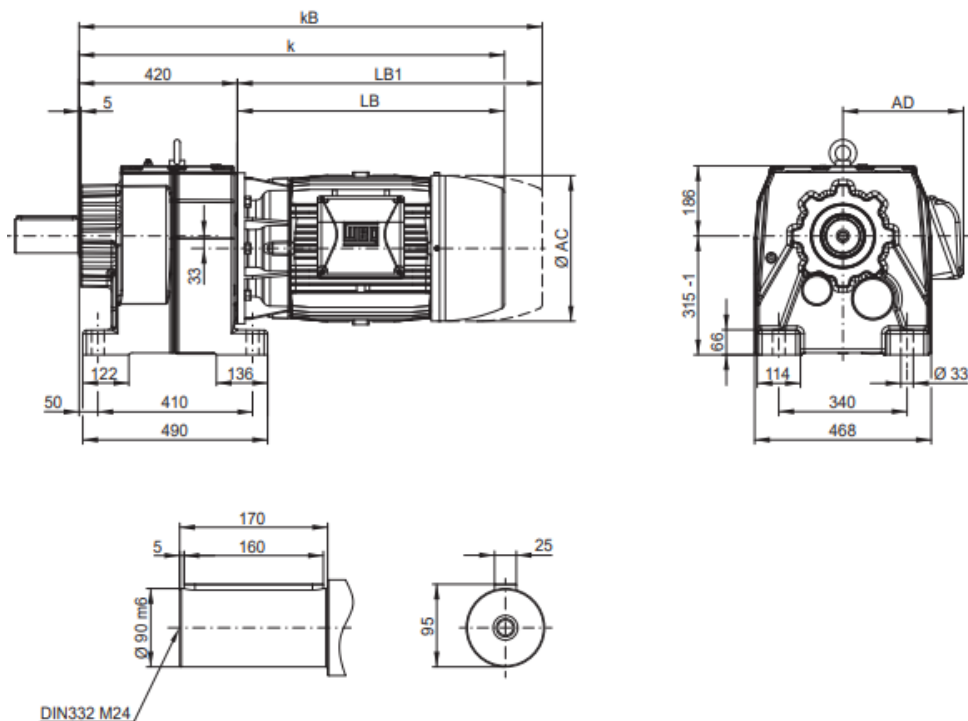


Figura 67. Dimensiones generales de los motorreductores Weg con reductor clase C133.

Las especificaciones técnicas del motor de mayor capacidad que puede ser empleado se muestran en la Figura 68.

Datos operación :				Características motor :	
Temperatura ambiente :	+20		°C	Serie :	Motor Modular WEG (EUSAS)
Régimen de servicio :	S1			Housing material :	Hierro fundido
Características reductor :				Rendimiento η :	IE3-94,1%
Potencia térmica máx. permanente a +20 °C y servicio S1 :	43		[kW]	Serie motores :	22P
Velocidad de salida :	36		[r.p.m.]	Potencia motor :	30 [kW]
Par de salida :	8027		[Nm]	Velocidad nominal :	1780 [r.p.m.]
Factor de servicio :	1.00			Par nominal :	161 [Nm]
Gear stages :	3			Tensión :	460 [V]
Relación de reducción :	49.87			Frecuencia :	60 [Hz]
Juego circunferencial (min-máx) :	4' - 7'			Conexiónado :	D
Par de entrada admisible FB1 :	160.4		[Nm]	Intensidad nominal :	50.0 [A]
Velocidad entrada máx. perm. :	3400		[r.p.m.]	Arranque a intensidad nominal :	8.3
Forma montaje :	M1			'cos ψ ' :	0.80
Eje de salida :	Ø 90 m6 x 170		[mm]	Grado de protección :	IP 55
Chavetero :	DIN6885.1			Posición caja bornes :	Lado 1 entrada cable lado I
Pintura :	LC1 - Instalación interior, atmósfera neutra NDFT 60 μ m (C1 - DIN EN ISO 12944-5)			Clase aislamiento :	F
Color :	RAL 7011 (Gris hierro)			Momento de inercia :	320 x 10 ⁻³ [kgm ²]
Lado entrada :				Rango de tensión - 50 Hz :	380-420 V (D), 660-690 V (Y), 190-210 V (DD), 330-365 V (YY)
Tipo :	montaje directo			Rango de tensión - 60 Hz :	440-480 V (D), 220-240 V (DD), 380-415 V (YY)
Eje entrada :	Ø 38 m6			Caja de conexiones :	9 terminales, 12 cables (hilos)
Brida entrada :	FR-400				
Otras ejecuciones del reductor :					
Lubrificante :	Aceite mineral - CLP ISO VG220				

Figura 68. Especificaciones técnicas de un motorreductor de 30 kW.

Como se especificó con anterioridad, el hecho de acudir a un motorreductor que no tenga la capacidad de alcanzar velocidades inferiores a 6 RPM en su eje de salida, se debe hacer uso de un variador de frecuencias. Para este estudio solo se realiza la elección del elemento, el cual hará parte del panel de control, gracias al cual es posible controlar todas las variables eléctricas que permiten la manipulación del sistema, por ejemplo, los elementos que facilitan el arranque, la parada y regulación de la velocidad y frenado de la unidad motriz. Se acude una vez más al fabricante *Weg*, el cual cuenta con una amplia gama de variadores, en este caso se utiliza un variador de la serie *CFW700* para diversas aplicaciones industriales [44], las características generales de esta serie se presentan en la Figura 69.

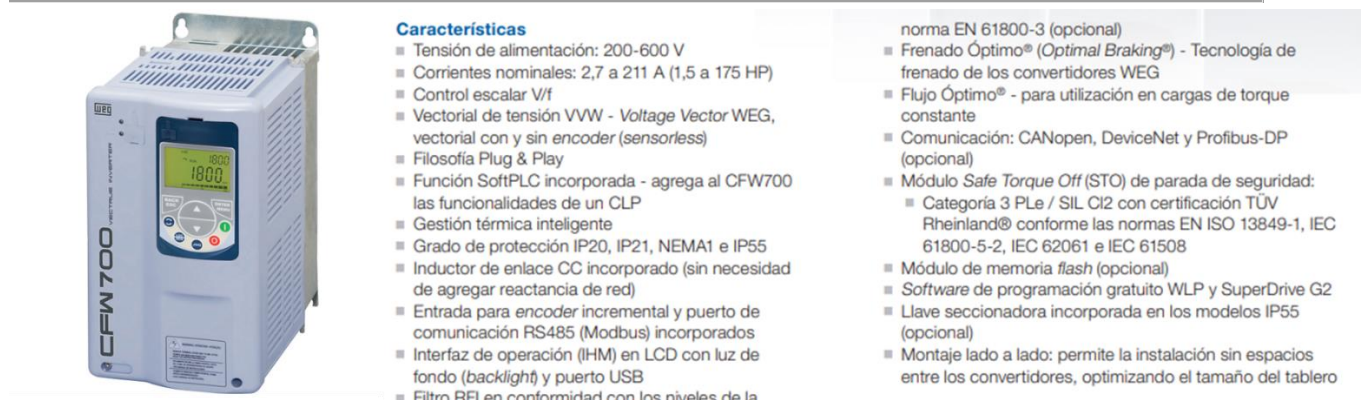


Figura 69. Características generales de la serie de variadores de frecuencia CFW700.

Fuente: <https://cutt.ly/K4ADB2x>

El anterior tipo variador es apropiado para ser empleado con un motor de 30 kW, ya que este requiere de una corriente nominal de 50 A y una tensión de 460 V, y admite tensiones de alimentación comprendidas entre los 200 V y 600 V, y una corriente nominal que puede ir desde 2,7 A hasta 211 A, para lo cual se pueden tener potencias que alcanzan los 175 HP. De esta manera, se pueden alcanzar velocidades en la salida del reductor por debajo de 6 RPM, mediante la programación adecuada para tener frecuencias inferiores a 60 Hz.

Por otra parte, dado que la pendiente máxima del perfil de elevación del sistema tiene relación directa con los parámetros del lugar en el que se llegue a realizar la instalación, se toman las condiciones preestablecidas en el cálculo de la potencia inicial del motor para una longitud de línea de 1000 m y una diferencia de altura de 750 m, adicionalmente, para la estimación de la fuerza de no deslizamiento, se asumió una inclinación crítica del 100%. Se determina entonces que el sistema podría llegar a tener como máximo una pendiente de 45°. A pesar de ello, dicho valor debe ser verificado en las diferentes topografías en que se requiriese el sistema, esto es posible mediante la estimación de las tensiones por medio del cálculo de catenarias u aproximaciones del comportamiento del cable como parábolas, las cuales varían en función de las solicitudes de carga de cada aplicación. Cabe aclarar que las tensiones definidas anteriormente, dan un valor inicial del cual se puede partir y realizar modificaciones según el tipo de aplicación.

5.3.8. Diseño de la polea motriz

La polea que se considera en este apartado es la que permite la tracción del cable desde la estación motriz, se toma como base inicial el ancho de vía definido en el cálculo de las torres, para

el cual se estima un diámetro externo de la polea de 1600 mm, este valor es adecuado, teniendo en cuenta que la relación mínima entre el diámetro de la polea y el cable debe estar entre 80 y 100. Para su diseño se propone un elemento dividido en varias partes, de modo que su construcción pueda ser simplificada.

En primera medida se toma como referencia algunas de las consideraciones establecidas por Guerrero para el dimensionamiento de las poleas del tren de transmisión [18]. En la Figura 70 se presentan algunas de las medidas a tener en cuenta en el diseño de estos elementos.

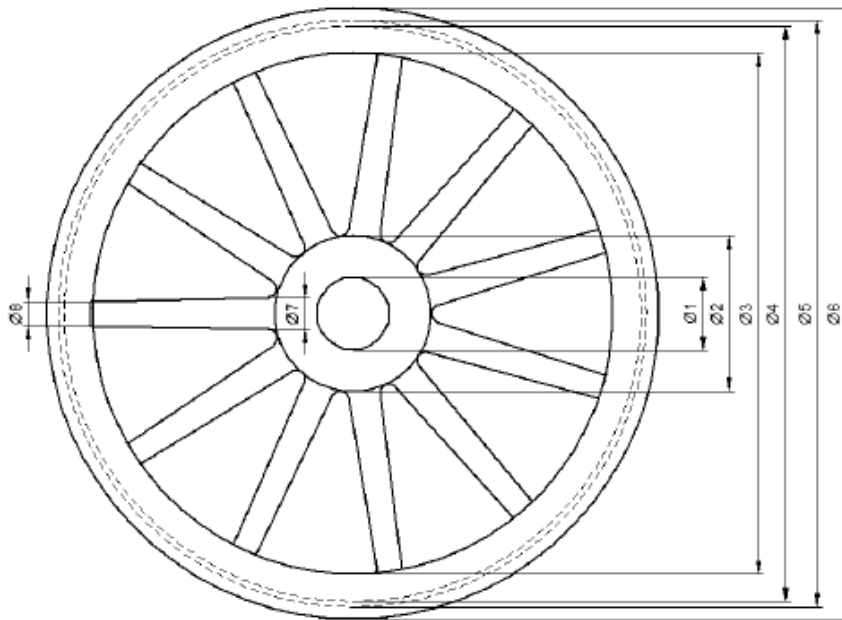


Figura 70. Esquema de las poleas principales.

En este tipo de polea se recomienda que la presión ejercida sobre la garganta de la polea no exceda los 25 MPa. En este caso se asume que la tensión máxima admisible en el sistema es la que puede soportar el cable seleccionado por medio de su límite de ruptura.

$$p_g = \frac{2T_{m\acute{a}x}}{dD}$$

$$p_g = \frac{2(3930kg)\left(\frac{9,81m}{s^2}\right)}{(12,7\text{ mm})(1600\text{ mm})}$$

$$p_g = 3,79\text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

Por otra parte, las dimensiones de la llanta se pueden deducir en función del diámetro del cable, la Figura 71 muestra un esquema de dichas dimensiones.

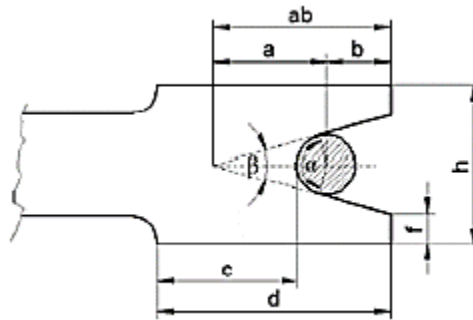


Figura 71. Dimensiones de la llanta de soporte.

$$b = \phi_{cable}$$

$$b = 12,7 \text{ mm}$$

$$\phi_6 = (2 * b) + \phi_5$$

$$\phi_6 = (2 * 12,7 \text{ mm}) + 1600 \text{ mm} = 1625,4 \text{ mm}$$

$$\phi_4 = \phi_6 - 2(1,5 * b)$$

$$\phi_4 = 1625,4 \text{ mm} - 2(1,5 * 12,7) = 1587,3 \text{ mm}$$

$$a = \frac{b/2}{\text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right)}$$

$$a = \frac{12,7\text{mm}/2}{\text{sen}\left(\frac{45}{2}\right)} = 16,593 \text{ mm}$$

$$ab = 16,593 \text{ mm} + 12,7 \text{ mm} = 29,293$$

$$h = 2[ab * \tan\left(\frac{\beta}{2}\right) + f]$$

Se recomienda que el espesor mínimo de pared (f) sea mayor a 11 mm.

$$h = 2 \left[29,293\text{mm} * \tan\left(\frac{45}{2}\right) + 12,867\text{mm} \right] = 50 \text{ mm}$$

Con este valor se puede establecer el diámetro máximo que puede alcanzar el agujero de la polea es:

$$d_{agujero} = \frac{2T_{m\acute{a}x}}{p_g h}$$

$$d_{agujero} = \frac{2 * 3930kg * 9,81 \frac{m}{s^2}}{3,79MPa * 0,05 m} = 0,4069 m$$

En este caso se hace la simplificación del dimensionamiento de este agujero tomando como referencia la velocidad angular de la volante y la potencia del motor.

$$d_{agujero} = 120 \sqrt[4]{\frac{HP_{motor}}{RPM_{volante}}}$$

$$d_{agujero} = 120 \sqrt[4]{\frac{10 HP}{6 RPM}} = 136 mm$$

Para simplificaciones del cálculo se toma un valor base de 90 mm, dado que el anterior cálculo es un diámetro recomendado y no un valor mandatorio. El diámetro del cubo debe ser como mínimo 1,4 veces el diámetro del agujero y su longitud 1,5 veces dicho diámetro.

$$d_{cubo} = 1,4 * d_{agujero}$$

$$d_{cubo} = 1,4 * 90 mm = 126 mm$$

$$L = 1,5 * d_{agujero}$$

$$L = 1,5 * 90mm = 135 mm$$

No obstante, con el fin de que la polea pueda tener un adecuado apoyo sobre la sección del eje principal destinado para ella y a su vez evitar que pueda chocar con elementos tales como la estructura principal de la estación motriz, se toma una longitud de cubo de .157,5 mm.

Antes del modelamiento se hacen las comprobaciones que recomiendan Budynas y Nisbett para verificar que la relación entre el cable y la polea sean adecuadas [38]. Dado que dichas consideraciones dependen de la resistencia última del alambre (S_u), la cual no es suministrada por los fabricantes de cables de acero, se toma un valor aproximado recomendado de 280 kpsi, el cual es típico en alambres de acero arado mejorado.

En este sentido se debe determinar la tensión permisible a la fatiga cuando el alambre se flexiona cierto número de veces sobre la polea (f_f).

$$F_f = \frac{(p/S_u) S_u dD}{2}$$

El valor de p/S_u depende del ciclo de vida que tenga el cable al enrollarse sobre la polea, es decir, el número de veces que sea flexionado hasta llegar a la falla. Esta relación se establece como se muestra en la Figura 72, para ello se asume que el ciclo de vida del cable es infinito.

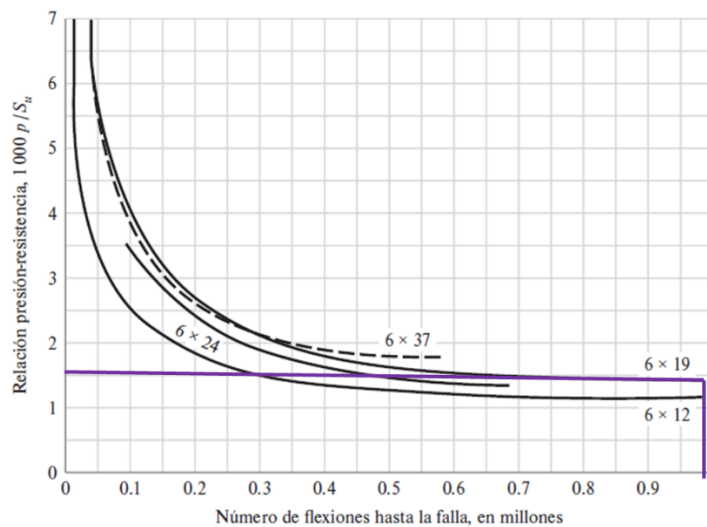


Figura 72. Relación entre la vida a la fatiga de un cable de acero y la presión de la polea.

Se tiene entonces que $p/S_u = 0,0015$, por tanto:

$$F_f = \frac{(0,0015)(280kpsi)(0,5 in)(62 in)}{2}$$

$$F_f = 6,51 \text{ klb}$$

También se requiere determinar la carga de flexión a la ruptura con el fin de establecer el factor de seguridad por fatiga (n_f). Esta carga depende del módulo de Young del cable (E_r), el diámetro de los alambres (d_w), el área de la sección transversal del metal (A_m) y el diámetro de la polea.

$$F_b = \frac{E_r d_w A_m}{D}$$

$$F_b = \frac{(12 \times 10^6 \text{ psi})(0,03125 \text{ in})(0,40 * (0,5 \text{ in})^2)}{62 \text{ in}}$$

$$F_b = 0,6048 \text{ klb}$$

El factor de seguridad por fatiga (n_f) es entonces:

$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_t}$$

Donde F_t es la tensión mayor de trabajo en klb, la cual debe ser limitada al 40% de la carga de trabajo que fue calculada a partir de la carga de ruptura. Esta simplificación se realiza con el fin de poder estar en el rango recomendado para este factor.

$$1 \leq n_f \leq 1,5$$

$$n_f = \frac{4,2 \text{ klb} - 0,6048 \text{ klb}}{3,466 \text{ klb}} = 1,037 \rightarrow \text{Cumple}$$

El factor de seguridad estático no se especifica, ya que desde un comienzo se consideró que el cable estará sometido la fuerza máxima que puede soportar, teniendo en cuenta un factor de seguridad mínimo de 3, por lo que las posibles tensiones que se presenten en cada aplicación deben ser inferiores a dicho valor. La fuerza de tensión que se estima en este estudio se presenta en una situación muy crítica en la que se asume que el cable está a punto de fallar.

Con lo anterior prestablecido, se puede realizar el modelamiento de este componente, el cual se divide en cuatro subsecciones, las cuales son la manzana de la polea, los brazos, la placa de unión y la guarnición de caucho. Además, cuenta con unas tapas que le dan firmeza a la llanta de caucho, la cual tiene el perfil de la garganta en la que se sobrepone el cable. Estas partes se plantean por separado, de modo que en su construcción se puedan disminuir los costos que pueden conllevar algunos procesos de manufactura, el conjunto completo tiene un peso aproximado de 78 kg. En la Figura 73 se presenta un esquema de lo anterior.

