

Diseño estructural de un sistema de transporte de cargas utilitarias con alimentación eléctrica de tipo remolque, para manejo manual con acople a bicicleta.

Cristian Camilo Carpio Arias

Sebastián Tovar Aguirre

Proyecto de grado para obtención del título de Ingeniero Mecánico

Director de proyecto

William Pinto Hernández

PhD. Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2023

Agradecimientos

Principalmente agradezco a mis padres que me brindaron apoyo incondicional para iniciar mi desarrollo como profesional. Siempre han sido ellos quienes me han impulsado a superarme como persona sin importar los objetivos y sus obstáculos. Le agradezco a todos los docentes que hicieron parte de mi recorrido universitario, pues sin ellos no tendría fundamento alguno para desarrollar este proyecto. Por último y no menos importante agradezco a todos mis compañeros, en especial a Sebastián Tovar, por acompañarme en el proceso de formación, no siendo únicamente un apoyo académico sino moral, convirtiéndose en no solo mi amigo, sino mi cómplice y hermano.

Cristian Camilo Carpio Arias

Quiero agradecerte Ma, que desde tu amor incondicional me impulsas a cumplir mis metas. Eres mi modelo a seguir. También a mi familia, por demostrarme su cariño todos los días a través de pequeñas grandes cosas.

A ti, amore, por tú amor y apoyo durante estos años universitarios. Te amo por estar ahí.

Gracias a quien considero un amigo y mentor, Christian Bueno.

A mis amigos y colegas, Jaime González y Cristian Carpio; disfruté las risas, el estrés y las trasnochadas por un parcial o un partido. Que esta amistad sea por muchos años.

No podían faltar los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, quienes me aportaron los conocimientos para finalizar mi carrera universitaria. Y, finalmente, a los ingenieros que nos orientaron en este proyecto para culminarlo con total éxito.

Sebastián Tovar Aguirre

Tabla de contenido

Introducción	16
1. Planteamiento del problema.....	16
2. Justificación	16
3. Objetivos	18
3.1. Objetivo general.....	18
3.2. Objetivos específicos	18
4. Marco teórico	19
4.1. Estado del arte.....	19
4.2. Conocimientos preliminares	21
4.2.1. Método de elementos finitos.....	21
4.2.2. Subsistema de transmisión de potencia.....	28
4.2.3. Subsistema suspensión.....	29
5. Análisis y desarrollo.....	36
5.1. Despliegue de la función calidad	36
5.1.1. Selección de transmisión.....	36
5.1.2. Selección de suspensión.....	41
5.2. Posición del eje central	42
5.3. Estimación de forma por optimización estructural ANSYS Workbench.....	46
5.4. Sección transversal de la estructura	48
5.4.1. Análisis de resistencia de materiales.....	48
5.4.2. Estudio estático estructural CAE	51
5.5. Selección y diseño de las ballestas multihojas.....	53

5.5.1. Conocimientos preliminares para el diseño de ballestas	54
5.5.2. Consideraciones para el diseño	58
5.5.3. Cálculo de una ballesta	59
5.5.4. Cálculo de abarcones	61
5.5.5. Estudio estructural CAE.....	62
5.6. Diseño y análisis del eje central.....	66
5.6.1. Análisis de resistencia de materiales.....	66
5.6.2. Estudio estructural CAE.....	67
5.7. Sistema de enganche.....	69
5.8. Almacenamiento de baterías	73
5.9. Estimación del peso total	74
5.10. Recomendaciones para el diseño del sistema de control.	75
6. Análisis de viabilidad técnico-económica.....	78
6.1. Fabricación.....	78
6.1.1. Subsistema bastidor	79
6.1.2. Subsistema ballestas.....	80
6.1.3. Subsistema eje.....	81
6.1.4. Subsistema motriz	82
6.1.5. Subsistema de enganche.....	86
6.2. Productos similares en el mercado.....	87
6.2.1. Costo de adquisición	90
6.2.2. Costo de funcionamiento	90

7.	Conclusiones	93
8.	Gestión del trabajo de grado	95
8.1.	Fase de planeación de proyecto	95
8.2.	Fase de diseño estructural	95
8.3.	Fase de diseño de sistema motriz.....	95
8.4.	Fase de optimización topológica.....	95
8.5.	Fase de análisis técnico-económico	96
8.6.	Fase de redacción y sustentación	96
8.7.	Cronograma	96
9.	Identificación de recursos necesarios.....	98
9.1.	Presupuesto	98
10.	Anexos	99
10.1	Cálculo de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	99
10.1.1.	Factor del acabado de la superficie	99
10.1.2.	Factor de tamaño	101
10.1.3.	Factor de confiabilidad.....	101
10.1.4.	Factor de temperatura.....	102
10.2.	Información adicional del subsistema de transmisión de movimiento	102
10.2.1.	Tipos de correas y poleas	102
10.2.2.	Tipos de sistema de poleas y correas	103
10.2.3.	Tipos de engranajes.....	104
10.3.	Información adicional sobre motores.....	105