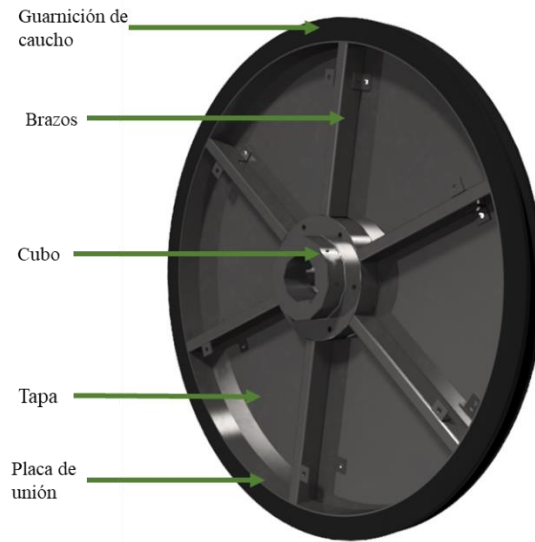


Figura 73. Polea principal.

Los brazos de estas poleas se fabrican de perfiles rectangulares ASTM A500 grado 50 de 50 mm x 25mm x 2,5 mm, de modo tal que garanticen la estabilidad de la llanta y rigidicen el conjunto. Por otra parte, tanto el cubo como la placa de unión se pueden fabricar con un acero al carbono AISI 1045 HR, la placa puede tener un espesor de 6 mm. Teniendo en cuenta estos materiales, se realiza un análisis estático simplificado de la resistencia de dichos elementos de acuerdo con las cargas a las que se somete, en este caso se tiene tanto el peso de la estructura como la tensión a las que es sometido, en la Figura 74 se ejemplifica esta situación.

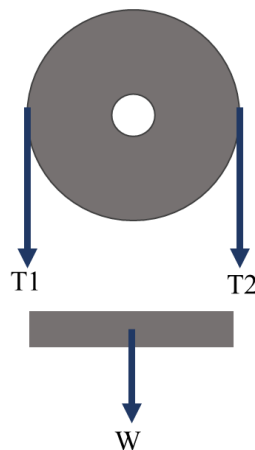


Figura 74. Polea bajo la acción de las tensiones y su propio peso.

La tensión por considerar entonces es de 38553,3 N y el peso de 706,32 N, con esto se tienen entonces que el esfuerzo máximo es de 33,75 MPa, el cual se da entre la placa de unión y la guarnición, la Figura 75 da cuenta de esto. El acero AISI 1045 HR tiene un esfuerzo de fluencia de 310 MPa [45]. En cuanto al factor de seguridad mínimo, la estructura presenta un valor de 3,41, este se presenta en la guarnición de caucho, por lo que el valor se considera apto ya que dicho material puede reemplazarse con facilidad en caso de falle luego de cumplir con su ciclo de vida

$$E_{S_{Máx}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$33,75 \leq 310 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

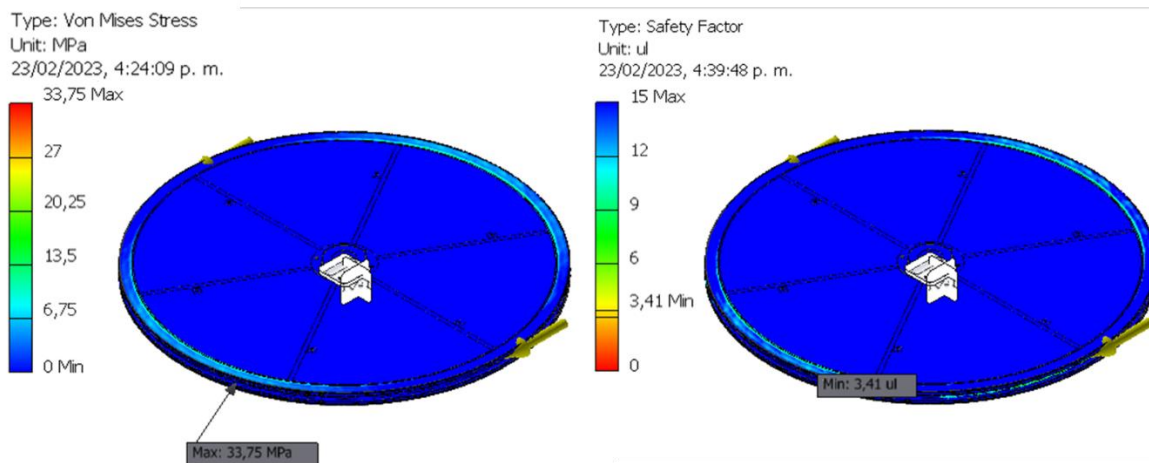


Figura 75. Criterios de evaluación de la polea motriz sometida a tensión y su propio peso.

Como era de esperarse, el mayor desplazamiento se presenta en el material polimérico, esto se da, ya que, respecto al resto de elementos metálicos, los materiales plásticos permiten tener mayores deformaciones sin superar el límite de elasticidad en el que pierden su flexibilidad, generando así deformaciones permanentes. Se da así, un desplazamiento máximo de 8,148 mm en la garganta de la guarnición y en la estructura metálica se presenta un desplazamiento máximo de 0,2845 mm, como se aprecia en la Figura 76.

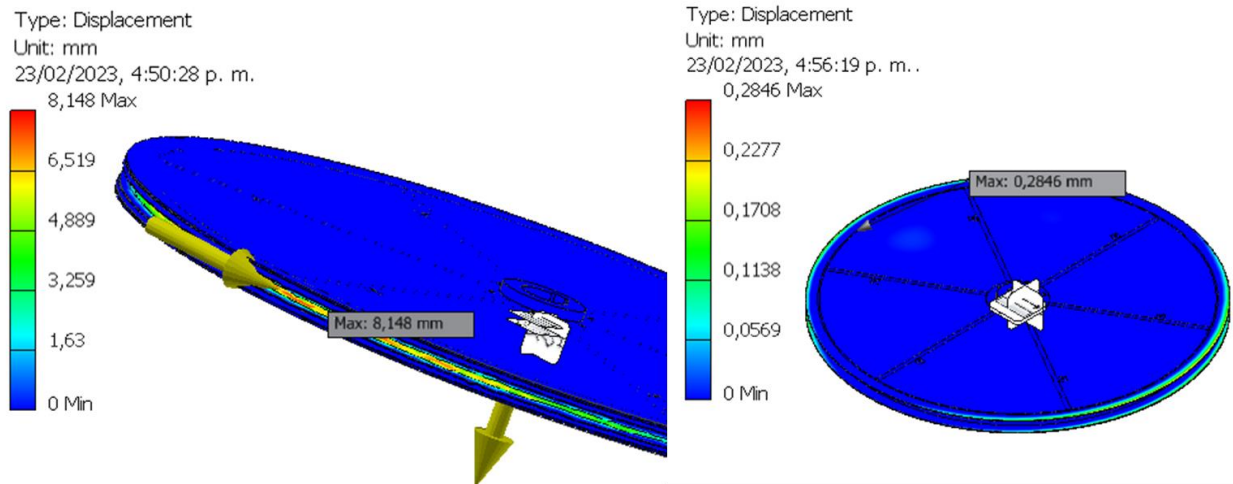


Figura 76. Desplazamiento máximo de la polea motriz sometida a tensión y su propio peso.

En este caso no se evalúa el criterio de la longitud del elemento respecto a un factor de 180, ya que estos elementos circulares no presentan el comportamiento estructural de una viga o una columna, para lo cual se propone que, en estudios venideros, antes de la aplicación en un proyecto real, se hagan análisis de fatiga de modo que sea posible determinar la criticidad del elemento luego de cierto número de ciclos de trabajo.

Complementando este análisis, se presenta la situación en la que se asume que las dos tensiones se trasladan a un solo punto, cuya línea de acción pasa por el centro de la polea y actúa en la garganta de la guarnición, con la Figura 77 se da mayor claridad sobre el caso en cuestión.



Figura 77. Polea bajo la acción de las tensiones trasladadas y su propio peso.

Se obtiene un esfuerzo máximo de 28,64MPa en la estructura metálica, un factor de seguridad mínimo de 4,02 y un desplazamiento máximo de 8,155 mm en la guarnición, sin considerar el caucho se alcanza un desplazamiento máximo de 0,3002 mm. Estos valores se presentan en la Figura 78.

$$Es_{M\acute{a}x} \leq Es_{Fluencia}$$
$$28,64 \leq 310 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

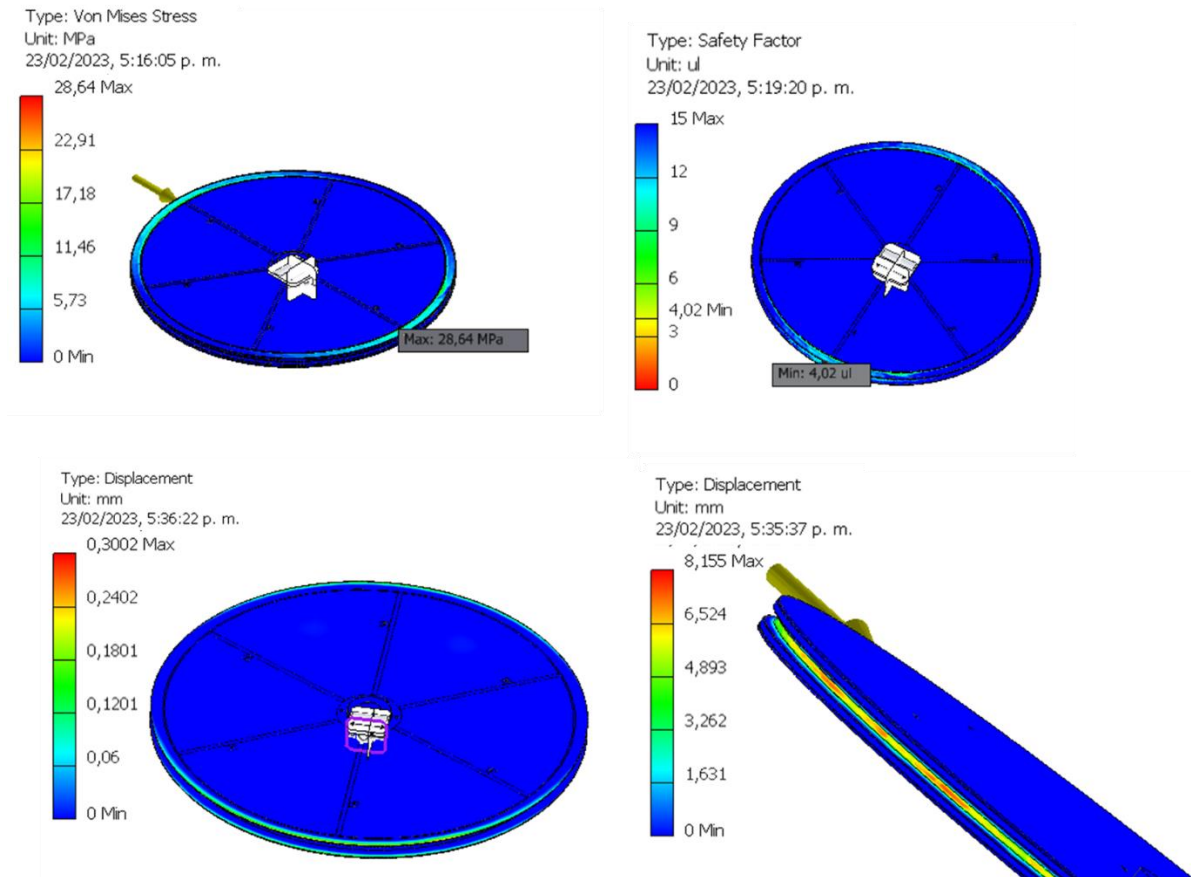


Figura 78. Criterios de evaluación del análisis estático de la polea motriz sometida a una tensión equivalente y su propio peso.

Al igual que el caso anterior, se debe plantear para investigaciones posteriores un análisis por fatiga de modo que sea posible establecer si las deformaciones de los elementos circulares son apropiadas para la aplicación en cuestión, de modo que dichos desplazamientos no incurran en fallos prematuros de tal componente.

Finalmente se puede plantear el caso en que solo se transmite el torque desde el motor hasta la polea, cuyo valor tiene una estimación de 3240 Nm. La representación de esta situación se ilustra con la Figura 79.

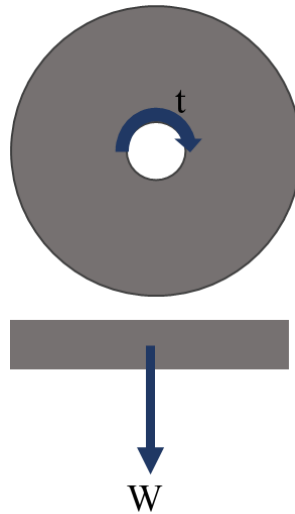


Figura 79. Polea bajo la acción del torque transmitido y su propio peso.

Se puede notar que bajo esta condición los criterios de diseño que están considerando son aptos, solo bajo el efecto del torque se alcanza un esfuerzo máximo de 10,84 MPa, el cual se genera justo en el lugar en el que se transmite la potencia por medio de la chaveta, además, se alcanza un desplazamiento máximo de 0,02528 mm. Esto puede ser verificado en la Figura 80.

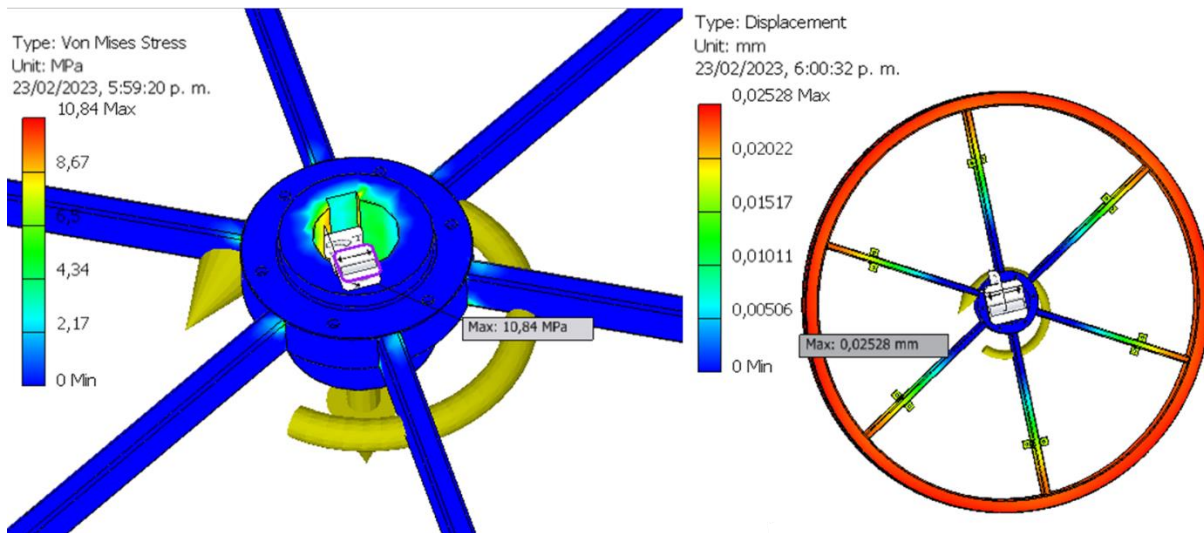


Figura 80. Criterios de evaluación del análisis estático de la polea bajo la acción del torque transmitido y su propio peso.

La anterior situación puede ser analizada teniendo en cuenta el torque que se genera debido a la carga de trabajo cuando se considera la fuerza de ruptura del cable.

$$\tau_{ruptura} = F_{ruptura} * R_{polea}$$

$$\tau_{ruptura} = 38553,3 \text{ N} * 0,8\text{m}$$

$$\tau_{ruptura} = 30842,712 \text{ Nm}$$

En la Figura 81 se presentan los resultados obtenidos para este estado de carga, del cual se obtiene un esfuerzo máximo de 103,1 MPa y un desplazamiento máximo de 0,033 mm, estos siguen siendo valores aptos para garantizar la resistencia mecánica de la volante bajo cargas estáticas.

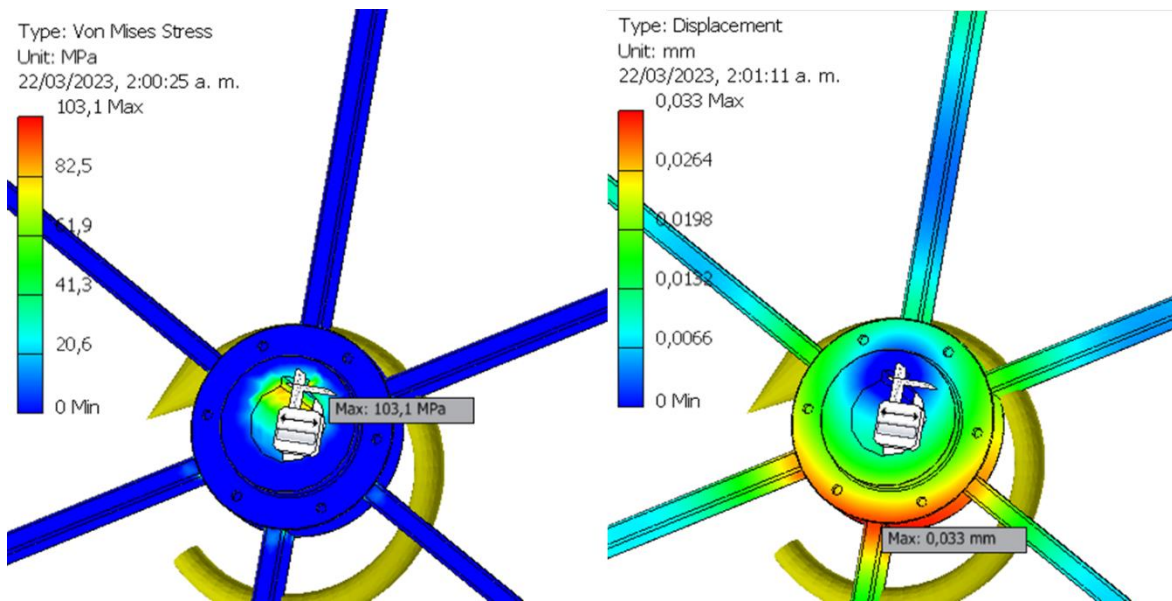


Figura 81. Criterios de evaluación del análisis estático de la polea bajo la acción del torque necesario para la carga de ruptura del cable.

Ahora se procede a plantear un diseño preliminar del eje que dispondrá la volante principal, esto se hace para establecer únicamente las dimensiones que darán paso al espaciado de la estación motriz. Para este estudio solo se realiza un análisis estático de dicho eje empleando la herramienta de cálculo de ejes de *Autodesk Inventor*, con el fin de verificar que cumpla con los criterios de rigidez recomendados por Budynas [38].

En el dimensionamiento de este elemento se debe considerar un acople comercial, del cual se deben conocer sus medidas generales para la sección del eje en el que se dispondrá dicho componente, por este motivo se recurre al catálogo comercial de acoples de *Renold* [46], para su elección se sigue el procedimiento recomendado por ellos, en este sentido se parte de la potencia

máxima que podría llegar a tener el sistema, la cual es de 30kW. Seguido de esto se determina que las cargas que transporta son de impulsividad media (M) debido a los arranques y paros del sistema que puede experimentar. Posteriormente se establece un factor de servicio (fd) de 1,5 suponiendo que el sistema operará entre 3-10 horas al día y un factor de arranques por hora (fs) de 1,2 asumiendo que se tendrán entre 1 y 30 arranques en ese intervalo de tiempo, por tanto, la potencia de selección (ks) es:

$$ks = k * fd * fs$$

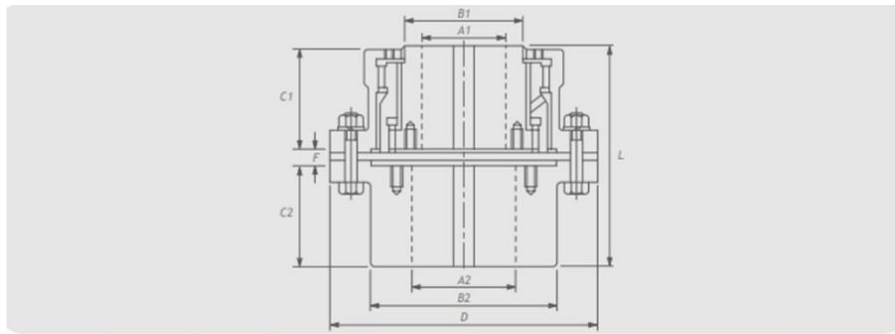
$$ks = 30kW * 1,5 * 1,2 = 54 kW$$

Con este valor se establece la potencia equivalente a 100 RPM, la cual requiere el catálogo para la elección del acople:

$$P(@100RPM) = \frac{ks * 100}{RPM}$$

$$P(@100RPM) = \frac{54kW * 100RPM}{28 RPM} = 193 kW$$

El acople de dicho fabricante que se ajusta a estas condiciones es un GF50VA, se considera una potencia superior a la calculada a 100RPM de modo que el eje del motor tenga la mayor área de contacto posible con el acople, dicho dispositivo tiene un diámetro externo de 389 mm, una longitud de 318 mm y un peso de 187 kg. En la Figura 82 se pueden apreciar dichos parámetros.



Tamaño de acoplamiento	Potencia /100rpm kW	Par nominal Nm	Velocidad máx.** rpm	Interior A1		Interior A2		Dimensiones								Desplaz. Máx. mm	
				Máx.* mm	Min. mm	Máx. mm	Min. mm	B1 mm	B2 mm	C1 mm	C2 mm	D mm	F mm	L mm	Masa kg		WR ² kg m ²
GF15VA	14,9	1423	7100	46	14	75	20	60	98	49	47	152	8	104	9	0,019	0,8
GF20VA	28,2	2693	5400	57	20	95	27	76	124	62	60	178	8	130	17,5	0,044	1,0
GF25VA	48	4584	4800	78	27	110	27	102	148	77	75	213	9	161	30	0,107	1,2
GF30VA	77,6	7411	4250	90	27	130	39	117	173	91	89	240	10	190	40	0,200	1,4
GF35VA	128	12224	4000	110	39	155	39	143	201	106	104	279	12	222	64	0,446	1,7
GF40VA	196	18718	3600	127	39	180	55	165	233	121	116	318	13	250	94	0,842	2,0
GF45VA	312	29796	3290	145	55	200	55	191	262	135	130	346	17	282	128	1,350	2,3
GF50VA	431	41161	2920	165	55	225	55	216	294	153	148	389	17	318	187	2,800	2,6
GF55VA	578	55199	2630	185	55	250	55	241	324	175	164	425	17	356	245	3,940	3,0
GF60VA	857	81844	2320	205	55	265	55	267	349	188	182	457	20	390	300	5,130	3,4
GF70VA	1096	104668	2120	225	55	310	55	292	406	221	221	527	23	465	475	11,040	3,9

Figura 82. Selección de acople.

En este sentido se procede a modelar el eje respectivo, el cual se divide en cuatro subsecciones, las cuales corresponden a la polea, los dos rodamientos y el acople. En la Figura 83 se presenta dicho elemento



Figura 83. Eje de la polea motriz.

Procediendo de esta manera se agregan las fuerzas a las que es sometido, en la Figura 84 se presenta un diagrama de fuerzas de dicha situación. En este se considera el máximo torque que puede transmitir al eje la gama de motores que fue seleccionada, cuyo valor ronda los 10000 Nm, este debe ser contrarrestado por el mismo que se transfiere del eje a la polea; además se tiene en cuenta el peso de la polea, la mitad del peso del acople y la tensión máxima que puede experimentar el sistema. Se hace la aclaración que el material del cual se desea construir es AISI 4140 el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 685 MPa [47], la elección de este material se realiza teniendo en cuenta sus bondades mecánicas, ya que, al tener tal resistencia, admite mayores cargas en comparación de otros aceros de uso frecuente en ejes.

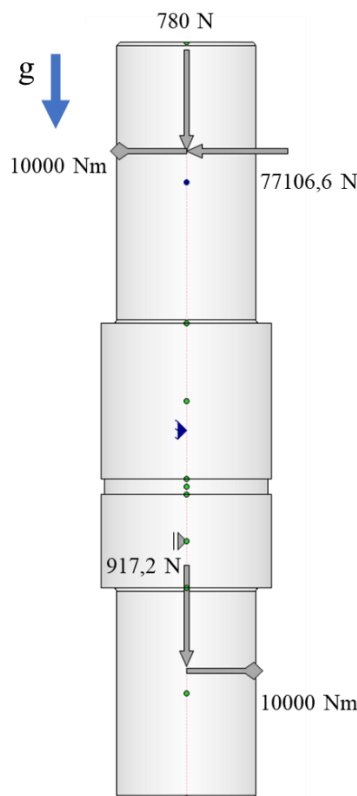


Figura 84. Diagrama de fuerzas del eje principal.

De esta configuración se puede determinar el diagrama de fuerza cortante y momento flector con el fin de establecer los puntos más críticos del eje, en la Figura 85 se presentan los resultados obtenidos para este.

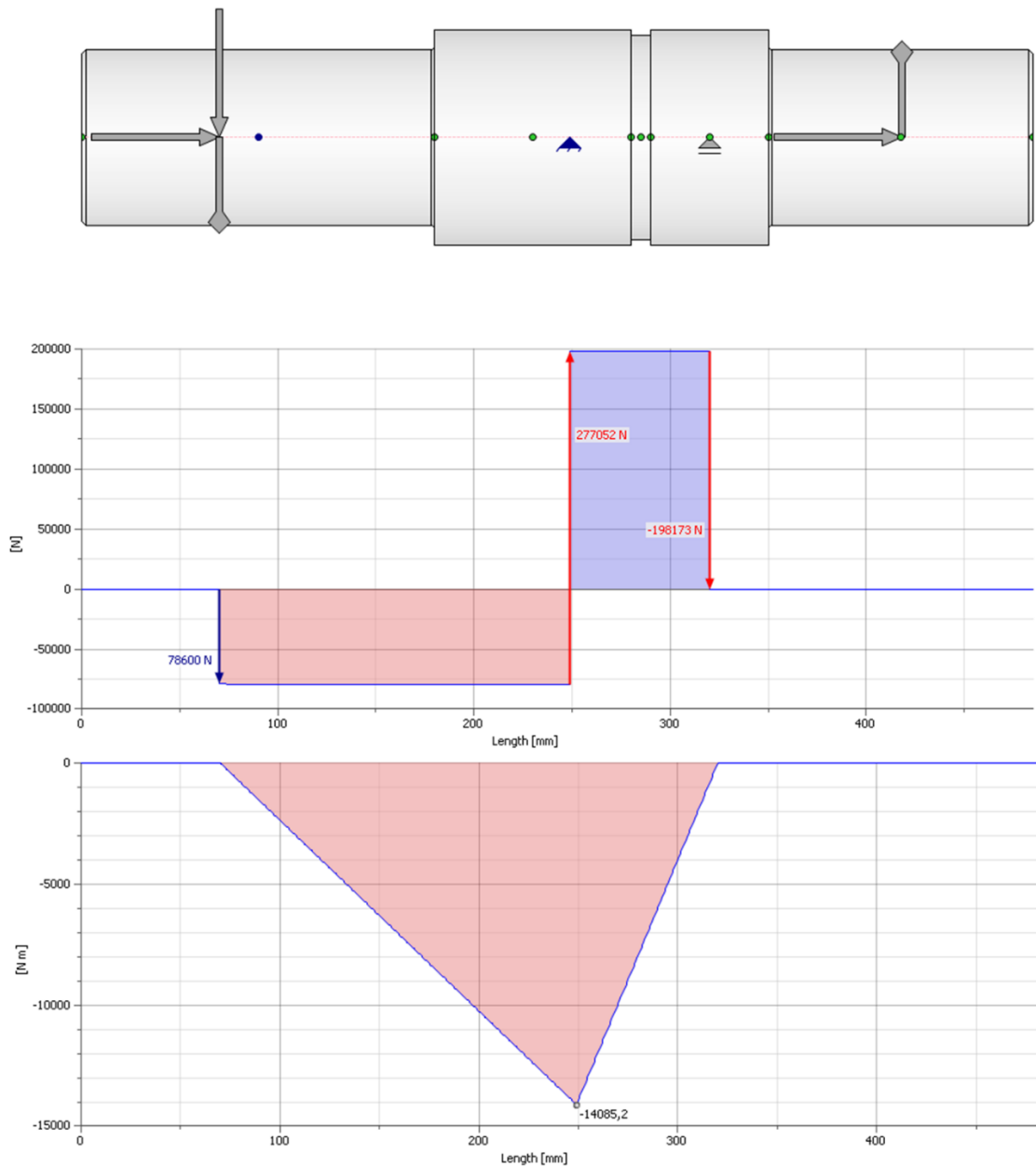


Figura 85. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje de la polea.

Por otra parte, se determinan los esfuerzos máximos que experimenta el conjunto, el cual experimenta un cortante máximo de $69,862 \text{ MPa}$ debido a la torsión pura, en cuanto al esfuerzo de tensión máximo se da justo donde se posiciona el rodamiento fijo con un valor de $120,911 \text{ MPa}$, estos valores pueden ser consultados en la Figura 86.

Results	
L	485,000 mm
Mass	28,383 kg
σ_B	120,911 MPa
τ_S	22,900 MPa
τ	69,862 MPa
σ_T	0,144 MPa
σ_{red}	172,479 MPa
f_{max}	382,106 microm
ϕ	-0,28 deg

Figura 86. Esfuerzos máximos y ángulo de torsión del eje.

Adicionalmente, en la Figura 87 se presentan las reacciones generadas en los dos apoyos, donde se aprecia que el rodamiento fijo soporta la mayor carga, la cual es debida al peso de los componentes que sostiene y la tensión del cable.

Soporte fijo		Soporte móvil	
F_Z	1662,560 N	F_Z	0,000 N
F_Y	277051,731 N	F_Y	-198173,389 N
F_X	0,000 N	F_X	0,000 N

Figura 87. Reacciones en los rodamientos.

De forma análoga se procede a realizar una comprobación analítica de los cálculos realizados por el programa, para empezar, se realiza el diagrama de fuerzas mostrado en la Figura 88.

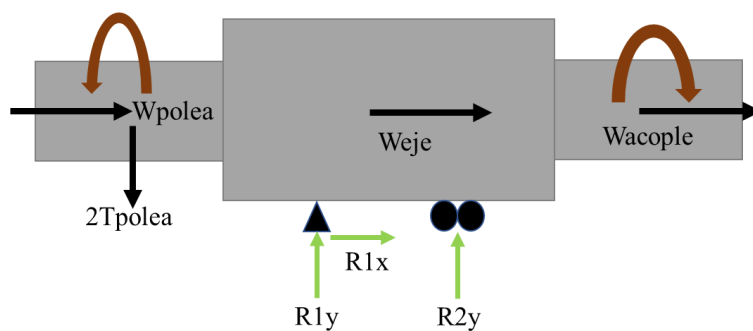


Figura 88. Diagrama de fuerzas para el cálculo analítico del eje.

En primera instancia se deben establecer las reacciones en los apoyos, para esto se hace sumatoria de fuerzas y de momentos en el apoyo fijo.

$$\begin{aligned} \rightarrow_+ \sum F_x &= 0 \\ R_1x + W_{polea} + W_{eje} + W_{acople} &= 0 \\ R_1x &= -1972 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrow_+ \sum M_1 &= 0 \\ 2T * X_T + R_2y * X_{R2} &= 0 \\ R_2y &= \frac{-2T(182)}{65} \\ R_2y &= -215898,48 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow_+ \sum F_y &= 0 \\ R_1y + R_2y + W_{eje} - 2T &= 0 \\ R_1y &= 2T - R_2y \\ R_1y &= 293005,08 \text{ N} \end{aligned}$$

Seguidamente se procede a realizar los cortes respectivos, como se muestra en la Figura 89, para determinar las fuerzas normales, cortantes y momentos flectores.

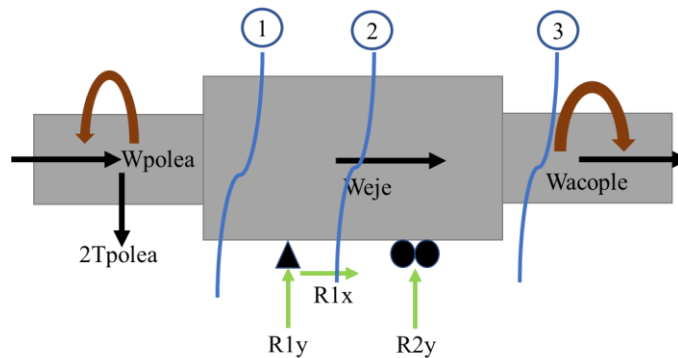


Figura 89. Cortes del eje para determinar la fuerza cortante y el momento flector.

Corte 1 ($70 \leq X < 252,5$):

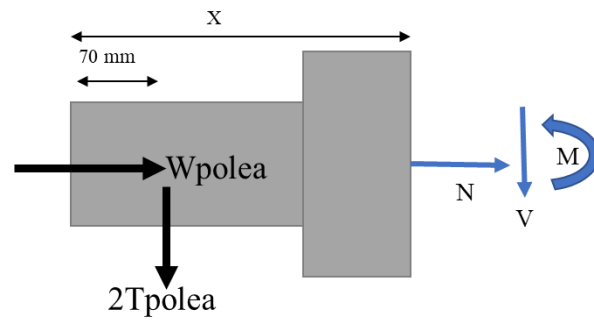


Figura 90. Corte 1 del eje.

$$\rightarrow_+ \sum F_x = 0$$

$$N + W_{polea} = 0$$

$$N = -780 \text{ N}$$

$$\uparrow_+ \sum F_y = 0$$

$$-V - 2T = 0$$

$$V = -77106 \text{ N}$$

$$\curvearrow_+ \sum M_0 = 0$$

$$M_0 + 2T(X - 70) = 0$$

$$M_0 = -2T(X - 70)$$

Corte 2 ($252,5 \leq X < 317,5$):

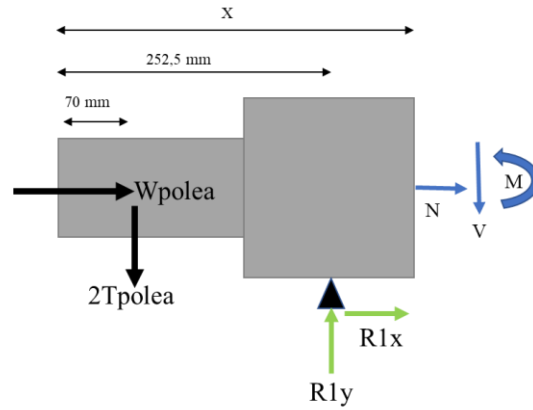


Figura 91. Corte 2 del eje.

$$\rightarrow_{+} \sum F_x = 0$$

$$N + W_{polea} + R_1x = 0$$

$$N = 1192 \text{ N}$$

$$\uparrow_{+} \sum F_y = 0$$

$$-V - 2T + R_1y = 0$$

$$V = 215899 \text{ N}$$

$$\curvearrow_{+} \sum M_0 = 0$$

$$M_0 + 2T(X - 70) - R_1y(X - 252,5) = 0$$

$$M_0 = -2T(X - 70) + R_1y(X - 252,5)$$

Corte 3 ($317,5 \leq X < 417,5$):

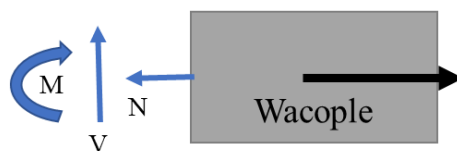


Figura 92. Corte 3 del eje.

$$\rightarrow_{+} \sum F_x = 0$$

$$-N + W_{acople} = 0$$

$$N = 917 \text{ N}$$

$$\uparrow_+ \sum F_y = 0$$

$$V = 0$$

$$\curvearrow_+ \sum M_0 = 0$$

$$M_0 = 0$$

Con estos valores se procede con la construcción de los diagramas de las fuerzas normales, fuerzas cortantes y momentos flectores que se presentan en la Figura 93, los cuales dan razón del comportamiento estructural del eje debido a las cargas aplicadas.

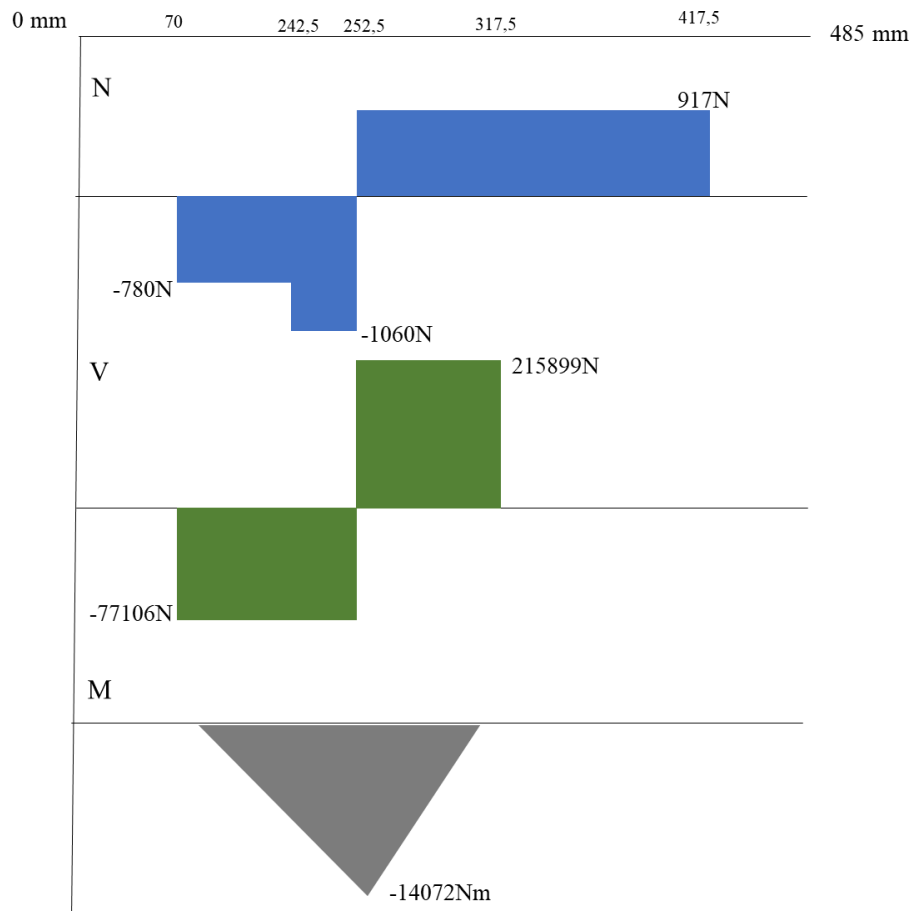


Figura 93. Diagramas de fuerza normal, cortante y momento flector.