10.4. Información adicional sobre baterías	109
10.5. Cálculos de la potencia y torque del motor.....	112
10.6. Iteración para los límites de peso en el remolque	117
10.7. Proceso CAE: optimización de forma.....	118
10.8. Análisis estático de la estructura base.....	120
10.9. Proceso CAE: Estático estructural de la base	123
10.10. Proceso CAE: Estático estructural de la ballesta	125
10.11. Proceso CAE: análisis de fatiga de la ballesta	129
10.12. Análisis estático del eje central.....	131
10.13. Proceso CAE: Estático estructural del eje central.....	132
10.14. Listado de tareas específicas de la gestión del trabajo de grado	134
10.14.1. Fase de planeación de proyecto	134
10.14.2. Fase de diseño estructural	134
10.14.3. Fase de diseño de sistema motriz.....	135
10.14.4. Fase de optimización topológica.....	135
10.14.5. Fase de análisis técnico-económico	136
10.14.6. Fase de redacción y sustentación	136
Bibliografía	137

Tabla de figuras

Figura 1. Simulación de producto realizada con ayuda del análisis de elementos finitos	22
Figura 2. Volumen tetraédrico	23
Figura 3. Optimización de forma.	27
Figura 4. Optimización paramétrica.	27
Figura 5. Optimización topológica.	28
Figura 6. Suspensión rígida.....	30
Figura 7. Tipos de suspensión semirrígida.	31
Figura 8. Suspensión independiente.	31
Figura 9. Ballestas.....	32
Figura 10. Muelles.	33
Figura 11. Barra de torsión.	34
Figura 12. Amortiguadores.	35
Figura 13. Alternativa 1.	37
Figura 14. Alternativa 2.	38
Figura 15. Armadura general.	42
Figura 16. Distancias para momentos.....	43
Figura 17. Límite 1.	45
Figura 18. Límite 2.	45
Figura 19. Límite 3.	46
Figura 20. Límite 4.	46
Figura 21. Iteraciones de optimización topológica.	47
Figura 22. Esquema de estructura.....	48

Figura 23. Reacciones sobre la estructura base.	49
Figura 24. Inercia sección cuadrada hueca.	50
Figura 25. Cargas en la estructura CAE.....	52
Figura 26. Tensión máxima base.	53
Figura 27. Ancho de ballesta.	55
Figura 28. Distribución fuerzas en la ballesta.....	56
Figura 29. Medidas de abarcón.	61
Figura 30. Cargas CAE ballesta.....	63
Figura 31. Resultados CAE ballesta.	63
Figura 32. Resultados CAE platina inferior.....	63
Figura 33. Resultados CAE platina superior.....	64
Figura 34. Refinamiento ballesta.	65
Figura 35. Fatiga CAE ballesta.....	66
Figura 36. Cargas CAE eje central.	68
Figura 37. Refinamiento eje central.....	69
Figura 38. Sistema de enganche.....	70
Figura 39. Articulación.	70
Figura 40. Guarda.	72
Figura 41. Manubrio.	73
Figura 42. Cajón de baterías.	74
Figura 43. Sistema de frenado y aceleración por palanca.....	76
Figura 44. Diagrama general del sistema de control.....	77
Figura 45. CAD Bastidor.	79
Figura 46. CAD Ballestas.	80

Figura 47. CAD eje central.	81
Figura 48. QS Motor 1500 [W].	82
Figura 49. Aliexpress QS Motor.	83
Figura 50. Aliexpress batería 72 [V] 20 [Ah]	84
Figura 51. Alibaba QS Motor.	85
Figura 52. Sistema de enganche.	86
Figura 53. Tricargo 1200E.	87
Figura 54. Tricargo 200.	88
Figura 55. E-Cargoville LJ.	89
Figura 56. Forma común de remolque para motocicleta.	93
Figura 57. Fatiga de bajo ciclaje experimental	99
Figura 58. Selección del factor Ks.	101
Figura 59. Tipos de correas y poleas.	103
Figura 60. Tipos de sistemas de poleas y correas.	103
Figura 61. Engranajes rectos.	104
Figura 62. Engranajes helicoidales.	104
Figura 63. Engranajes cónicos.	105
Figura 64. Partes de un motor CC.	108
Figura 65. Motor brushless.	108
Figura 66. Baterías litio.	110
Figura 67. Batería de plomo.	111
Figura 68. Simulación CAD.	118
Figura 69. Estudio estático estructural.	119
Figura 70. Estudios estructurales.	119

Figura 71. Diagramas Barra B o D.	122
Figura 72. Simulación CAD Base.....	123
Figura 73. Simplificación de geometría.....	123
Figura 74. Estudio estructural base.....	124
Figura 75. Resultados base.	125
Figura 76. Ballesta CAD.....	126
Figura 77. Estudio estructural ballesta.....	127
Figura 78. Exageración de desplazamientos.....	128
Figura 79. División de submodelos.	128
Figura 80. Esquema general del análisis CAE ballestas.....	129
Figura 81. Configuración de fatiga ANSYS.....	130
Figura 82. Diagramas de eje central.	131
Figura 83. Simulación CAD Base.....	132
Figura 84. Estudio estructural estático base.....	133
Figura 85. Resultados base.	133