Con los diagramas anteriores se puede verificar que los resultados arrojados por Inventor son congruentes con el cálculo analítico, no hay variación considerable. Por otro lado, con dichos esquemas se puede determinar los esfuerzos que se dan en el eje de acuerdo con las cargas máximas de cada diagrama. Del diagrama de fuerza normal se deduce el máximo esfuerzo a tracción en el área más crítica, la cual tiene un diámetro de 90 mm:

$$\sigma_T = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_T = \frac{917 \text{ N}}{\pi \frac{(90 \text{ mm})^2}{4}} = 0,144 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido a torsión pura se da solo por el efecto del torque que es aplicado a lo largo del eje:

$$\tau_\phi = \frac{Tc}{J}$$

$$\tau_\phi = \frac{10000 \text{ Nm} * 45 \text{ mm}}{\frac{\pi}{2} (45 \text{ mm})^4} = 69,862 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo que se alcanza se da en la sección del eje que tiene menor área, para estimarlo se toma la magnitud mayor del cortante que se presenta en el diagrama.

$$\tau_{max} = \frac{V}{A}$$

$$\tau_{max} = \frac{215899 \text{ N}}{\pi (45 \text{ mm})^2} = 33,94 \text{ MPa}$$

Finalmente, el esfuerzo a tracción máximo que se da debido al momento máximo se determina como se muestra a continuación. Este resultado tiene variación respecto a los cálculos computacionales, esto puede deberse a la sensibilidad que requiere el cálculo de momentos cuando se varían las distancias respecto al punto del que son medidos, lo cual indica que se tuvo cierta desviación cuando se determinaron las distancias por ambos métodos.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$
$$\sigma_{max} = \frac{14072 \text{ Nm} * 55\text{mm}}{\frac{\pi}{4} (55\text{mm})^4} = 107,69 \text{ MPa}$$

Con esto se demuestra que ambos métodos son adecuados a la hora de determinar los esfuerzos a tracción y cortante en ejes sometidos a diferentes cargas. De esta manera se procede a realizar un análisis estático final por medio de elementos finitos, con el cual se determinan los esfuerzos equivalentes de Von Mises cuando el eje es sometido a los pesos de los componentes que se distribuyen axialmente y la tensión debida a la fuerza de ruptura del cable, en este sentido se obtiene un esfuerzo máximo de 273,8 MPa, un desplazamiento máximo de 0,1332 mm y un factor de seguridad mínimo de 3,21, cuyo valor es adecuado teniendo en cuenta que el eje se analizó para la tensión máxima admisible por el cable, con lo cual se espera que en cada aplicación se den esfuerzos menores. En la Figura 94 se presenta el comportamiento de los esfuerzos equivalentes de Von Mises y el desplazamiento máximo a lo largo del eje.

$$ES_{M\acute{a}x} \leq ES_{Fluencia}$$
$$213,2 \leq 685 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$
$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$
$$0,1332 \text{ mm} \leq 2,69\text{mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

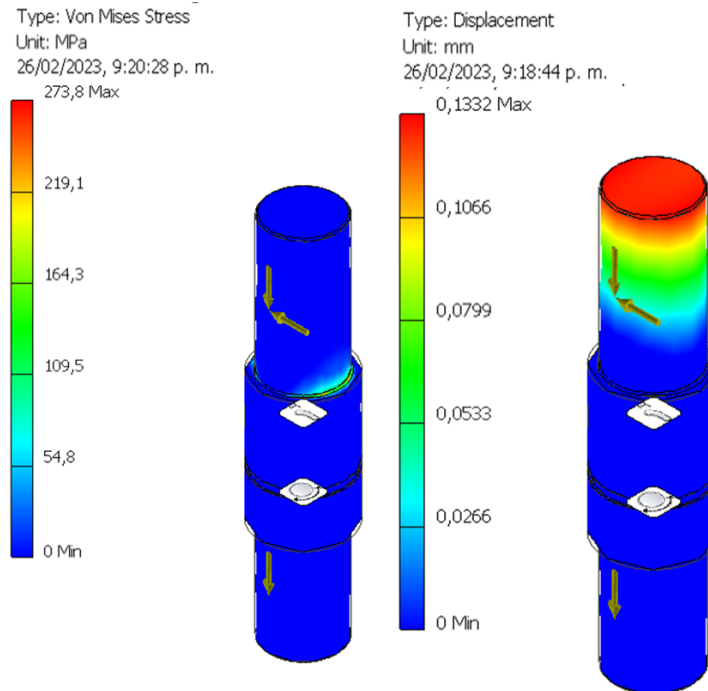


Figura 94. Criterios de evaluación del análisis estático del eje de la polea motriz sometido a una condición extrema.

Los resultados obtenidos en el análisis estructural y analítico del eje principal de la instalación se pueden tomar como válidos para el cumplimiento mínimo de resistencia requerido, con los cuales se puede realizar un predimensionamiento de la estación principal. No obstante, en investigaciones posteriores cuando se lleve a cabo un montaje real, se debe garantizar con rigurosidad el cumplimiento de otros factores importantes en el diseño de ejes de transmisión, como bien pueden ser los criterios de rigidez lateral, rigidez torsional, velocidad crítica, deflexión de los componentes que posea el árbol de transmisión, pendiente entre puntos de apoyo y no menos importante, un análisis de fatiga con el cual se pueda dar un veredicto final de la viabilidad del diseño bajo condiciones de carga cíclicas.

Para concluir con los elementos de la unidad motriz es pertinente el uso de dos rodamientos con el fin de que el eje quede completamente apoyado sobre la estructura, en este sentido se debe hacer la selección de los rodamientos que mejor se ajusten a las cargas que van a soportar, por esto se recurre a rodamientos de rodillos cónicos ya que están diseñados para soportar cargas combinadas que actúan simultáneamente. Para una elección previa y establecer una referencia de rodamiento, se debe consultar a un fabricante comercial, en este caso *SKF* [48]. De este se selecciona un rodamiento que cumpla con las dimensiones mínimas del eje, en cuyo caso se tiene

un diámetro de 110 mm para las dos secciones que soportan estos elementos y longitud de 60 mm, ahora bien, para realizar un estimado se elige el cojinete que posee el diámetro de esta sección para que el dimensionamiento de la estación motriz pueda cumplir en condiciones de carga inferiores a las calculadas con la fuerza de ruptura del cable. Cabe aclarar que en la selección se cualquier elemento rodante se deben realizar ciertas comprobaciones de manera que se pueda asegurar que dicho componente no falle ante las condiciones a las que podría ser expuesto, ya sea mediante la carga estática equivalente, la carga dinámica equivalente o la vida nominal. Sin embargo, en este estudio no se consideran tales chequeos ya que el rodamiento depende del proyecto en el que sea implementado, lo cual está estrechamente relacionado con las condiciones que posea la instalación en términos de carga.

En este orden de ideas, de manera preliminar se elige un rodamiento 30322 J2, ya que sus dimensiones son las que mejor se ajustan al tramo del eje destinado a su posicionamiento, en la Figura 95 se presentan las características generales de tal elemento. En este sentido ambos rodamientos serán de esta referencia de modo que la carga axial pueda ser distribuida.

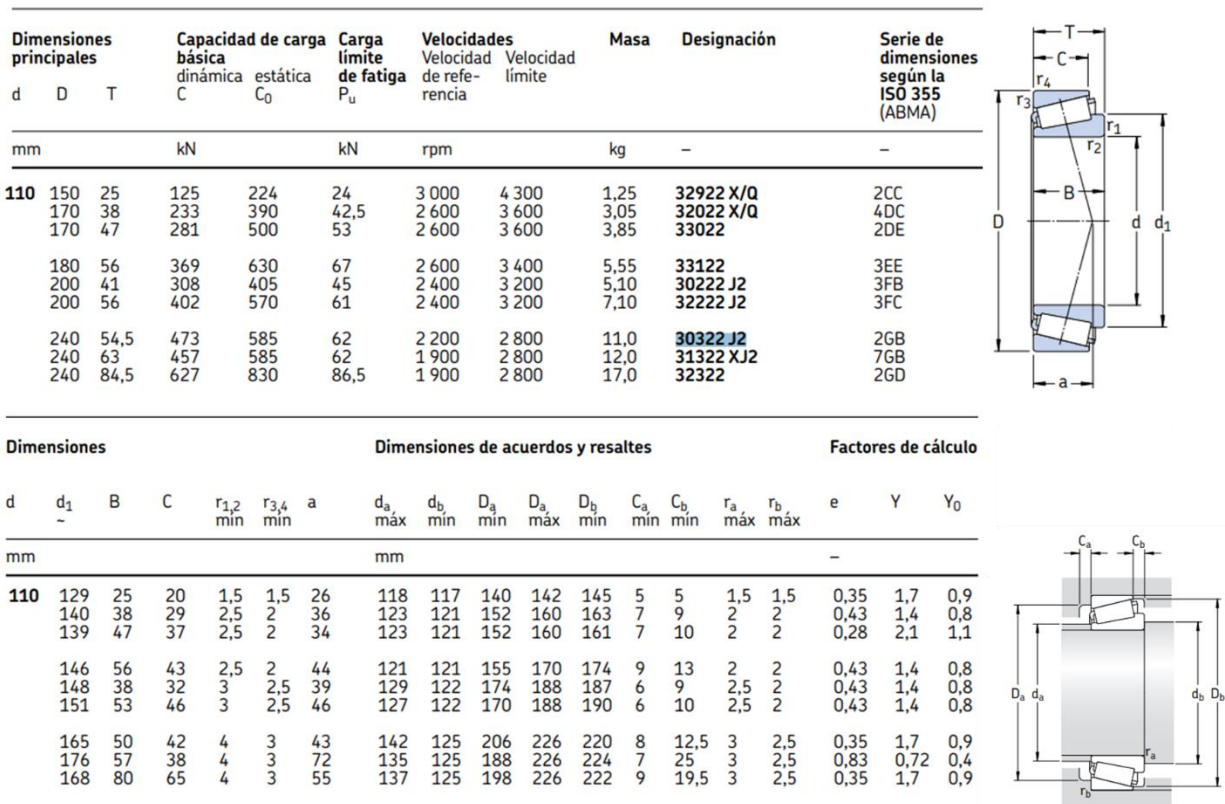


Figura 95. Características del rodamiento 30322 J2.

Fuente: <https://cutt.ly/p4AFY5s>

Dado que estos elementos deben contar con una estructura en la cual apoyar, se acude a la implementación de chumaceras que les brinden la estabilidad necesaria, esta elección se realiza teniendo en cuenta que la estación motriz no dispondrá de una carcasa en la que se puedan incrustar o posicionar los cojinetes directamente, en la Figura 96 se presenta un ejemplo de este tipo de soporte.



Figura 96. Ejemplo de chumacera.

Habiendo garantizado la resistencia bajo cargas estáticas de cada uno de los elementos que componen la cadena cinemática que permite el movimiento de los canastos, se puede determinar cómo valor de referencia inicial la capacidad/ hora mínima que puede llegar a tener el prototipo de STC que se está proponiendo, partiendo de los valores con los cuales se estimó la potencia más baja que puede tener el motor, la cual es de mínimo 4 kW, para el arrastre de 10 canastos en simultaneo, distribuidos a lo largo de una longitud de cable aproximada de 2000 m y con una velocidad máxima de 0,5 m/s. Se sabe que un canasto recorre en 1 hora una distancia de 1800 m.

$$d = vt = 0,5 \frac{m}{s} * 3600s = 1800 m$$

Del mismo modo este vehículo tarda en desplazarse desde la estación motriz hasta la de retorno un tiempo de 33,33 minutos.

$$t = \frac{d}{v} = \frac{1000 m}{0,5 \frac{m}{s}} = 2000 s$$

$$t = 33,33 min$$

De esta manera en un tiempo aproximado de 1 hora, un solo vehículo logra transportar 50 kg de carga, asumiendo que los productos se están desplazando desde una zona de despacho hasta una zona de descargue, en el que al momento de retornar las góndolas regresan vacías. Así, la capacidad global mínima del sistema es de aproximadamente 500 kg/h cuando se tienen 10 canastas. No obstante, dicha capacidad puede ser modificada de acuerdo a las necesidades que tenga la aplicación del lugar en donde se desea construir la instalación, ya sea variando la cantidad de vehículos o modificando la longitud de línea.

5.3.9. *Diseño de la estación motriz*

Teniendo definidos cada uno de los elementos que dispone la estación principal de este STC, se hace un dimensionamiento básico para la estructura que les dará soporte, en dicho caso se emplean dos perfiles en H de alas anchas cuya designación es ANSI HP 250 X 85, estos permiten que la familia de motorreductores seleccionada pueda posicionarse verticalmente a largo de estas columnas, en la Figura 97 se presenta dicho montaje, en el cual se tiene que dichas columnas tienen una altura máxima de 1950 mm y una separación de 12 mm, adicionalmente se instalan vientos estructurales para mejorar la rigidez del montaje y disminuir a su vez tanto el desplazamiento como los esfuerzos máximos que pueden presentarse bajo la acción de las cargas que transmiten el peso de los elementos y las reacciones de los rodamientos, por otro lado, la base se compone de una platina de acero ASTM A36 con 1” de espesor.



Figura 97. Estructura principal estación motriz.

Ahora se realiza un análisis por elementos finitos para corroborar que la estructura anterior tenga la resistencia suficiente para soportar las cargas que se ven implicados en el montaje, es decir, el peso de la polea, el eje, el acople, el motor y las cargas transmitidas por acción de los dos rodamientos necesarios en esta aplicación. Cabe aclarar que las reacciones de los rodamientos se limitan al 70 %, ya que en una aplicación real dichas cargas se verán disminuidas puesto que se espera operar bajo tensiones inferiores a las dictadas por la fuerza de trabajo del cable de 3,93 toneladas. Así pues, en la Figura 98 se aprecia que se presenta un esfuerzo máximo de 144,1 MPa y un desplazamiento máximo de 1,377 mm, fuerza de esto se alcanza un factor de seguridad mínimo de 2,19 ya que el esfuerzo de fluencia del acero implementado es de 315 MPa.

$$E s_{Máx} \leq E s_{Fluencia}$$

$$144,1 \leq 315 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{máx} \leq \frac{L}{180}$$

$$1,377 \text{ mm} \leq 10,93 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

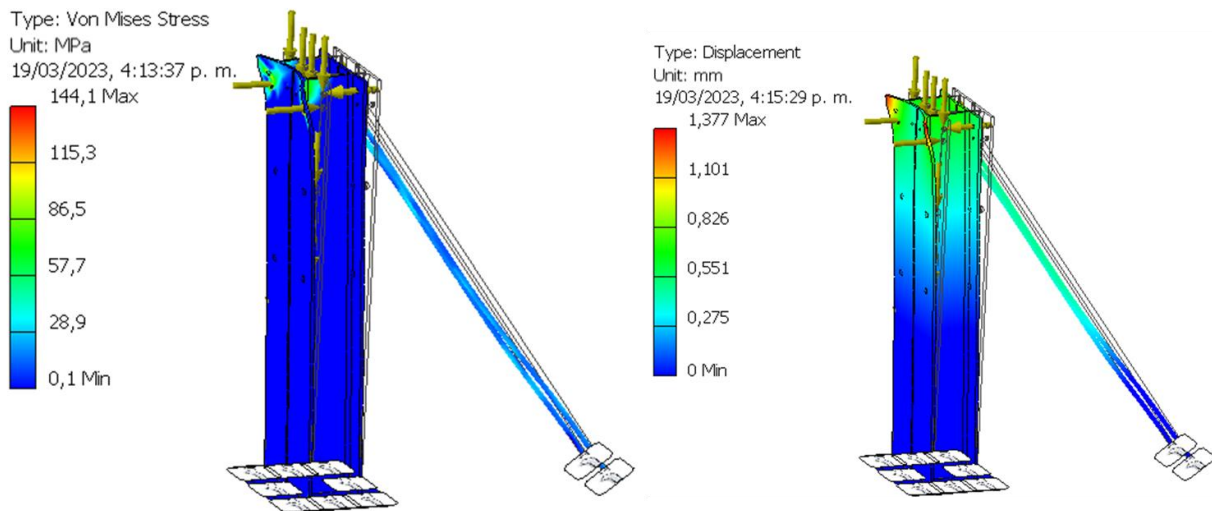


Figura 98. Criterios de diseño de análisis estático de la estructura de la estación motriz bajo el 70% de la carga máxima de trabajo.

Finalmente, para un adecuado apoyo de las chumaceras con la estructura se emplea un perfil cuadrado ISO 150x150X6 y una tapa que apoya sobre el eje para evitar el movimiento axial de la

polea. De esta manera, en la Figura 99 se presenta el montaje con cada uno de los elementos que hacen parte de este conjunto.

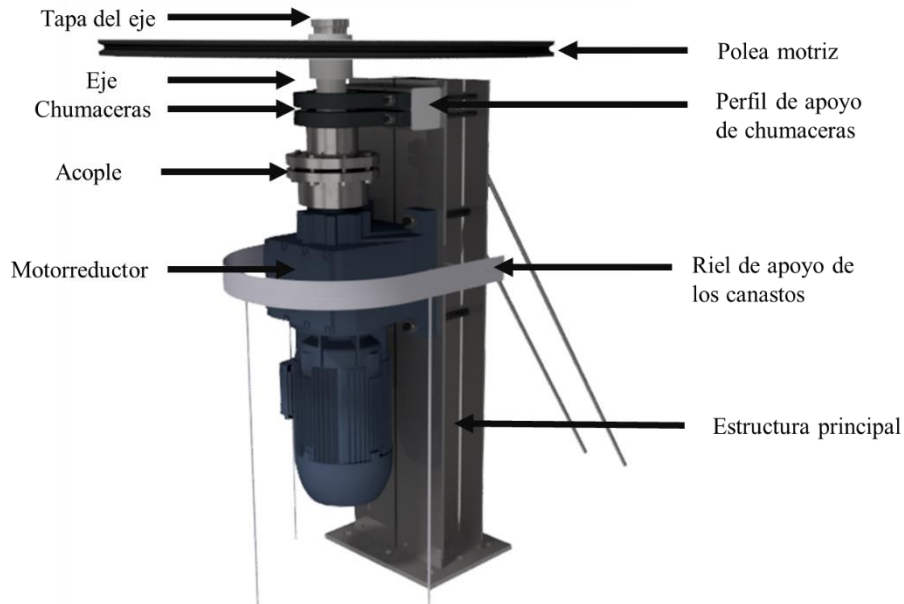


Figura 99. Montaje estación motriz.

Los rieles de apoyo que se presentan en la anterior figura se instalan con el fin de que los canastos en los que se transporta la carga no colisionen las columnas de la estación ni con el motor, en este caso, al ser este un componente que no tiene un papel crucial en la estabilidad de la estructura principal se emplea un aluminio 6061 debido a su baja densidad en comparación con los aceros.

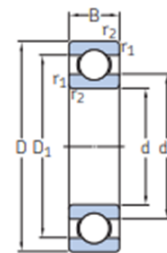
5.3.10. Diseño de la estación retorno y sistema de tensión.

Por otra parte, se debe tener una estación que sea análoga a la estación principal, en la cual los canastos puedan llegar a un centro de recepción para que sean descargados. Dicha estación debe albergar el sistema de tensión que permita suplir las fluctuaciones que se presenten a medida que la carga del sistema tenga variaciones que puedan modificar la tensión global del sistema.

Para este conjunto, se hace una descripción de los elementos que albergara dicha estación, empezando por la polea conducida, la cual tiene características similares a la motriz, con la diferencia de las dimensiones del cubo que tiene incorporado, ya que este contiene un rodamiento que permite la libre rotación de la polea puesto que el eje de dicha estación permanece estático ya

que no requiere transmitir la potencia a otros subsistemas. De esta manera se establece un diámetro de eje de 90 mm al igual que la sección de menor tamaño del eje principal, con este valor se elige un rodamiento rígido de bolas, con el cual se pueda dar los correctos grados de libertad a la polea para que pueda girar, además se prescinde de otros tipos de rodamientos que soportan diferentes tipos de carga, ya que en esta aplicación el rodamiento no estará soportando las cargas axiales que se dan en el eje, las cuales son soportadas por los elementos auxiliares al carro en el cual se dispone dicho montaje. Así pues, el rodamiento que mejor se ajusta a estas condiciones es un SKF 6418, cuyas dimensiones y especificaciones se muestran en la Figura 100.