Lista de tablas

Tabla 1. QFD Alternativas.....	38
Tabla 2. QFD Motor.	39
Tabla 3. QFD Suspensión.	41
Tabla 4. Iteración posición del eje.	44
Tabla 5. Iteración de sección transversal.	51
Tabla 6. Convergencia de malla Base.....	52
Tabla 7. Formas básicas y fórmulas de diseño para la macroestructura de las ballestas.	54
Tabla 8. Iteración Fuerza máxima en la ballesta 1.....	60
Tabla 9. Iteración Fuerza máxima en la ballesta 2.....	60
Tabla 10. Iteración Fuerza máxima en la ballesta 3.....	61
Tabla 11. Resultados análisis CAE ballesta.....	65
Tabla 12. Masas.	67
Tabla 13. Convergencia de malla Base.....	68
Tabla 14. Peso estructural por subsistemas.....	75
Tabla 15. Subsistemas.....	78
Tabla 16. Cotización bastidor.	79
Tabla 17. Cotización ballestas.	80
Tabla 18. Cotización eje central.....	81
Tabla 19. Cotización sistema motriz.....	82
Tabla 20. Cotización sistema de enganche.	86
Tabla 21. Costo de adquisición.....	90
Tabla 22. Costo de funcionamiento eléctricos.....	90

Tabla 23. Costo de funcionamiento combustión.....	91
Tabla 24. Relación KG/COP.....	94
Tabla 25. Cronograma diagrama de Gantt.....	97
Tabla 26. Cálculo de presupuesto.....	98
Tabla 27. Factores del acabado superficial para el acero como función de la resistencia a la rotura a la tensión para diferentes procesos de maquinado.....	99
Tabla 28. Factores del acabado superficial para el acero como una función de la resistencia a la rotura y de la aspereza de la superficie como se midió con un rugosímetro.	100
Tabla 29. Factor Kf.....	100
Tabla 30. Factor Kr.....	101
Tabla 31. Ventas coches eléctricos 2021.....	106
Tabla 32. Comparación contaminación combustibles.....	106
Tabla 33. Variación de PB según Po.....	117
Tabla 34. Variación de PB según Pd.....	117
Tabla 35. Propiedades ASTM A36.....	124
Tabla 36. Propiedades AISI 1045.....	126
Tabla 37. Propiedades AISI 9260.....	127
Tabla 38. Curva de fatiga AISI 9269.....	130

Lista de apéndices

Ver apéndices adjuntos y consultarlos en la base de datos de la Biblioteca UIS

Apéndice A: Planos a detalle

Apéndice B: Cotizaciones de muelles y barras

Resumen

Título: Diseño estructural de un sistema de transporte de cargas utilitarias con alimentación eléctrica de tipo remolque, para manejo manual con acople a bicicleta.¹

Autores: Cristian Camilo Carpio Arias y Sebastian Tovar Aguirre.²

Palabras Clave: Diseño, Resistencia de materiales, Método de elementos finitos, Estructura, Remolque.

Descripción:

Se desea establecer un primer acercamiento para la obtención de un remolque para cargas utilitarias, con asistencia eléctrica para una bicicleta común, con la particularidad de poder ser manipulada de forma manual (caminando). El diseño del remolque parte inicialmente con el cálculo teórico de análisis estructurales estáticos para los componentes principales o de mayor sospecha de falla, los cuales son sometidos a un nuevo análisis estático por medio de Ansys Workbench usando el método de elementos finitos, para comprobar finalmente su correcta caracterización (material y forma) para un funcionamiento seguro. Adicionalmente se realiza una optimización topológica por medio de Ansys Workbench, para determinar la forma óptima para la estructura del bastidor, para reducir material y costos en el proceso de manufactura en comparación con estructuras comunes para este tipo de aplicaciones. Como cierre de proyecto se realizan listados de costos estimados por los subsistemas que componen el remolque, para ser comparado con algunos productos en el mercado nacional e internacional con funciones muy similares respecto a su costo de adquisición y manipulación. Finalmente se establecen los resultados presentando el diseño final modelado en formatos CAD, por medio del software SolidWorks, junto con las medidas de cada pieza implementada, esperando no diferir mucho al momento de su construcción.

¹ Trabajo de grado

² Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: William Pinto Hernández. PhD. Ingeniero Mecánico.

Abstract

Title: Structural design of a trailer transportation system for utility loads with an electrical power supply that allows manual operation with bicycle coupler.³

Authors: Cristian Camilo Carpio Arias y Sebastian Tovar Aguirre.⁴

Key Words: Design, Strength of materials, Structure, Trailer, finite-element method.

Description:

How to produce a trailer transportation system for utility loads with an electrical power supply compatible with the common bicycle, that can also be operated manually (by walking). The trailer's design begins with the theoretical calculation of structural static analysis for the primary components, or the ones with a higher degree of probable failure, which are tested for a second time under a new static analysis through Ansys Workbench using the finite-element method to definitely verify its appropriate characterization (shape and material), for safe operation. Additionally, a topological optimization will be completed through Ansys Workbench to determine the optimal shape for the frame structure, this to reduce material requirements and manufacturing costs in the manufacturing process compared to common structures in this type of use. As end of project, there will be a costing sheet for the subsystems that make up the trailer, to be compared to some products in the national and international market that are similar in function, acquisition and operation. Finally, the results will be established, displaying the final 3D modeling in CAD format, using the SolidWorks software, along with the measurements of each implemented piece, with the hopes of achieving accuracy in the end product.

³ Degree Work

⁴ Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: William Pinto Hernandez. PhD. Mechanical engineer.

Introducción

1. Planteamiento del problema

Trasladar cargas pesadas siempre ha sido una problemática común en todo tipo de ambientes del ser humano, desde el principio de los tiempos hasta el día de hoy, en situaciones como transporte de equipaje en aeropuertos u hoteles, mudanza de muebles y electrodomésticos pesados, y de una manera general en cargas pesadas en transporte de paquetería y servicios de entrega. Según el Consejo Colombiano de Seguridad – CCS- la maniobrabilidad de cargas manual no debe exceder los 25 kg, y los 40 kg en caso de ser esporádica, por lo que el desplazamiento de cargas pesadas debe ser tratado con elementos mecánicos -que faciliten el trabajo y preservar así la salud del empleado-, como montacargas, estibadores o carretillas. Sin embargo, el uso de estos para el caso de carga entre los 100 kg y 500 kg sigue siendo un problema al realizarlo en medianas y largas distancias, pues para este tipo de procedimientos comúnmente se usa la implementación de montacargas eléctricos, los cuales son de alto costo, ocupan gran espacio y requieren legalmente de certificados para su manipulación industrial, es decir, no está al alcance de cualquier persona.

2. Justificación

El presente proyecto se centra en el diseño de un medio de transporte de carga pesada que cumpla con los requerimientos establecidos y de fácil manipulación, determinando su estructura más óptima, aplicando los conocimientos adquiridos a través de la carrera de ingeniería mecánica en el área de diseño, en el aprendizaje de la física clásica y dinámica, la selección de materiales y selección de componentes en catálogos industriales disponibles, evidenciando una buena toma de decisiones y trabajo en equipo en su desarrollo.

En el ámbito de la salud, el desarrollo del proyecto tiene como objetivo el preservar la salud física de los trabajadores, buscando evitar esfuerzos extralimitados en el traslado de cargas pesadas, previniendo lesiones que se puede presentar a corto, mediano y largo plazo en partes del cuerpo que se vean involucradas tales como espalda, piernas y brazos, incidiendo en prácticas seguras que garanticen una vida sana y óptimo desarrollo en las labores dispuestas.

El diseño de este sistema mecánico busca la mayor economía posible en su producción y su alta facilidad de uso, entregando un producto práctico y económico, evitando los altos costos de las maquinarias de transporte de carga pesada y la capacitación solicitada para su empleo.

Frente a la necesidad de un consumo responsable debido al daño ecológico en producción industrial de este tipo de productos, se busca optar por un diseño ecológico, económico y amigable con el medio ambiente, con uso de energía preferencia renovable como la eléctrica, evitando emisiones de CO₂, en comparación con maquinaria propulsada por combustión producida para este sector.

Palabras clave:

Diseño, Resistencia de materiales, Método de elementos finitos, Estructura, Remolque.

3. Objetivos

3.1. Objetivo general

Diseñar la estructura de un sistema de transporte de cargas utilitarias con alimentación eléctrica de tipo remolque, para manejo manual con acople a bicicleta.

3.2. Objetivos específicos

- Diseñar un sistema de transporte de carga utilitaria con los siguientes requerimientos:
 - Capacidad volumétrica de 1.3 [m³].
 - Soporte de carga máxima de 250 [kg].
 - Contenga un sistema de amortiguación básica.
 - Contenga un sistema motriz eléctrico capaz de mover la carga del sistema y cumpla con los límites de velocidad, acorde la resolución número 160 de 2017 del Ministerio de transporte de Colombia (25 [km/h] para un remolque asistido).
 - Servir como remolque asistido de conducción manual (de a pie) y con acople a bicicleta.
- Optimizar el bastidor del sistema de transporte con el fin de estimar la mejor forma de la estructura, para reducir peso por medio de una optimización topológica con aplicación de métodos de elementos finitos en el software ANSYS WORKBENCH 2022 R2.
- Realizar un análisis de la viabilidad técnico-económica de la solución planteada.

4. Marco teórico

4.1. Estado del arte

- Resolución número 0000160 de 2017 del ministerio de transporte.

De esta resolución emitida por el ente encargado de reglamentar todo tipo de transporte en Colombia, se toma como referencia para el desarrollo del proyecto las definiciones de bicicleta, triciclo y triciclo con pedaleo asistido, al igual que sus limitaciones de potencia nominal para el motor auxiliar, la velocidad y el peso máximo a transportar. De igual manera, se verifica en la resolución que el vehículo a desarrollar en el presente proyecto está exento de ser registrado en el sistema RUNT, poseer licencia de tránsito o seguro obligatorio SOAT.

- Diseño y construcción de un remolque con capacidad para dos motocicletas.

De la siguiente tesis podemos guiarnos para el análisis y desarrollo en el diseño y fabricación de un remolque. Esta tesis tiene como fin el diseño y construcción de un remolque con acople a vehículo automotor todo terreno, el cual va a tener una capacidad de 2 motocicletas y un peso máximo de 400 kg, teniendo en cuenta factores de diseño tanto internos a la estructura y externos al terreno por donde se va a movilizar.