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾	
	d	D		B	C					C ₀
mm		kN		kN	r. p. m.		kg			
90 cont.	160	30	101	73,5	2,8	8 500	4 300	2,3	▶ 6218-2Z	6218-Z
	190	43	151	108	3,8	7 500	7 000	6,1	▶ 6318 M	-
	190	43	151	108	3,8	7 500	4 800	4,95	▶ 6318	-
	190	43	151	108	3,8	-	2 400	5,1	▶ 6318-2RS1	6318-RS1
	190	43	151	108	3,8	7 500	3 800	5,15	▶ 6318-2Z	6318-Z
225	54	186	150	5	6 700	4 300	9,8	▶ 6418	-	



Dimensiones	Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo						Factores de cálculo					
	d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	d _a máx.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm												
90 cont.	112	-	-	143	2	101	112	149	2	0,025	15	
	121	-	-	164	3	104	-	176	2,5	0,03	13	
	121	-	-	164	3	104	-	176	2,5	0,03	13	
	121	-	-	164	3	104	120	176	2,5	0,03	13	
	121	-	-	164	3	104	120	176	2,5	0,03	13	
132	-	-	181	4	110	-	205	3	0,035	13		

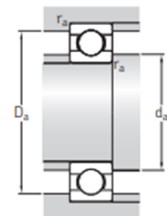


Figura 100. Características rodamiento SKF 6418

Fuente: <https://cutt.ly/p4AFY5s>

Así pues, el cubo de esta polea tiene un diámetro externo de 350 mm y una longitud de 57 mm, con esta última se puede asegurar el apoyo de las tapas sobre el elemento y el posicionamiento de los perfiles rectangulares que dan la estabilidad a la polea. En la Figura 101 se presenta un esquema de los elementos que conforman este componente.

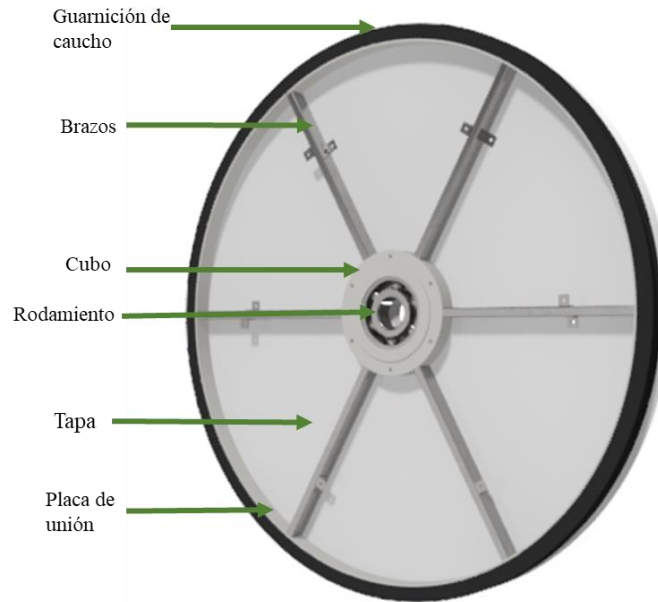


Figura 101. Polea retorno.

Al igual que la polea motriz se hace un análisis estático en el cual solo se consideran las fuerzas generadas por la tensión del cable (3,93 toneladas) y el peso de la polea, en la Figura 102 se muestran los esfuerzos equivalentes de Von Mises, el factor de seguridad, el desplazamiento máximo del conjunto total y el desplazamiento cuando se omite la garganta de plástico. El factor de seguridad mínimo se presenta en una zona similar que en el mismo caso de estudio de la polea principal, con el que se alcanza un valor de 3,48.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$0,4868 \leq 310 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

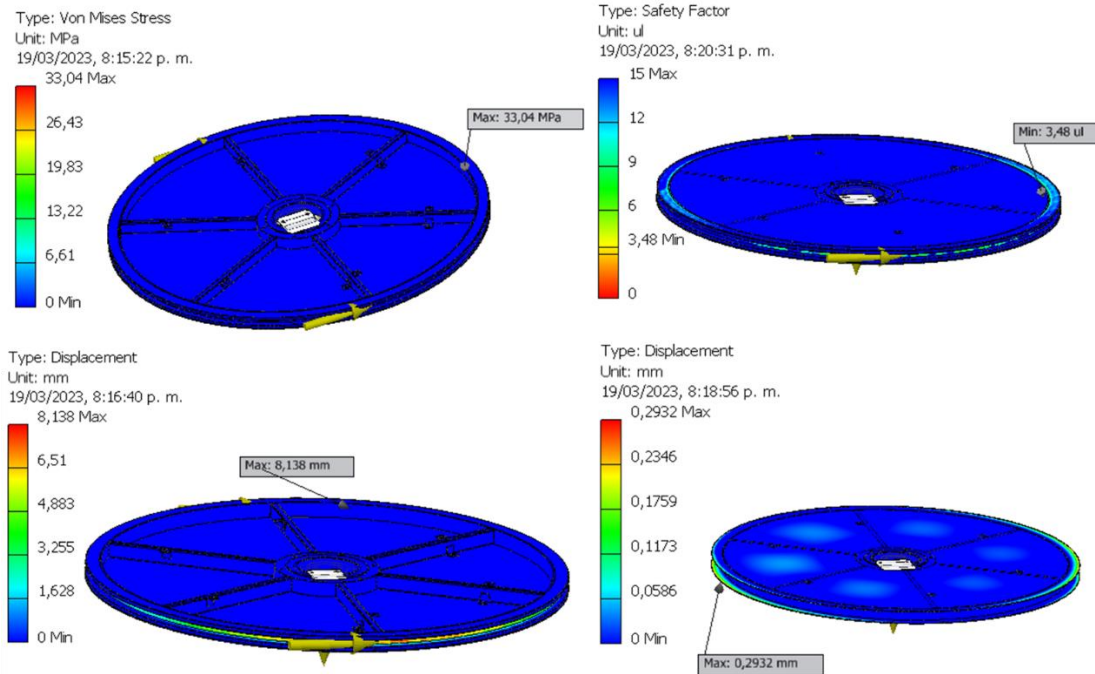


Figura 102. Criterios de evaluación de la polea conducida.

De la misma forma que se debe proceder con la polea principal, en estudios posteriores se recomienda realizar un análisis de fatiga para determinar el ciclo de vida que tendrá la polea, ya que el criterio L/180 no puede ser aplicado en elementos circulares que no tengan el comportamiento de una viga o una columna, no obstante, el valor que se presenta es un índice de la baja criticidad que experimenta este conjunto de elementos ya que la deformación que tienden a presentar los elementos metálicos no alcanzan el medio milímetro, por otra parte, como ya se ha expuesto, los materiales poliméricos aceptan valores de desplazamiento superiores sin que esto incurra en deformaciones permanentes.

Pasando al análisis del eje estático alrededor del cual rotará la polea solidariamente con su rodamiento, se aclara que este consta de una única sección con diámetro de 90 mm y longitud de 420 mm. Para su construcción se acude a un acero al carbono AISI SAE 1020 HR, el cual es típico para la fabricación de ejes. En la Figura 103 se puede apreciar este elemento, el cual tiene tres perforaciones, dos de las cuales se emplean para brindar la sujeción requerida entre el eje y el carro de tensión que lo sostendrá por medio de un cubo, gracias a la acción de dos pasadores metálicos; el agujero restante se destina para alojar a la tapa que se encargará de restringir el movimiento de la polea, haciendo las veces de tope.

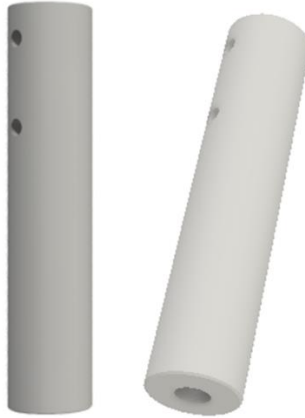


Figura 103 Eje estático de la polea de retorno.

En el análisis por elementos finitos se consideran las cargas debidas al peso de la polea (82 kg), el peso de la tapa (7 kg) y el propio peso del eje (20 kg), de esta manera se alcanza un esfuerzo equivalente de Von Mises máximo de 0,4868 MPa y un desplazamiento máximo de 0,000237 mm, los cuales pueden verse gráficamente en la Figura 104.

$$Es_{M\acute{a}x} \leq Es_{Fluencia}$$

$$0,4868 \leq 275 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,000237 \text{ mm} \leq 2,33 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

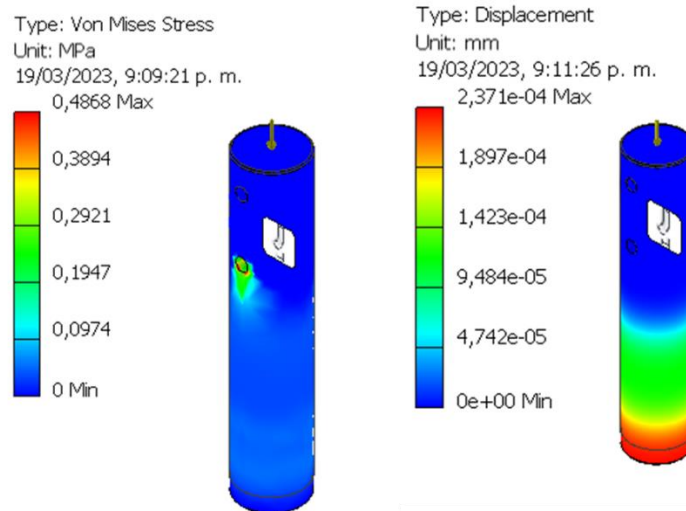


Figura 104. Criterios de evaluación eje estático polea retorno.

Continuando con el conjunto, se procede con el análisis de la tapa que sirve como tope de la polea para evitar que esta salga de su posición deseada, se tiene que para su fabricación se emplea un acero al carbono AISI SAE 1045 HR, tiene diámetro máximo de 220 mm, longitud de 100 mm, con una sección roscada con especificación M35 X 1,5 con longitud de 80 mm, dicho elemento se puede apreciar en la Figura 105.

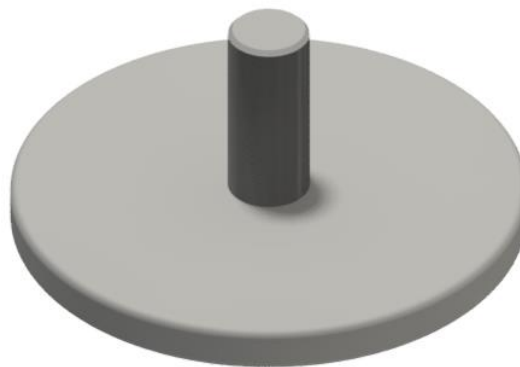


Figura 105. Tapa del eje de la polea de retorno.

En el análisis estático de este componente se tienen en cuenta que las cargas que soporta son el peso de la polea (82 kg) y el peso propio (7 kg). En la Figura 106 se presenta un resumen con los esfuerzos equivalentes de Von Mises y el desplazamiento máximo de este elemento metálico.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$1,736 \text{ MPa} \leq 310 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,001628 \text{ mm} \leq 0,556 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

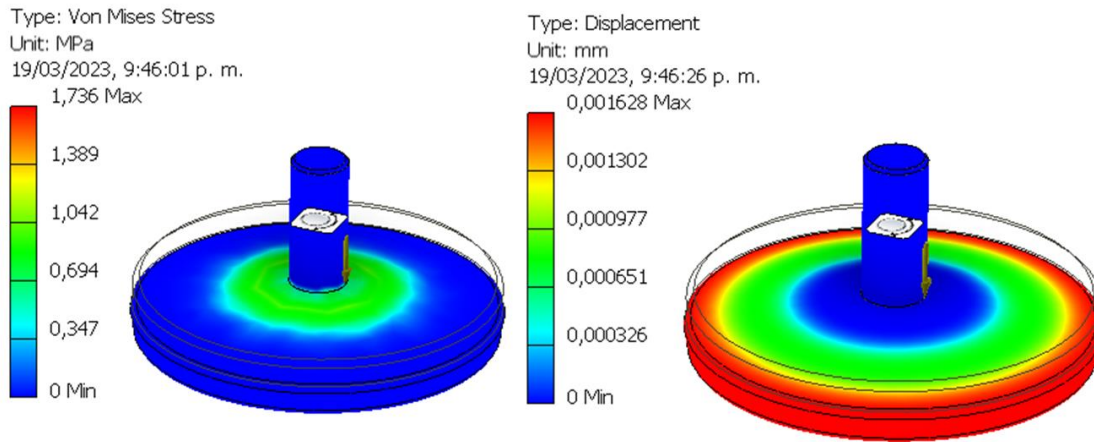


Figura 106. Criterios de evaluación de la tapa del eje de la polea de retorno.

Complementariamente a la tapa, se recurre a un empaque plástico que se emplea como elemento separador entre la polea y la tapa, con el fin de evitar que se presente desgaste excesivo entre las piezas debido al continuo rozamiento que pueden experimentar a medida que la polea gira, esta pieza tiene un espesor de 5 mm y un diámetro exterior de 230 mm, en la Figura 107 se muestra una representación de este componente.

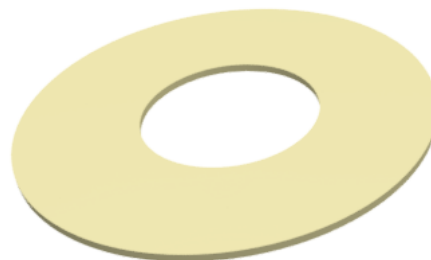


Figura 107. Empaque plástico de la tapa y la polea de retorno.

Seguidamente se procede con el análisis estático de los pasadores que le brindan el soporte necesario al conjunto comprendido por la tapa, el eje y la polea, estos elementos son el elemento de unión que asegura el complejo al cubo que está soldado a la placa principal del carro de tensión. Las dimensiones máximas que comprenden los pasadores son de 160 mm de longitud con 18 mm de diámetro, cuyo material es AISI SAE 1020 HR, este se muestra en la Figura 108.

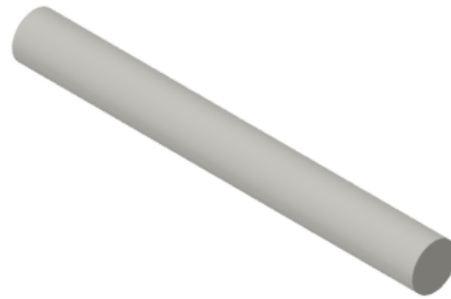


Figura 108. Pasador del eje de la polea de retorno.

En el análisis por elementos finitos de estos componentes se tiene en cuenta la carga generada por el peso del eje, la polea y la tapa, además, se debe aclarar que la forma en la que son posicionados, es decir, horizontalmente, hace que estos experimenten esfuerzo cortante puro, por lo que en la evaluación con el máximo esfuerzo de Von Mises se debe realizar respecto al esfuerzo cortante de fluencia, el cual es el 70% del esfuerzo de fluencia del acero empleado, es decir, 192,5 MPa. En la Figura 109 se presentan los resultados obtenidos del análisis de estos elementos.

$$ES_{Máx} \leq ES_{Fluencia a cortante}$$

$$11,21 \text{ MPa} \leq 192,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{máx} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,002832 \text{ mm} \leq 0,889 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

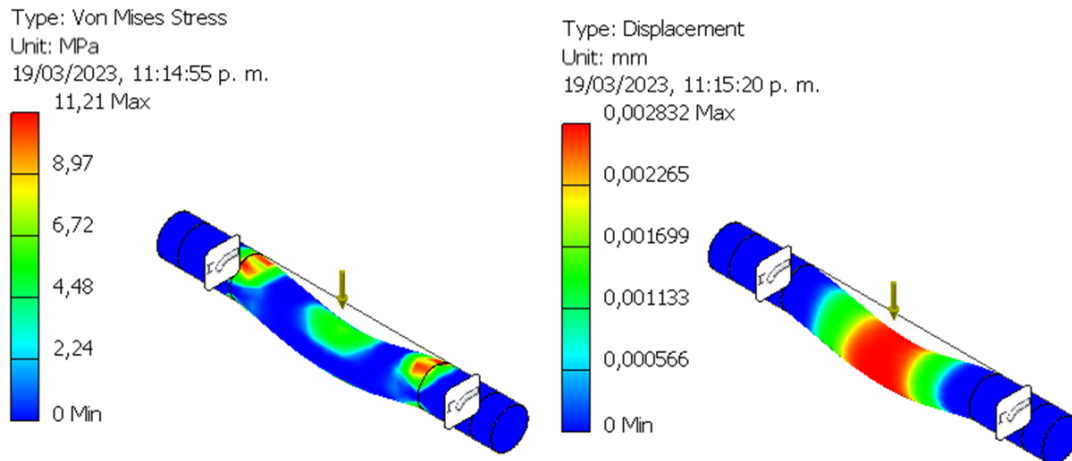


Figura 109. Criterios de evaluación del pasador de la polea de retorno.

Siguiendo con este conjunto de componentes, se procede a analizar el cubo que permitirá la conexión entre el eje y la placa principal del carro de tensión, dicho elemento tiene una longitud de 145 mm y un diámetro máximo de 200 mm y el material del cual se compone es de AISI SAE 1020 HR, en la Figura 110 se muestra una representación esquemática.



Figura 110. Cubo del carro de tensión.

Para este elemento se alcanza un esfuerzo máximo de 1,226 MPa y un desplazamiento máximo de 0,000148 MPa, bajo la acción de la carga debida al peso de la polea, el eje y la tapa. En la Figura 111 se presentan los resultados obtenidos en este análisis.

$$E s_{M\acute{a}x} \leq E s_{Fluencia}$$

$$1,226 \text{ MPa} \leq 275 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,000148 \text{ mm} \leq 0,806 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

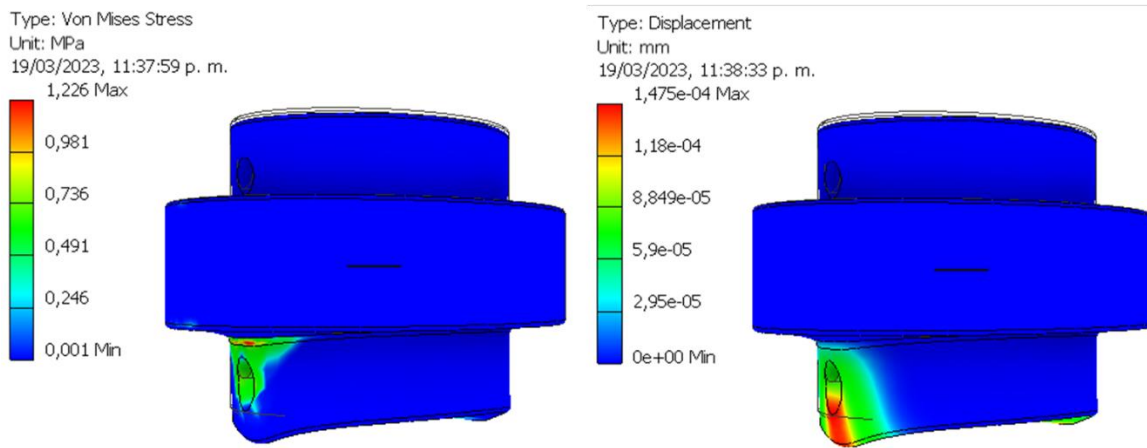


Figura 111. Criterios de evaluación del cubo de carro de tensión.