Dicho artículo representa un apoyo para el presente proyecto al entregar una guía de diseño para el transporte de carga utilitaria que se pretende desarrollar debido a la similitud de capacidades y principios básicos aplicados.

- Dimensiones y peso permitidos en aerolíneas nacionales.

Mediante la búsqueda en diferentes sitios web en donde se reglamenta la medida y peso de equipaje de aerolíneas, entre ellas las más conocidas, se permite tener una guía para el

tamaño y límite de peso aplicado en el sistema de transporte de carga utilitaria a desarrollar, pues uno de los usos planteados para este proyecto se encuentra en este.

- Elementos de máquinas.

Se permite identificar la mayor parte de la información sobre el desarrollo de conocimientos de la mecánica aplicada al diseño de elementos de máquinas, partiendo desde planteamientos básicos como clasificación de cargas, generación de diagramas de cuerpo libre, diagramas de esfuerzos, fundamentos y teoremas de deformación, fallas en materiales sólidos (fundamentos de módulos de elasticidad, razón de Poisson y módulos cortantes), entre otros. Al igual encontramos ejemplos de desarrollo de elementos de máquinas como ejes, cilindros, cojinetes, engranajes y demás.

4.2. Conocimientos preliminares

4.2.1. Método de elementos finitos

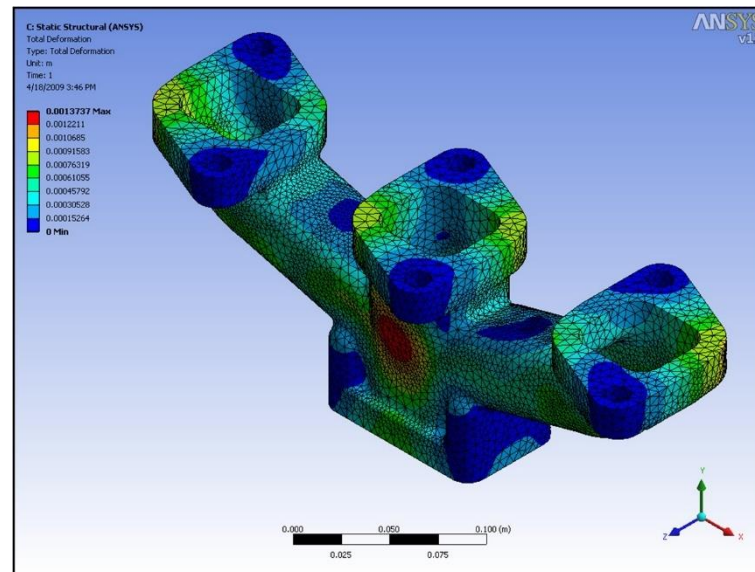
Este es un método que muchos softwares de diseño tipo CAE usan para poder realizar el análisis estructural de piezas o sistemas; debido a su alta eficiencia permite facilitar el proceso de diseño, previniendo y detectando posibles fallas en la estructura, garantizando una alta eficiencia.

Este método busca resolver las ecuaciones diferenciales parciales de desplazamientos del modelo o sistema a analizar, en una cantidad amplia pero limitada de elementos más pequeños. La división permite pasar de realizar un análisis complejo a toda la estructura, a realizar el análisis a los “elementos” de manera más simple y eficiente.

Las divisiones (elementos) pueden tomar diversas geometrías las cuales dependen de la pieza a analizar. Este tipo de elementos están conectados unos a otros por nodos, y el conjunto de elementos y nodos se le conoce como malla. Como en este método se realiza una aproximación del comportamiento físico del modelo, la exactitud depende de la cantidad de elementos y nodos en la malla que se realice, teniendo en cuenta que el margen de error en resultados nunca es 0%.

4.2.1.1. Aplicación del método de elementos finitos. Este método tiene aplicaciones para el análisis estructural de piezas, con el fin de obtener más información sobre el estado estático, las deformaciones, desplazamientos, y las tensiones internas y externas, en cuanto a sus propiedades de resistencia, fatiga y rigidez.

Figura 1. Simulación de producto realizada con ayuda del análisis de elementos finitos



Adaptado de <https://www.esss.co>

Los procesos de FEA (análisis de elementos finitos) se pueden realizar en planteamientos situacionales en dos y tres dimensiones, lo que ayuda a estudiar tanto problemas ideales y/o simplificados (2D), como reales y muy específicos (3D). Para el presente proyecto, se pretende trabajar con los estudios esquemáticos en tres dimensiones, por lo que es importante definir la simplificación de los modelos, y los softwares encargados como Ansys Workbench y en algunos casos SolidWorks, para esclarecer el comportamiento de estos mismos:

4.2.1.1.1. Definición de los desplazamientos. Las características que componen los elementos para el mallado de las estructuras son las básicas planteadas para los elementos tetraédricos y algunas variaciones simples, pues los análisis se realizaron siempre con estructuración en tres (3) dimensiones. Se siguieron los estudios de forma teórica con apoyo del libro de “El Método de los Elementos Finitos” según la “Formulación básica y problemas lineales” de O.C. Zienkiewicz y R.L. Taylor.