Luego de tener establecido el conjunto de elementos anteriormente descritos para darle estabilidad a la polea y al eje, se debe determinar un componente adicional en el cual se pueda superponer dicho conjunto y que a su vez este permita su adecuado ensamble con el contrapeso del sistema de tensión, para esto se emplea una placa rectangular de acero ASTM A572 con 15 mm de espesor y dimensiones de 600 mm X 475 mm, la cual tiene un agujero de 200 mm de diámetro, en el cual se posicionara el cubo mediante la aplicación de soldadura. En la Figura 112 se muestra dicha placa.

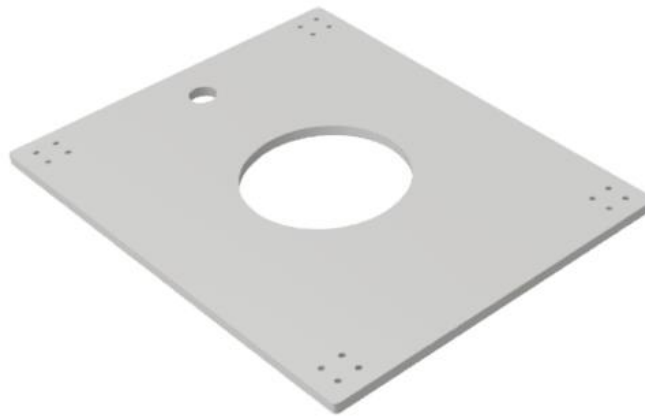


Figura 112. Placa del carro de tensión.

La perforación adicional que posee la placa, la cual es de 35,2 mm de diámetro, es destinada para la adecuada sujeción del contrapeso del sistema de tensión por acción de un cable metálico, gracias a la acción de una terminación de cable tipo *open spelter socket* [49], el cual permite conservar en un 100 % la fuerza de ruptura del cable que sea implementado. Los orificios restantes, ubicados en las esquinas de la placa, son destinados para la instalación de las ruedas que permitirán el desplazamiento del carro. Teniendo esto claro, en el análisis estático de la placa se consideran las cargas debidas al peso de la tapa, el eje y el cubo (18kg), fuera de la fuerza debida a la tensión del cable del sistema de tensión, la cual tiene un valor máximo de 7,86 toneladas. En la Figura 113 se presentan los resultados obtenidos en el análisis por elementos finitos de la placa, en cuanto al factor de seguridad mínimo se presenta un valor de 2,41, el cual se da en los puntos de apoyo del conjunto, es decir, en los puntos de unión de la placa y las ruedas del carro. Se sabe que el acero estructural ASTM A572 tiene un esfuerzo de fluencia de 345 MPa [50]

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$143,1 \text{ MPa} \leq 345 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\text{Desplazamiento}_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,07549 \text{ mm} \leq 3,333 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

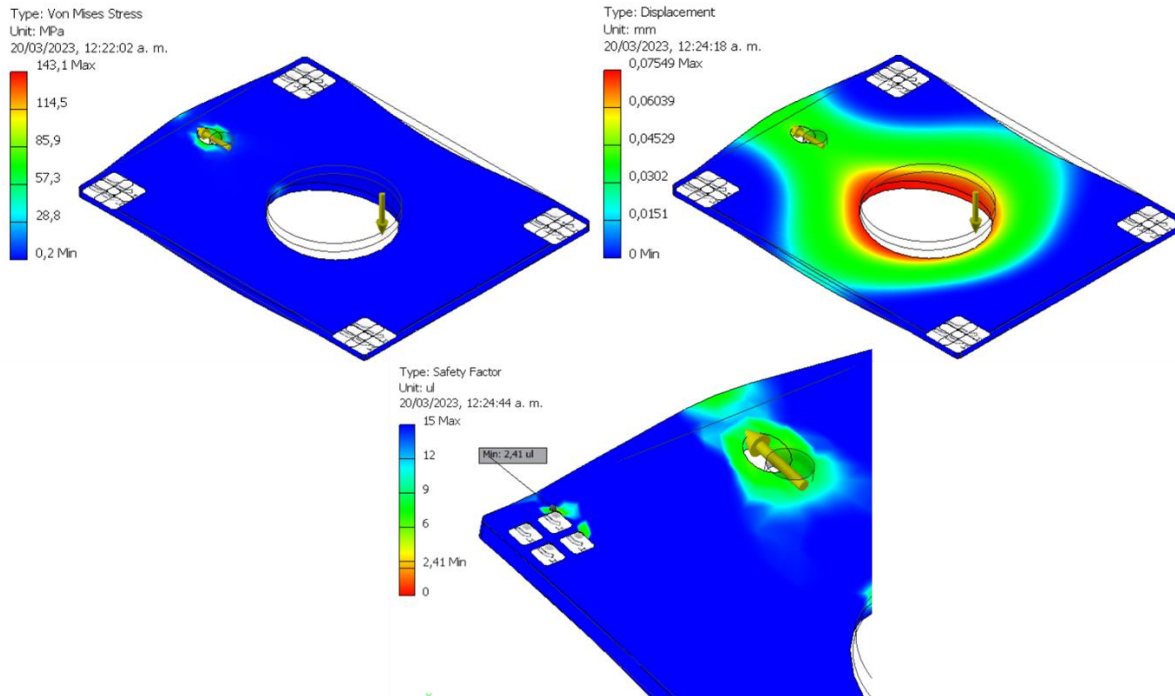


Figura 113. Criterios de evaluación de la placa del carro de tensión.

Continuando con el análisis de los elementos que componen el carro de tensión, se presentan las platinas que facilitan la unión entre la placa principal y las ruedas, estas se constituyen de acero estructural ASTM A 572 con 4,5 mm de espesor y dimensiones de 90mm X 50mm X 60 mm, cuatro perforaciones para tornillos de cabeza hexagonal M8, adicionalmente, el agujero a través del cual se posiciona el eje de las ruedas para un perno cabeza hexagonal M12. En la Figura 114 se puede apreciar con mayor claridad dicho elemento.



Figura 114. Platina de sujeción de las ruedas del carro de tensión.

En cuanto a las cargas a las que se someten estas piezas, se asume que el peso del conjunto de la tapa, la polea, el eje, el cubo y la placa (30 kg) se distribuyen uniformemente entre las cuatro ruedas. Por tanto, en la Figura 115 muestra que el esfuerzo máximo alcanzado es de 15,26 MPa y el desplazamiento máximo de 0,03017 mm.

$$E s_{M\acute{a}x} \leq E s_{Fluencia}$$

$$15,26 \text{ MPa} \leq 345 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$Desplazamiento_{m\acute{a}x} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,03017 \text{ mm} \leq 0,5 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

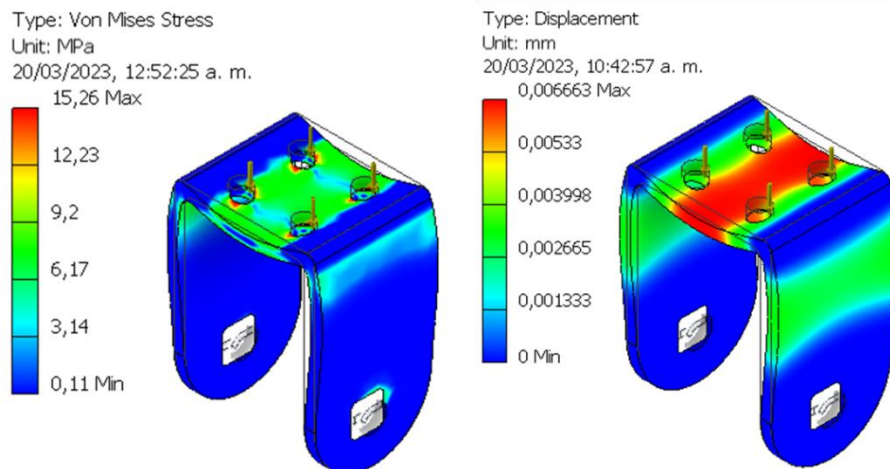


Figura 115. Criterios de evaluación de las platinas de las ruedas del carro de tensión.

En conjunto con las anteriores platinas se encuentran las ruedas que permitirán el desplazamiento del carro a lo largo de los rieles dispuestos por medio de canales en C, además, cuentan con rodamientos rígidos de bolas para permitir el giro de estas alrededor del perno de cabeza hexagonal M12, el cual hace las veces de eje. Dicho esto, se elige un rodamiento SKF 6301, cuyas especificaciones se muestran en la Figura 116.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg		
12	32	14	6,89	3,1	0,132	–	15 000	0,045	62201-2RS1	–
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	▶ 6301	–
	37	12	10,1	4,15	0,176	–	14 000	0,062	▶ 6301-2RSH	6301-RSH

Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo				Factores de cálculo	
d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _s min.	d _s máx.	D _s máx.	r _s máx.	k _r	f ₀
mm						mm					
12	18,5	–	–	27,4	0,6	16,2	18,4	27,8	0,6	0,025	12
	19,5	–	–	31,5	1	17,6	–	31,4	1	0,03	11
	–	17,5	–	31,5	1	17,6	17,8	31,4	1	0,03	11

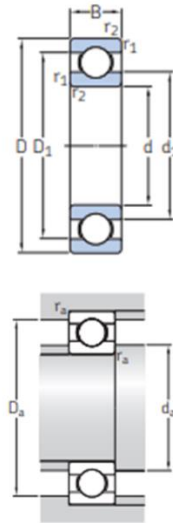


Figura 116. Características rodamiento SKF 6301.

Fuente: <https://cutt.ly/p4AFY5s>

Con base en las anteriores dimensiones y considerando un canal en C ANSI 3 X 3,5, se diseña una rueda metálica de acero inoxidable 304, debido a las buenas propiedades mecánicas que presenta, siendo la principal de ellas la alta resistencia a la corrosión, dureza, durabilidad y facilidad de mantenimiento [51] .Se tiene entonces una rueda con diámetro externo de 200 mm, diámetro interno de 37 mm, longitud de 49 mm y un espesor de 12 mm para alojar el rodamiento, en la Figura 117 se presenta este componente.



Figura 117. Ruedas del carro de tensión.

Las cargas que se ven implicadas en estos componentes son debidas al peso de las estructuras que estas sostienen, es decir, la tapa, la polea, el eje, el cubo y la placa. Se sabe que los aceros inoxidables típicamente presentan esfuerzo de fluencia de 215 MPa [52], de esta manera se obtiene un esfuerzo equivalente de Von Mises máximo de 0,497 MPa y un desplazamiento máximo de 0,00003348 mm, como se ilustra en la Figura 118.

$$E_{S_{M\acute{a}x}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$0,497 \text{ MPa} \leq 215 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

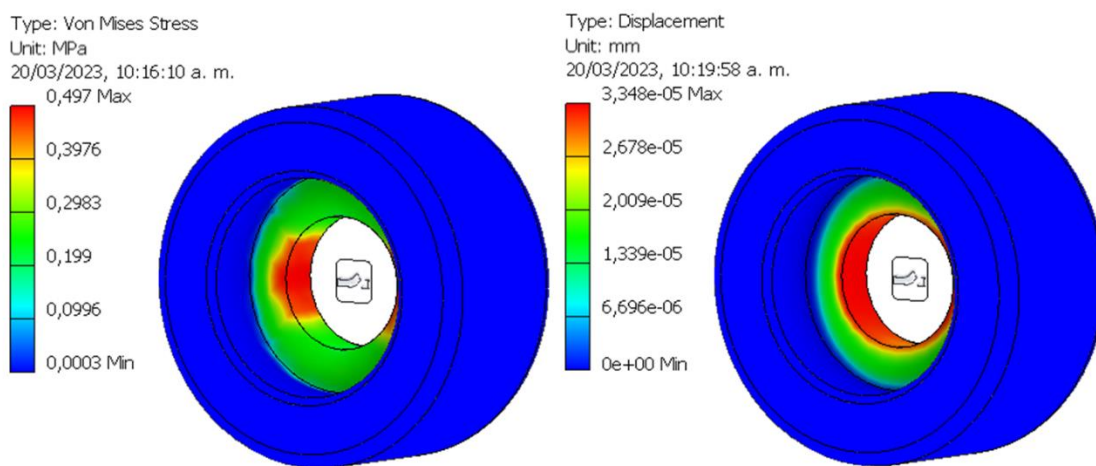


Figura 118. Criterios de evaluación de las ruedas del carro de tensión.

En la Figura 119 se muestra el conjunto final de las ruedas, en la cual se puede apreciar tanto el perno que hace el papel de eje y el rodamiento gracias al cual se da el movimiento rotativo de las ruedas.

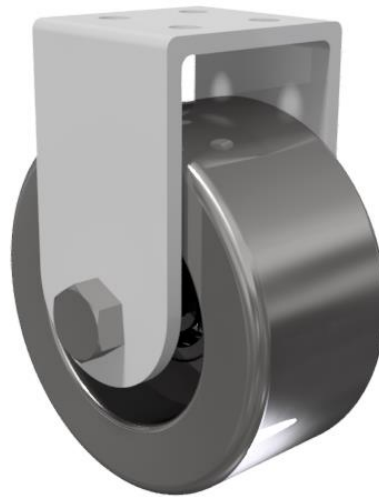


Figura 119. Conjunto de las ruedas del carro de tensión

Definidos cada uno de los elementos anteriores, en la Figura 120 se presenta el conjunto final del carro de tensión, en el cual se encuentran todos los componentes que permiten soportar la polea de retorno.

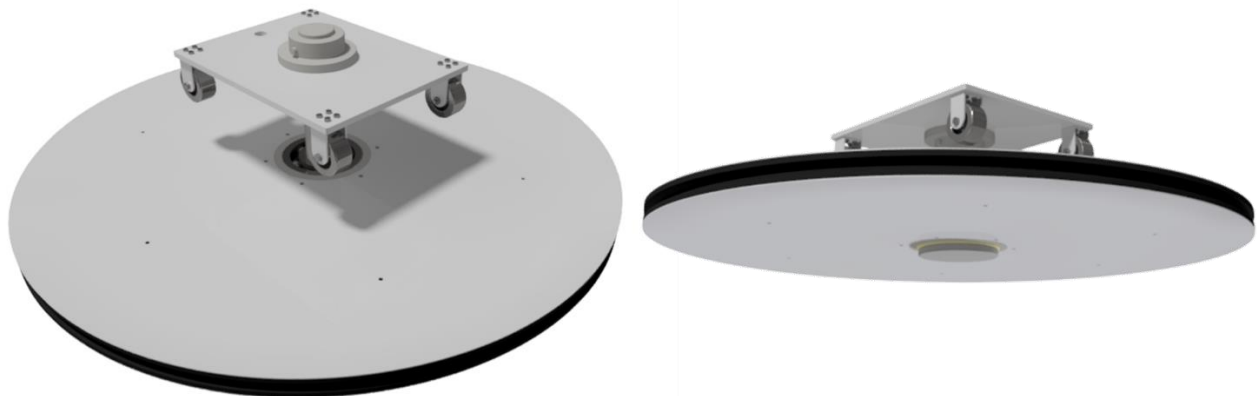


Figura 120. Conjunto final del carro de tensión.

Ahora bien, una vez definido el carro que permitirá regular la tensión del sistema cuando se tengan variaciones en su valor, se procede a especificar las dimensiones máximas que puede llegar a tener el contrapeso, teniendo en cuenta que en aplicaciones futuras dichas dimensiones podrían llegar a ser menores debido a que, para el diseño de dicho elemento, se considera la fuerza de trabajo debida a la fuerza de ruptura del cable. Así pues, en la Figura 121 se presenta el diagrama de cuerpo libre de dicho componente, con este se asume que el contrapeso será suspendido por un solo tramo de cable.

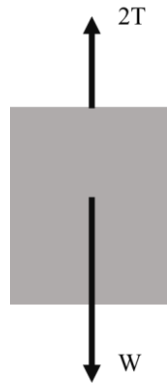


Figura 121. Diagrama de cuerpo libre del contrapeso.

Se obtiene entonces que el peso del bloque debe ser aproximadamente igual a 7860 kg. No obstante, teniendo en cuenta que las estructuras que se construyen de concreto deben poseer un porcentaje de hierro, se asume que en esta aplicación el 30% de la masa del bloque lo conforma este material, de tal modo que sea posible disminuir las dimensiones finales del contrapeso debido a la baja densidad del concreto, lo cual se ve directamente relacionado con el volumen final de la estructura.

$$m_{concreto} = 0,7(7860 \text{ kg}) = 5502 \text{ kg}$$

$$m_{hierro} = 0,3(7860 \text{ kg}) = 2355 \text{ kg}$$

Del mismo modo, se estima el volumen tanto del concreto como del hierro, teniendo en cuenta que las densidades de estos materiales es 2400 kg/m^3 y 7850 kg/m^3 , respectivamente.

$$V_{concreto} = \frac{5502 \text{ kg}}{2400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 2,29 \text{ m}^3$$

$$V_{hierro} = \frac{2355 \text{ kg}}{7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,3 \text{ m}^3$$

De esta manera, se obtiene que las medidas que mejor se ajustan a las condiciones de esta estación son:

$$\text{ancho} = 1,3 \text{ m}; \text{largo} = 1,1 \text{ m}; \text{alto} = 1,81 \text{ m}$$

Cabe aclarar que inicialmente se obtuvo una altura del concreto de 1,6 m, sin embargo, dados los efectos del arreglo de las varillas de hierro que se emplean para dar mayor peso al conjunto y mejor estabilidad, se asume una altura mayor para garantizar que dichos elementos puedan ser posicionados estratégicamente al interior del bloque y de esta forma alcanzar el peso que requiere el sistema de tensión. En la Figura 122 se presenta el arreglo del bloque de concreto y en la parte superior una representación del volumen de hierro.



Figura 122. Bloque de concreto del sistema de tensión.

Dado que el anterior bloque debe suspenderse por medio de un cable de acero, se toma como referencia la tensión que el peso de este componente generaría estaría generando, es decir, 7,86 toneladas. A partir de este valor se debe determinar la fuerza ruptura que tendría el nuevo cable, para el cual se determina un factor de seguridad de 3.

$$\text{Fuerza ruptura} = FS * \text{Tensión}$$

$$\text{Fuerza ruptura} = 3 * 7,86 = 23,58 \text{ Tons}$$

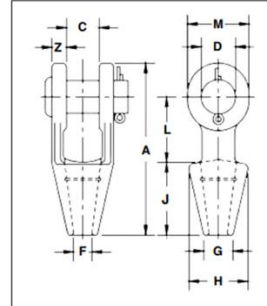
Con este valor se procede de manera similar a como fue seleccionado el cable del sistema, en este caso se recurre nuevamente al catálogo de *Emcocables* para realizar dicha elección, se emplea entonces un cable con configuración 6x19S con alma de fibra IPS, ya que le brinda una adecuada flexibilidad, además se debe tener en cuenta que, a diferencia del cable principal, la mayor parte del tiempo este tendrá un comportamiento casi lineal, puesto que las fluctuaciones de tensión suelen ser controladas y no se dan cambios abruptos de la misma, en la Figura 123 se puede comprobar que el cable de menor diámetro que cumple con dichas condiciones es el de 3/4", el cual cuenta con una carga de rotura de 23,8 Tons.

Diámetro (pulg)	Alma de Fibra		
	Peso aproximado Kg/m	Carga de rotura en Tons	
		IPS	EIPS
1/4	0.156	2.74	3.01
5/16	0.244	4.26	4.69
3/8	0.352	6.10	6.71
7/16	0.479	8.27	9.10
1/2	0.626	10.7	11.8
9/16	0.792	13.5	14.9
5/8	0.978	16.7	18.4
3/4	1.408	23.8	26.2
7/8	1.917	32.2	35.4

Figura 123. Selección del cable del sistema de tensión [33].

En complemento con el bloque de concreto, se establece un cable con longitud aproximada de 2380 mm, en cuyos extremos se instalan terminaciones de cable tipo *open spelter socket*, ya que permiten conservar en un 100% la fuerza de ruptura en comparación con otras terminaciones, en este sentido, se toma una referencia del fabricante *Crosby* [53], el cual posee una amplia gama de terminaciones de cables para diversas aplicaciones, dicho elemento se elige respecto al diámetro del cable de 3/4". En la Figura 124 se presentan las características de la terminación seleccionada, la cual tiene una capacidad de carga máxima de 43 toneladas, esta es apropiada para dicho sistema ya que la carga máxima que se debe soportar es de 7,86 toneladas.

G-416 / S-416

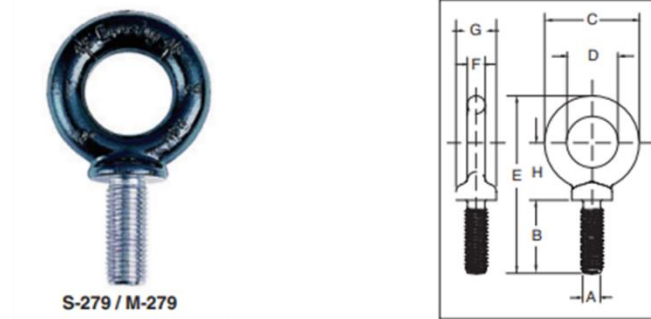


Rope Dia.		Structural Strand Dia. (mm)	Ultimate Load (t)	Stock No.		Weight Each (kg)	Dimensions (mm)											Tolerance +/-
(mm)	(in.)			G-416 Galv.	S-416 S.C.		A	C	D	F	G	H	J	L	M	N	C	
6-7	1/4	-	4.50	1039619	1039628	.50	116	19.1	17.5	9.65	17.5	39.6	57.0	39.6	33.3	9.1	1.52	
8-10	5/16-3/8	-	12.0	1039637	1039646	.59	123	20.6	20.6	12.7	20.6	42.9	57.0	44.5	38.1	11.2	1.52	
11-13	7/16-1/2	-	20.0	1039655	1039664	1.02	141	25.4	25.4	14.2	23.9	47.8	63.5	51.0	47.8	12.7	1.52	
14-16	9/16-5/8	12-13	27.0	1039673	1039682	1.63	171	31.8	30.2	17.5	28.7	57.0	76.0	63.5	57.0	14.2	1.52	
18	3/4	14-16	43.0	1039691	1039708	2.64	202	38.1	35.1	20.6	31.8	66.5	89.0	76.0	66.5	15.7	1.52	
20-22	7/8	18-19	55.0	1039717	1039726	4.38	235	44.5	41.4	23.9	38.1	82.5	102	89.0	79.5	20.3	1.52	
24-26	1	20-22	78.0	1039735	1039744	7.03	268	51.0	51.0	28.7	44.5	95.5	114	102	95.5	22.4	1.52	
28-30	1-1/8	24-26	92.0	1039753	1039762	9.75	300	57.0	57.0	31.8	51.0	105	127	117	105	25.4	3.05	

Figura 124. Terminación de cable tipo *open spelter socket* marca Crosby.

Fuente: <https://cutt.ly/l4AGbEG>

Por otra parte, en el bloque de concreto, se debe instalar un elemento de izaje en el cual sea posible enganchar uno de los extremos del cable, para esto se opta por un cáncamo macho de izaje del fabricante Crosby [54]. Este elemento se selecciona en función de la carga a elevar, por lo cual se debe emplear un cáncamo con rosca de 1-1/4”, el cual puede soportar cargas aproximadas a las 10,5 toneladas, las dimensiones específicas de dicho elemento se muestran en la Figura 125.



Tamaño	S-279 No. de parte	Carga límite de trabajo (lb)*	Peso de c/u (lb)	Dimensiones (plg.)							
				A** Rosca	B	C	D	E	F	G	H
1/4 x 1	9900182	650	5.00	1/4 - 20	1.02	1.13	.75	2.29	.19	.53	.77
5/16 x 1-1/8	9900191	1200	9.00	5/16 - 18	1.15	1.38	.88	2.74	.25	.59	.95
3/8 x 1-1/4	9900208	1550	15.00	3/8 - 16	1.27	1.62	1.00	3.07	.31	.69	1.05
1/2 x 1-1/2	9900217	2600	28.00	1/2 - 13	1.53	1.95	1.19	3.70	.38	.91	1.27
5/8 x 1-3/4	9900226	5200	55.00	5/8 - 11	1.79	2.38	1.38	4.45	.50	1.13	1.53
3/4 x 2	9900235	7200	96.00	3/4 - 10	2.05	2.76	1.50	5.07	.63	1.38	1.71
7/8 x 2-1/4	9900244	10600	154.00	7/8 - 9	2.31	3.25	1.75	5.87	.75	1.56	2.00
1 x 2-1/2	9900253	13300	238.00	1 - 8	2.57	3.76	2.00	6.66	.88	1.81	2.30
1-1/8 x 2-3/4	9900257	15000	320.00	1-1/8 - 7	2.75	4.19	2.25	7.20	.97	2.06	2.35
1-1/4 x 3	9900262	21000	399.00	1-1/4 - 7	3.09	4.50	2.50	7.95	1.00	2.28	2.73
1-1/2 x 3-1/2	9900271	24000	720.00	1-1/2 - 6	3.60	5.50	3.00	9.49	1.25	2.75	3.28
1-3/4 x 3-3/4	9900280	34000	1040.00	1-3/4 - 5	3.75	6.26	3.50	10.48	1.38	3.00	3.60

Figura 125. Cáncamo macho de izaje marca Crosby para el bloque de concreto.

Fuente: <https://cutt.ly/w4AGIha>

Para tener un adecuado desplazamiento del bloque de concreto en conjunto con el carro del sistema de tensión, se emplea una polea alrededor de la cual es posible el arrollamiento del cable, para esto se recurre a la relación que recomiendan los fabricantes de cables para configuraciones 6x19, la cual debe ser como mínimo 34 veces el diámetro del cable, de tal modo que se eviten conflictos de resistencia y afectación en sus propiedades mecánicas a medida que el cable abraza la polea que sea empleada.

$$\begin{aligned} \phi_{polea\ tensión} &= 34\phi_{cable} \\ \phi_{polea\ tensión} &= 34\left(\frac{3}{4}\text{ in}\right)\left(\frac{25,4\text{ mm}}{1\text{ in}}\right) \\ \phi_{polea\ tensión} &\cong 648\text{ mm} \end{aligned}$$

En este sentido, procediendo de forma similar a las poleas de los otros subsistemas, las dimensiones de la nueva polea se determinan de la Figura 126.

Cables para transmisión		POLEAS PARA CABLES DE ACERO Y DE CAÑAMO							TABLA 43	
POLEAS PARA CABLE DE ACERO										
GARGANTA					CUERPO			Cojinete		
Cable d	r	a		h	Diámetros		Eje d ₁	Diámetros		Long. l
		Fund.	Acero		d _f	d _e		d ₁	d ₂	
3,5 - 5	2,7	25	25	15	100	130	20 - 25	25	35	60
5 - 6,5	3,5	30	30	17,5	125	160	25 - 30	30	40	70
6,5 - 8	4,5	32	30	20	160	200	25 - 40	35	45	80
8 - 10	5,4	36	32	20	200	240	20 - 50	40	50	90
10 - 13	7	40	36	25	250	300	25 - 60	45	57	100
13 - 16	8,5	50	45	30	315	375	30 - 80	50	62	120
16 - 22	12	60	55	30	400	500	40 - 100	55	68	140
22 - 27	14,5	70	65	40	500	580	50 - 125	60	72	160
27 - 33	18	80	75	45	630	720	60 - 140	70	85	180
27 - 33	18	85	80	45	730	800	70 - 160	80	95	200
33 - 43	23	95	90	50	800	900	80 - 180	80	105	220
40 - 45	24	105	95	55	900	1010	90 - 200	100	115	240
40 - 54	24/29	115	105	60	1000	1120	90 - 200	110	125	260
43 - 58	26/32	125	110	65	1120	1250	100 - 220	125	145	280
45 - 58	26/32	135	120	75	1250	1400	100 - 220	140	160	300
51 - 58	32	135	130	75	1400	1550	100 - 220	160	180	320

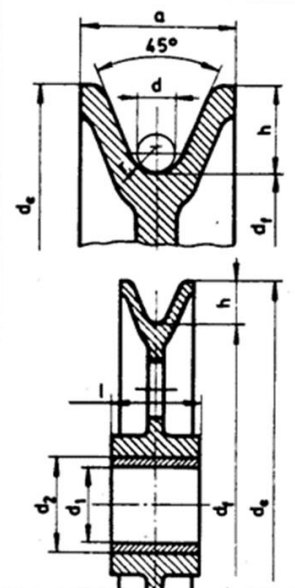


Figura 126. Dimensiones polea sistema de tensión.

Se sabe entonces que el diámetro que debe poseer la garganta de la polea es de 19,05 mm, con un ancho de 55 mm, un diámetro externo del cubo de 82,5 mm e interno de 50 mm, para su fabricación se recurre a una fundición gris ASTM A48 grado 50, debido a que este tipo de elementos de transmisión suelen fabricarse por medio de fundiciones de hierro, además, se acude al uso de brazos para prescindir de una polea sólida, con lo cual se logra obtener un peso aproximado de 33 kg. En cuanto al elemento que permite que la polea pueda rotar, se implementa un casquillo de bronce SAE 40, el cual tiene un diámetro externo de 55 mm, diámetro interno de 50 mm y longitud de 55 mm. En aplicaciones futuras se puede hacer el estudio de la viabilidad de la implementación de un rodamiento en lugar de un casquillo. En la Figura 127 se esquematiza el conjunto de esta polea.



Figura 127. Polea del sistema de tensión.

Realizando un análisis estructural de este elemento se establece que bajo la acción de la carga del contrapeso se obtiene un esfuerzo máximo de 71,34 MPa, un desplazamiento máximo de 0,1 mm y un factor de seguridad mínimo de 4,1. Se sabe que dicha fundición tiene un esfuerzo de fluencia de 290 MPa []. Estos resultados se ilustran en la Figura 128.

$$E S_{Máx} \leq E S_{Fluencia}$$

$$71,34 \text{ MPa} \leq 290 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

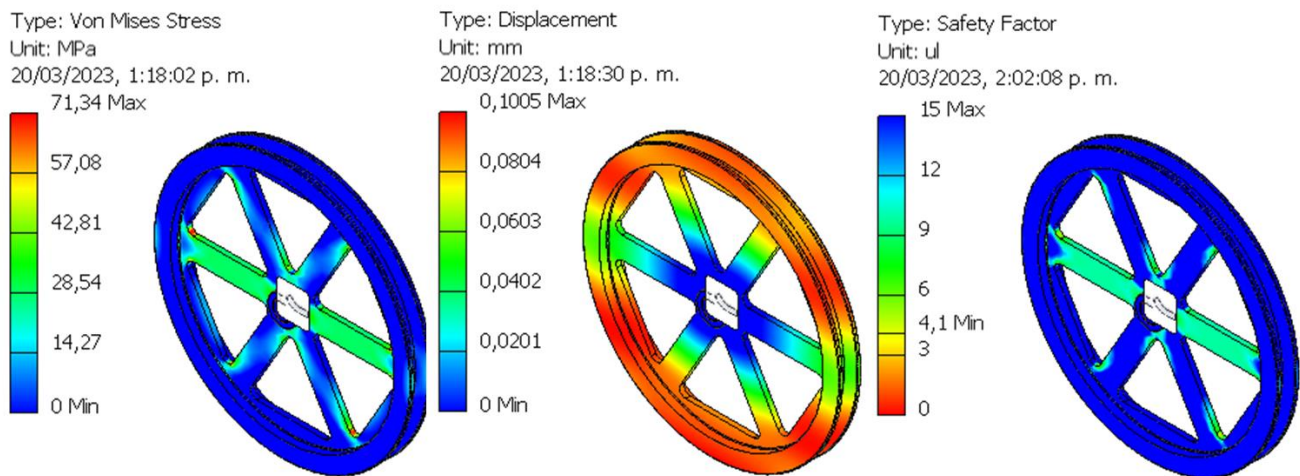


Figura 128. Criterios de evaluación de la polea del sistema de tensión.

Adicionalmente se debe contar con un elemento el cual permita sostener la polea del sistema de tensión a la estructura de la estación retorno, es decir, un eje alrededor del cual la polea pueda girar. Así pues, se plantea un eje de única sección, con diámetro de 45 mm y longitud de 550 mm, este elemento se muestra en la Figura 129.

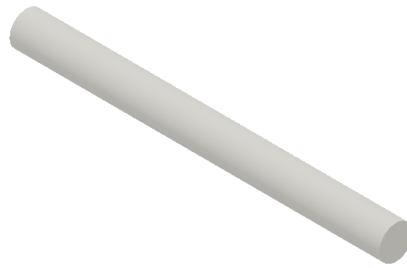


Figura 129. Eje de la polea del sistema de tensión.

Una vez más se recurre a un acero AISI SAE 1045 ANLD, las cargas que debe soportar, es decir, el peso de la polea y el contrapeso, hacen que este se vea sometido a cortante puro, por lo que, en la evaluación de los criterios de diseño, se debe evaluar con el 70 % del esfuerzo de fluencia del material, es decir, el esfuerzo máximo a cortante que se admite es de 353,5 MPa [55]. En la Figura 130 se pueden apreciar los resultados obtenidos en el análisis de este eje, de los cuales se puede establecer un factor de seguridad mínimo de 2,14.

$$E_{S_{Máx}} \leq E_{S_{Fluencia a cortante}}$$

$$165,5 \text{ MPa} \leq 353,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\text{Desplazamiento}_{máx} \leq \frac{L}{180}$$

$$0,1076 \text{ mm} \leq 3,056 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

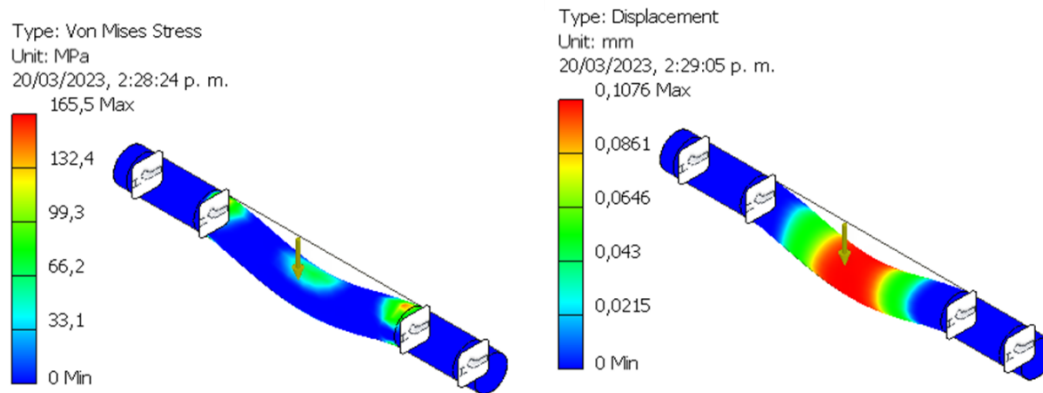


Figura 130. Criterios de evaluación del eje de la polea del sistema de tensión.

Teniendo en consideración todos los componentes anteriormente descritos, se procede a dimensionar la estructura principal de la estación, la cual debe poseer la resistencia suficiente para soportar los elementos que hacen parte del sistema de tensión y de la polea de retorno. En este orden de ideas, se propone que dicha estructura conste de perfiles cuadrados ANSI 4 X 4 X 1/2, la cual tiene una altura máxima de 2250,8 mm, una longitud máxima de 2950 mm y un ancho de 500 mm, para esto se requiere aproximadamente de 15,5 m de tubería estructural; además de estos, se requiere de perfiles cuadrados ISO 40 X 40 X 4 para darle mayor rigidez y estabilidad a las tuberías que sostendrán la polea del sistema de tensión, para lo cual se necesita aproximadamente 2 m de dicho perfil. En cuanto a los canales en C que se requieren para la construcción del riel del carro de tensión, se emplean canales ANSI 3 X 3,5, cuya longitud total es de aproximadamente 2,62 m. Para la unión de la perfilería de la estructura principal se espera que se realice mediante la aplicación de soldadura, mientras que para la unión de los perfiles en C se pretende que sea mediante pernos con cabeza avellanada, de tal modo que las ruedas puedan girar con normalidad a lo largo del canal. Adicionalmente, para la sujeción de la estación al suelo, se utilizan platinas de 17,5 mm de espesor de acero estructural ASTM A572, las cuales tienen distribuidos cuatro agujeros para espárragos con rosca métrica M33 y a su vez se posicionan platinas de 15 mm de espesor para aumentar el área de contacto de los perfiles cuadrados con las platinas de las bases. Esta configuración se presenta en la Figura 131.



Figura 131. Estructura de la estación retorno.

Ahora bien, las cargas que debe soportar la estructura son debidas al peso del carro, el cual es de aproximadamente 169 kg, y el peso del conjunto del contrapeso, el cual es de aproximadamente 8000 kg. De esta manera se obtienen mediante un análisis por elementos finitos un esfuerzo máximo de 170,6 MPa y un desplazamiento máximo de 6,8 mm, los cuales se pueden ver en la Figura 132. Para perfilería estructural cuadrada se tiene un esfuerzo de fluencia de 345 MPa, con el cual se puede establecer un factor de seguridad mínimo de 2,02 y se presenta en la unión de los perfiles que está más cercana al punto de aplicación de la carga del contrapeso.

$$E_{S_{Máx}} \leq E_{S_{Fluencia}}$$

$$170,6 \text{ MPa} \leq 345 \text{ MPa} \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\text{Desplazamiento}_{máx} \leq \frac{L}{180}$$

$$6,8 \text{ mm} \leq 16,67 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

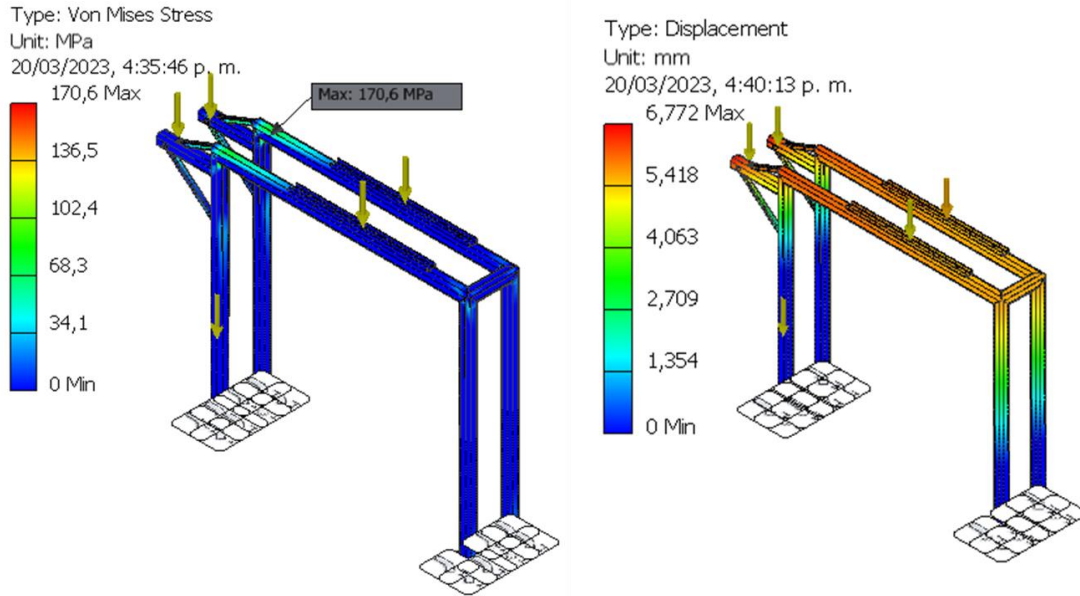


Figura 132. Criterios de evaluación de la estructura de la estación retorno.