En el volumen 1, en el capítulo 5, se puede encontrar que, como en los elementos más sencillos, se inicia definiendo los desplazamientos de cada nodo, para cada componente en el plano cartesiano 'x', 'y' y 'z' según corresponde, como:

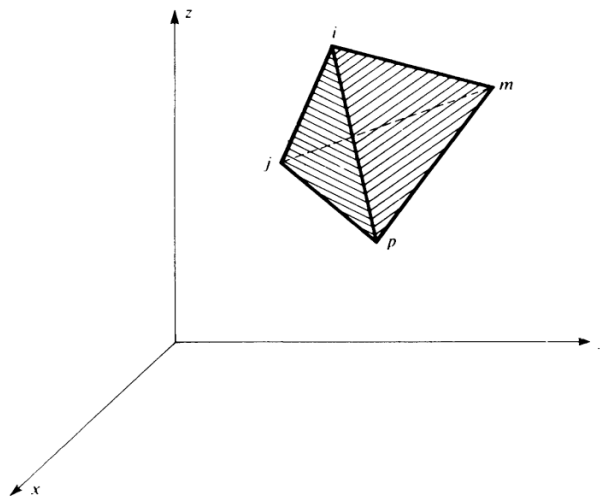
$$u = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}$$

Estableciendo que para cada nodo se tiene una ecuación para la variación lineal como la siguiente:

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z$$

Resultando 4 ecuaciones de desplazamientos para la solución algebraica del elemento según la Figura (2), que muestra el volumen más sencillo para las subdivisiones de elementos en el caso de 3 dimensiones.

Figura 2. Volumen tetraédrico



Adaptado de (Zienkiewicz & Taylor, 1994). "El Método de los Elementos finitos"

cap. 5.

Se obtiene finalmente que el vector de desplazamientos del elemento tiene 12 componentes, 3 para cada nodo:

$$a^e = \begin{pmatrix} a_i \\ a_j \\ a_m \\ a_p \end{pmatrix}$$

Donde para cada nodo 'i', 'j', 'm' y 'p'

$$a_i = \begin{pmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{pmatrix}$$

Para establecer entonces el desplazamiento de un punto cualquiera, se define 'N' como funciones de forma para cada nodo:

$$N_i = \frac{a_i + b_i x + c_i y + d_i z}{6V}$$

Y el desplazamiento de un punto cualquiera se puede escribir como:

$$u = [N_i, N_j, N_m, N_p] a^e$$

Siendo 'I' una matriz de 3x3.

4.2.1.1.2. Definición de las deformaciones. En un punto se encontrarán 6 componentes, las deformaciones en los 3 ejes cartesianos y sus respectivas rotaciones, por lo que la matriz podría definirse de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{pmatrix} = \mathbf{S} \mathbf{u}$$

Reescribiendo según la definición de desplazamiento para un punto, la deformación es:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} a^e = [B_i, B_j, B_m, B_p] a^e$$

Donde podemos obtener 'B' con las primeras derivadas de las funciones de forma:

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x}, & 0, & 0 \\ 0, & \frac{\partial N_i}{\partial y}, & 0 \\ 0, & 0, & \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y}, & \frac{\partial N_i}{\partial x}, & 0 \\ 0, & \frac{\partial N_i}{\partial z}, & \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z}, & 0, & \frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix}$$

Teniendo en cuenta que 'B' puede tratarse como la definición geométrica del elemento.

4.2.1.1.3. Definición de esfuerzos. De manera general puede expresarse la relación de la tensión con la deformación de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0$$

Teniendo en cuenta que $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ son las deformaciones iniciales y $\boldsymbol{\sigma}_0$ las tensiones iniciales, en caso de que sea necesario definir las, por ejemplo, cuando hay dilatación térmica.

La matriz 'D' es la caracterización del material, que en este caso para un material isótropo se puede escribir teniendo los valores del módulo de elasticidad 'E' (o módulo de Young) y el coeficiente de Poisson 'ν':

$$\mathbf{D} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \times \begin{bmatrix} 1, & \frac{\nu}{(1-\nu)}, & \frac{\nu}{(1-\nu)}, & 0, & 0, & 0 \\ & 1, & \frac{\nu}{(1-\nu)}, & 0, & 0, & 0 \\ & & 1, & 0, & 0, & 0 \\ & \text{simétrica} & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)}, & 0, & 0 \\ & & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)}, & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix}$$

4.2.1.1.4. Definición de matriz de rigidez. Se debe resaltar que esta es la manera de relacionar las incógnitas en el ensamblaje de los elementos con las fuerzas exteriores, obteniendo como resultado reacciones, esfuerzos y tensiones en cualquier nodo. Esta se define para cada elemento como:

$$K^e_{ij} = B^T_i D B_j V^e$$

Considerando que V^e es el volumen del elemento tetraédrico.

Una vez se realizan los análisis de elementos finitos para un modelo seleccionado, hay una gran cantidad de procedimientos que se pueden obtener a partir de los resultados en la estimación de deformaciones, desplazamientos y tensiones entre ellos. Para el presente proyecto es de gran interés los procesos de optimización del modelo, entre ellos podemos encontrar varios tipos:

4.2.1.2. Optimización estructural. La optimización estructural se basa en entregar mayor eficiencia en el uso de materiales en la fabricación de elementos, en este caso mecánicos, sin cambiar sus propiedades, o partiendo con estas como restricciones; por esta razón, este tipo de estudios son de alto interés en la ingeniería moderna, caracterizando cada diseño por las formas más óptimas en cuanto a resistencia, durabilidad, funcionalidad y costo de manufactura de los elementos diseñados.

El objetivo principal de un estudio de optimización estructural es encontrar el mínimo o máximo de una función según sus restricciones, las cuales en elementos mecánicos pueden ser geometrías, deformaciones, esfuerzos o frecuencias materiales, permitiendo modificar en la mayoría de los casos dimensiones geométricas diferentes a las restringidas (o necesarias), propiedades del material de fabricación y el peso final del elemento.

Este tipo de estudio permite realizar 3 tipos de optimizaciones a la estructura de un elemento:

4.2.1.3. Optimización geométrica. Es enfocada encontrar una mejor geometría del elemento en trabajo, ordenando a la malla de elementos finitos variar contornos de este para mejorar el comportamiento mecánico reduciendo concentraciones de esfuerzos y aportando mayor confiabilidad en el diseño.

Figura 3. Optimización de forma.



Adaptado de <https://www.boletin.upiita.ipn.mx>

4.2.1.4. Optimización paramétrica. También es conocida como optimización estática, pues se basa en buscar valores de un conjunto de parámetros para mejorar el rendimiento de una función, partiendo de estados estáticos predefinidos, entregando nuevos estados con parámetros modificados, tales como fuerzas, modos de funcionamiento, reubicación de apoyos, entre otros.

Figura 4. Optimización paramétrica.



Adaptado de <https://www.boletin.upiita.ipn.mx>

4.2.1.5. Optimización topológica. Es aplicado para generar un nuevo diseño de la estructura del elemento que cumpla con los requerimientos mecánicos propuestos, principalmente para la reducción de peso y por lo tanto el costo de producción. Este tipo de estudio siempre se trabaja en conjunto con una optimización geométrica para refinar los resultados obtenidos a fin de facilitar su manufactura.

Figura 5. Optimización topológica.



Adaptado de <https://www.boletin.upiita.ipn.mx>

4.2.2. Subsistema de transmisión de potencia.

Los vehículos motorizados se caracterizan por transmitir la potencia mecánica (producida por el motor) y llevarla hasta las ruedas. A este mecanismo se le denomina el sistema de transmisión de potencia, por medio del cual se logra el movimiento en el vehículo. Existen varios tipos de transmisión de potencia, pero se agrupan principalmente en 3 alternativas: engranajes, poleas, cadenas.

4.2.2.1. Poleas. El sistema de transmisión de potencia por poleas consiste en uno o más pares de ruedas o poleas interconectadas por una correa. La transmisión de potencia se da desde una rueda motriz, que es la que recibe la entrada de movimiento, a una conducida que es donde se presenta la salida de potencia.

Estas generan un proceso de transmisión de movimiento de alto rendimiento con bajo costo de manufactura y mantenibilidad; sin embargo, no resiste transmisión de grandes potencias, es decir, altas cargas.

4.2.2.2. Cadenas. Este sistema de transmisión de potencia consiste en una cadena, en donde sus eslabones engranan con los dientes de un piñón. En este acoplamiento no se presentan fricciones y se aplica un engrase básico para preservar las piezas.

Ventajas.

No se presentan deslizamientos.

Relación de transmisión constante.

Mayor vida útil.

Desventajas.

Presenta ruidos elevados.

Poca flexibilidad en su funcionamiento.

Se requiere una lubricación correcta.

4.2.2.3. Engranajes. Consisten en dos o más ruedas dentadas que por medio de los dientes se conectan unas con otras, transmitiendo la potencia del engranaje motriz a la conducida.

Para que se produzca la transmisión de potencia es necesario que se acoplen los dientes y esto se hace por medio del diseño del engranaje y siguiendo unos parámetros de diseño.

Ventajas

No presentan deslizamiento.

Gran capacidad de transmisión de potencia.

Alto rendimiento.

No requieren un mantenimiento constante.

Desventajas

Dificultad de fabricación y altos costos.

Presenta ruidos elevados.

4.2.3. Subsistema suspensión

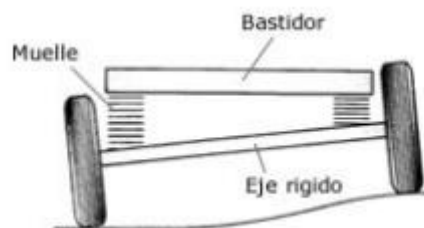
Teniendo en cuenta que la carga máxima del transporte de carga utilitaria no debe exceder los 250 kg, debe contar con un sistema de suspensión; sin embargo, es de gran

importancia tener en cuenta la complejidad de este para la manufactura, mantenimiento y por lo tanto el costo. Una clasificación general de los tipos de suspensión puede ser:

4.2.3.1. Suspensión rígida. Consiste en un eje rígido que conecta las ruedas del sistema motriz y que, a su vez, tiene ensamblados los elementos elásticos de la suspensión, en los cuales se soporta gran parte de la estructura del bastidor. Se caracteriza por el movimiento conjunto de todo el sistema, es decir, al moverse o inclinarse una rueda la otra se ve afectada.