También se instalan dos topes de caucho en los canales en C, los cuales serán los que limitaran el movimiento del sistema de tensión, estos están distanciados 814 mm, por lo que el carro tendría una libertad de movimiento de aproximadamente 215 mm, este valor es equivalente al desplazamiento vertical que tendría el contrapeso. En la Figura 133 se ejemplifica dicho componente.



Figura 133. Tope del carro de tensión.

Como elemento de protección adicional, en caso de que se llegase a presentar un fallo en alguno de los subsistemas asociados, como por ejemplo la ruptura del cable de tensión, se instala una guarda de protección que evite que el carro principal pueda salir del espacio para el cual fue diseñado, esta tiene dimensiones máximas de 1150 mm X 225 mm X 48 mm con espesor de 9 mm, y se ubica en el mismo riel destinado para las ruedas del carro, es fabricada con acero AISI SAE 1020 HR. Dicha guarda se muestra en la Figura 134.

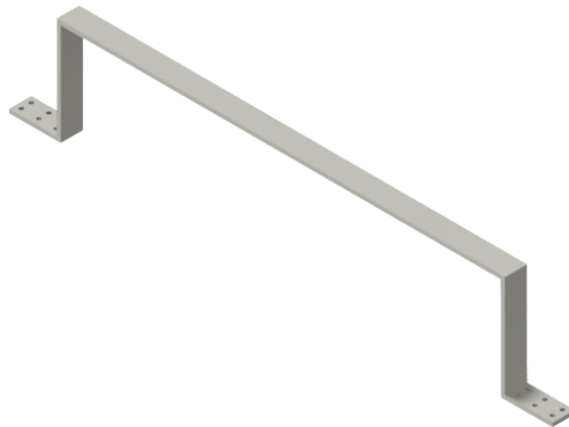


Figura 134. Guarda de protección del carro de tensión.

En la Figura 135 se muestra el ensamble final de la estación retorno junto con el sistema de tensión asociado.

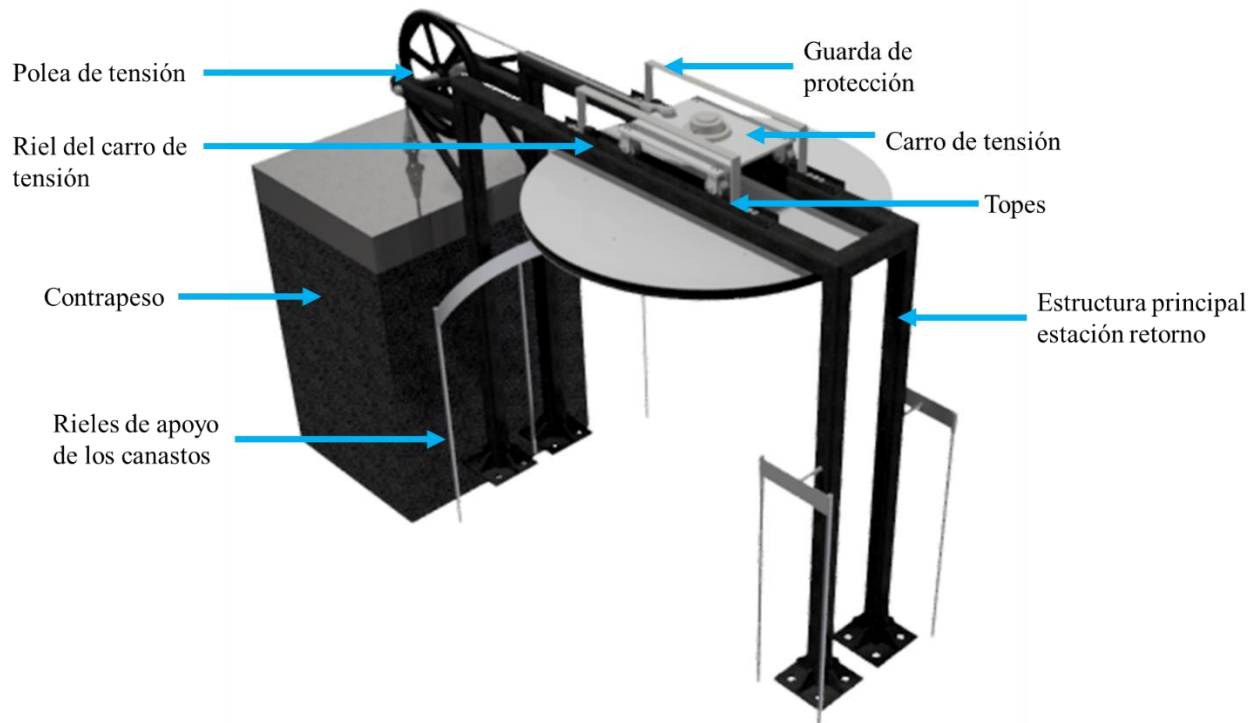


Figura 135. Montaje de la estación retorno.

Al igual que en la estación motriz, en esta se implementan rieles de apoyo para evitar que los canastos puedan colisionar con la estructura de la estación y evitar que se presenten daños en los subsistemas que están implicados en el montaje. Por otra parte, en caso de que se llegue a tener una aplicación en la que se alcance el valor de la tensión con el que se dimensionó el contrapeso, se debe realizar una excavación en el terreno aledaño de tal modo que el bloque tenga la posibilidad de desplazarse verticalmente, ya que la forma en la que se debe disponer, teniendo en cuenta las dimensiones de la estructura, no permite que el contrapeso quede suspendido dándole la libertad necesaria al cable para que genere la tensión requerida.

Finalmente, en la Figura 136 se presenta una representación esquemática y simplificada del sistema completo.



Figura 136. Representación esquemática final del prototipo de STC para carga.

6. CONCLUSIONES

- La tecnología que mejor se ajusta para diversas aplicaciones de transporte de carga rural para cargas inferiores a 500 kg es un STC monocable unidireccional el cual requiere de ciertos componentes mínimos para su adecuado funcionamiento, tales como una unidad motriz que alberga todos los elementos del grupo motor; una unidad de retorno que facilita el regreso de los vehículos a la estación principal y un sistema de tensión que permite su regulación; además de un sistema de estructuras de apoyo que permiten el soporte de todos los componentes asociados a esta instalación. Las propiedades dimensionales y estructurales de cada uno de los subsistemas fueron especificados en el diseño a detalle.
- La capacidad máxima de los componentes que constituyen el STC fue definida a partir de las propiedades mecánicas de un cable de acero 6X19S de alma de fibra EIPS con diámetro de 1/2", las cuales pueden soportar una fuerza de ruptura de 3,93 toneladas considerando un factor de seguridad de 3.
- Cada uno de los canastos que se suspenden del cable tienen una capacidad máxima de 50 kg.
- Las torres de apoyo pueden tener una altura que va desde 1,5 m hasta 6 m, de modo que se mitigue las condiciones del terreno que así lo requieran. Cada una de ellas puede soportar a lo sumo 1 km de cable a cada lado.
- Las estructuras portantes de cada uno de los elementos que componen el STC, tales como las torres de apoyo y las estructuras de las dos estaciones cumplen con criterios mínimos de diseño, de las cuales el factor de seguridad mínimo que se logró alcanzar es de 2,02.
- La tensión máxima que se puede generar con el sistema de tensión puede tener un valor de 7,86 toneladas, con la cual se definen dimensiones máximas del bloque de 1,1 m x 1,3 m x 1,81 m.
- La pendiente máxima que puede alcanzar el STC es de 45°, para unas condiciones de 1000 metros de recorrido y 750 m de diferencia de altura, para que sea posible movilizar en simultaneo 500 kg de carga con un motor cuya potencia mínima es de 4 kw.

- El sistema de motorización puede suministrar una potencia máxima de 30 kW y mínima de 4 kW. Los elementos asociados al sistema de transmisión cumplen con los requerimientos mínimos de diseño para soportar un torque máximo de 30842 Nm. La polea motriz que es impulsada por este motor presenta un factor de seguridad mínimo de 3,41 y la polea de retorno un factor de seguridad mínimo de 3,48, estas fueron diseñadas para que tuviesen un diámetro externo de 1600 mm.

7. RECOMENDACIONES

- Realizar el análisis dinámico, de fatiga y determinación del ciclo de vida de cada componente, con el fin de dar un mejor veredicto de la viabilidad de los diseños propuestos cuando son expuestos a cargas diferentes a las de tipo estático.
- Evaluar de forma detallada las uniones que podrían llegar a realizarse por medio de procesos de soldadura, como por ejemplo en los canastos, en las torres y en las estructuras de las estaciones, de tal modo que se pueda prescindir de dicho proceso de unión y pueda ser reemplazado por uniones pernadas para que su instalación sea de menor complejidad.
- Adicionar sistemas de frenado que permitan tener un mejor control de las condiciones de la instalación y evitar así posibles daños ante un fallo repentino.
- En la medida de lo posible, de acuerdo con la zona en que pueda implementarse este sistema, evaluar la viabilidad de motores eléctricos y establecer un sistema que evite el uso de energía eléctrica.
- Estudiar la posibilidad de acudir al uso de vehículos diferentes al planteado en este estudio, por ejemplo, con el uso de sistemas de sujeción que permitan recolectar la carga sin que se requiera de la intervención de operarios para el cargue y descargue de los productos, sin que esto conlleve un cambio del tipo de pinza que se propuso.

REFERENCIAS

- [1] Agroactivo, “Tipos de transporte utilizados en el agro para carga masiva”. <https://cutt.ly/h4AHZUr> (consultado el 14 de diciembre de 2022).
- [2] Diario del exportador, “El transporte ferroviario en el Comercio Internacional”. <https://cutt.ly/y4AHKrW> (consultado el 14 de diciembre de 2022).
- [3] C. N. Ramirez Herrera y Y. P. Aguilera Chávez, “El transporte fluvial como estrategia competitiva por el río magdalena y su articulación con la logística sincro-modal para generar ventajas a el comercio internacional colombiano”, Universidad Cooperativa de Colombia, 2019.
- [4] L. J. Pérez Mesa, “El transporte aéreo de carga: estrategias para la exportación desde Colombia”, Politécnico Grancolombiano, 2021.
- [5] SDI, “Bandas Transportadoras: Qué Son, Cómo Funcionan, Tipos Y Beneficios”. <https://cutt.ly/64AHFt1> (consultado el 14 de diciembre de 2022).
- [6] Esbelt - Conveyor Belts, “Bandas Transportadoras para el sector Industrial - Esbelt”. <https://cutt.ly/44AHHHz> (consultado el 14 de diciembre de 2022).
- [7] A. ORRO ARCA Y, M. NOVALES ORDAX, y M. RODRÍGUEZ BUGARÍN, *Transporte por cable*. 2003.
- [8] G. A. Sánchez González, “Pre-proyecto sistema teleférico para fines turísticos”, Universidad del Bío-Bío, 2016.
- [9] LEITNER Seilbahnen - LEITNER, “Funiculares”. <https://cutt.ly/r4AHHan> (consultado el 14 de diciembre de 2022).
- [10] Artelia, DCSA Ingenieur Conseil, y ISTC, *Diseño e implementación de sistemas de transporte por cable para comunidades de difícil acceso*. Banco de desarrollo de América Latina, 2018.
- [11] Comunidad de Madrid, “Teleféricos, telesillas y telesquís (transporte por cable)”. [https://udeaeducomy.sharepoint.com/:w:/r/personal/santiago_rojas2_udea_edu_co/_layouts/15/Doc.aspx?sourcedoc=%7B66A0C1E4-EB42-4838-9DC4-8B58B1FDCCF4%7D&file=Trabajo practica.docx&action=default&mobileredirect=true](https://udeaeducomy.sharepoint.com/:w:/r/personal/santiago_rojas2_udea_edu_co/_layouts/15/Doc.aspx?sourcedoc=%7B66A0C1E4-EB42-4838-9DC4-8B58B1FDCCF4%7D&file=Trabajo_practica.docx&action=default&mobileredirect=true) (consultado el 16 de diciembre de 2022).
- [12] B. S. Ochoa Hurtado, “Diseño de un sistema de transporte de carga para la recolección de

- mandarina y naranja en la finca ‘El Desquite’ ubicada en Nilo – Cundinamarca”, Universidad Distrital Francisco José De Caldas, 2020.
- [13] C. G. Londoño Rodríguez, Julián Espinosa Parra, “Diseño de un sistema de transporte aéreo por cable, para la finca la cordillera”, UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS, 2021.
- [14] R. A. Chávez Morocho, “Diseño de un sistema estacionario de transporte rural por cable para 1 tonelada entre personas y carga para el cruce de un río en el departamento de Huancavelica, provincia de Huaytará”, Pontificia Universidad Católica del Perú, 2015.
- [15] IPH, “Cables de acero para uso general”, 2017. <https://cutt.ly/J4AHAGm>
- [16] De ingenierías, “Cables de acero”, 2019. <https://cutt.ly/L4AHAjq>
- [17] I. H. Max y S. Glenn B, “The suspended elastic cable under the action of concentrated vertical loads”, *Int. J. Solids Struct.*, vol. 12, núm. 4, pp. 309–317, 1976, doi: <https://cutt.ly/J4AHPu0>.
- [18] C. F. Guerreo Ocampo, “Diseño de sistema de transporte por cable para productos agrícolas cosechados en terreno con pendiente”, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2017.
- [19] J. D. Valencia Bastidas, “Diseño de un transportador aéreo para material agrícola”, UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA, 2013.
- [20] C. D. Cabrera Montalvo y S. F. Campaña Reyes, “Diseño y simulación de trenes de poleas para las pilonas del Sistema teleférico Proyecto Quito Cables”, Escuela Politécnica Nacional, 2020.
- [21] Leitner, “Elementos de teleféricos”. <https://cutt.ly/44AHOOq> (consultado el 6 de enero de 2023).
- [22] G. A. Rivera San Martín, “Estudio de prefactibilidad técnica y económica de un teleférico en el Cerro Divisadero (Coyhaique)”, Universidad Austral de Chile, 2005.
- [23] A. F. Mejía Vargas, “Diseño y construcción de un sistema de transporte de carga por medio de cables para topografía de gran pendiente”, UNIVERSIDAD EAFIT, 2011.
- [24] Ingenieros Asesores, “¿Qué es un estudio geotécnico? Usos y beneficios”, 2021. <https://cutt.ly/K4AHUYC> (consultado el 12 de enero de 2023).
- [25] Centro Aceros, “Ingeniería que mueve cultivos”, 2022. <https://cutt.ly/r4AHYgB> (consultado el 17 de enero de 2023).
- [26] Fundiciones Toro Ramírez, “Garruchas Toro”, 2023. <https://cutt.ly/t4AHY4Y> (consultado

- el 17 de enero de 2023).
- [27] Agrosavia - Corporación Colombiana de investigación agropecuaria, “Sistema de transporte por cable de gravedad o autopropulsado para caña panelera”. <https://cutt.ly/N4AHYFJ> (consultado el 18 de enero de 2023).
- [28] E. Gómez González y E. Restrepo, “Audencia Pública: Vías terciarias para la dignidad del campo”, 2021. <https://cutt.ly/N4AHUdh> (consultado el 20 de enero de 2023).
- [29] Dane, “Mercado laboral de la población campesina”, 2023.
- [30] Emcocables, “Manual de Emcocables”, 2022. <https://cutt.ly/74AHIGp> (consultado el 29 de enero de 2023).
- [31] Logihfrutic, “Empaques y embalajes”, 2017. <https://cutt.ly/K4AHQgW> (consultado el 2 de febrero de 2023).
- [32] J. N. Miralles, “Sistema de transporte por cable, Complejo teleférico La Rioja”, Universidad Tecnológica Nacional.
- [33] Emcocables, “Cables: Manejo, Clasificación, Factores de Seguridad, Usos y Recomendaciones”. <https://cutt.ly/54AHQGF>
- [34] Asociación Española de Normalización, *UNE-EN 12927:2020: Requisitos de seguridad para instalaciones para el transporte de personas por cable. Cables. Parte 2: Coeficientes de seguridad.*
- [35] MatWeb, “ASTM A36 Steel, bar”. <https://cutt.ly/N4AHWS9> (consultado el 10 de enero de 2023).
- [36] MatWeb, “ASTM A500 Steel, grade C, round structural tubing”. <https://cutt.ly/r4AHESz> (consultado el 12 de febrero de 2023).
- [37] MatWeb, “AISI 1020 Steel, hot rolled, quenched and tempered, 0.2% offset, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round”. <https://cutt.ly/J4AHEKM> (consultado el 15 de febrero de 2023).
- [38] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Novena edi. Mc Graw Hill, 2012.
- [39] Asociación Española de Normalización, *UNE-EN 12929-1:2015: Requisitos de seguridad de las instalaciones de transporte por cable destinadas a personas. Requisitos generales. Parte 1: Requisitos aplicables a todas las instalaciones.* 2015.
- [40] Asociación Española de Normalización, *UNE-EN 12930:2015: Requisitos de seguridad de las instalaciones de transporte por cable destinadas a personas. Cálculos.*

-
- [41] S. Duque Sánchez, “Notas de cálculos mecánicos, Banco de la cadena cinemática”, Universidad Eafit, 2018.
- [42] Weg, “WG20 Gear Units and Geared Motors up to 18000 Nm. Technical Catalogue”.
- [43] Weg, “Cat4Cad: Tehe engineering software for your drive configuration”.
<https://cutt.ly/g4AHT29>
- [44] Weg, “Automatización: Convertidores de Frecuencia”. <https://cutt.ly/44AHnXH>
- [45] MatWeb, “AISI 1045 Steel, hot rolled, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round”.
<https://cutt.ly/S4AHnbW> (consultado el 23 de febrero de 2023).
- [46] Renold, “Acoplamiento Gearflex”. <https://cutt.ly/V4AHmZR> (consultado el 25 de febrero de 2023).
- [47] MatWeb, “AISI 4140 Steel, oil quenched, 100 mm (4 in.) round [845°C (1550°F) quench, 540°C (1000°F) temper]”. <https://cutt.ly/z4AHcdm>
- [48] SKF, “Rodamientos”, 2019. <https://cutt.ly/Q4AHmcc>
- [49] M. Close, “Wire Rope End Terminations: Sockets, Wire Rope Clips, and Splices”, 2019.
<https://cutt.ly/f4AHXe7> (consultado el 20 de marzo de 2023).
- [50] Ferrocortes, “Lámina A572”, 2021. <https://cutt.ly/f4AHXQt> (consultado el 20 de marzo de 2023).
- [51] Famiq, “Características generales”. <https://cutt.ly/G4AHXJV> (consultado el 20 de marzo de 2023).
- [52] MatWeb, “304 Stainless Steel”.
- [53] The Crosby Group, “Open Spelter Sockets”. <https://cutt.ly/y4AHCZC>
- [54] The Crosby Group, “Cáncamos Forjados”. <https://cutt.ly/q4AHC0B>
- [55] MatWeb, “AISI 1045 Steel, cold drawn, annealed, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round”.
<https://cutt.ly/s4AHVCm> (consultado el 20 de marzo de 2023).