Estos sistemas se caracterizan por ser de alta resistencia, el más bajo costo de los sistemas de suspensión, facilidad de diseño y mantenimiento, acompañado de bajo confort y seguridad para pasajeros o la carga que debe soportar.

Figura 6. Suspensión rígida.

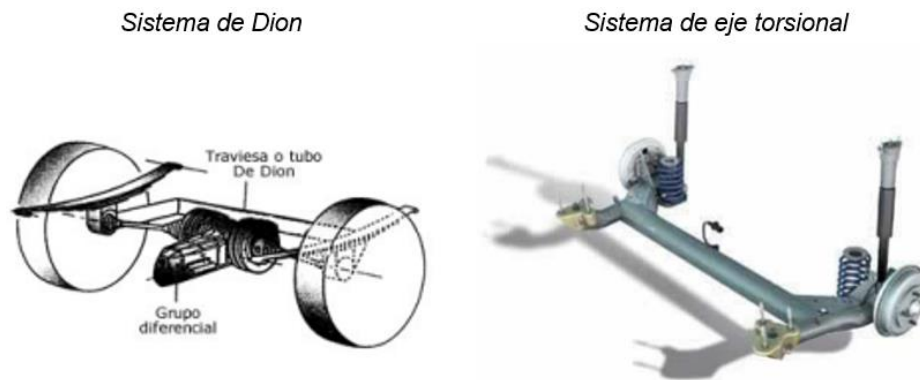


Adaptado de <https://ingemecanica.com>

4.2.3.2. Suspensión semirrígida. Se familiariza con la suspensión rígida, siendo característica de esta el disminuir las oscilaciones que se transmiten de una rueda a otra por irregularidades del terreno. Las ruedas están conectadas por un eje para la estabilidad del sistema motriz y la estructura y, además, por soportes articulados encargados de la transmisión de movimiento para el desplazamiento.

Se encuentran variaciones para este tipo de suspensiones tales como:

Figura 7. Tipos de suspensión semirrígida.

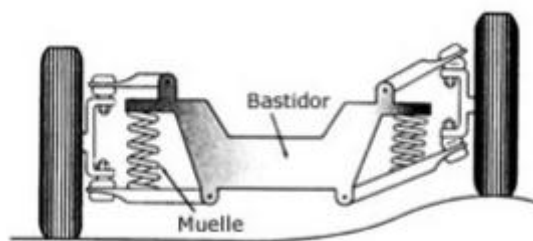


Adaptado de <https://ingemecanica.com>

Este tipo de sistema es más costoso que el de eje rígido y su diseño es un poco más complejo; sin embargo, entrega mayor confiabilidad, confort, menor costo de mantenimiento y mayor seguridad para pasajeros o la carga a transportar.

4.2.3.3. Suspensión independiente. Esta suspensión permite a cada rueda trabajar un montaje elástico independiente, de manera que las oscilaciones de una no afectan a la otra y, así mismo, entrega mayor estabilidad a la carrocería o bastidor.

Figura 8. Suspensión independiente.



Adaptado de <https://ingemecanica.com>

Actualmente este tipo de suspensión es la más usada en los automóviles debido a que entrega mayor estabilidad, confiabilidad y confort a la carrocería a la cual es aplicada, así como seguridad en las ruedas de dirección; sin embargo, su diseño es muy complejo, su mantenimiento y manufactura es costosa, y no está diseñada para cargas altas.

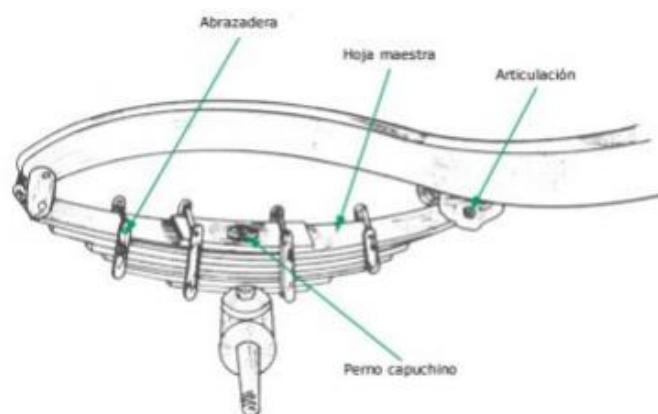
Este sistema tiene muchas variaciones en el mercado actual y sigue siendo analizado en busca de optimizaciones y mejoras. Entre ellas las principales son:

- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de brazos tirados.
- Suspensión McPherson.
- Suspensión de paralelogramo deformable.
- Suspensión multilink.

4.2.3.4. Elementos elásticos de suspensión simples.

4.2.3.4.1. Ballestas. Se componen de un conjunto de láminas, generalmente de acero, superpuestas y ordenadas en longitud decreciente, donde la menor está conectada al eje de las ruedas y la mayor al bastidor o carrocería del vehículo.

Figura 9. Ballestas.



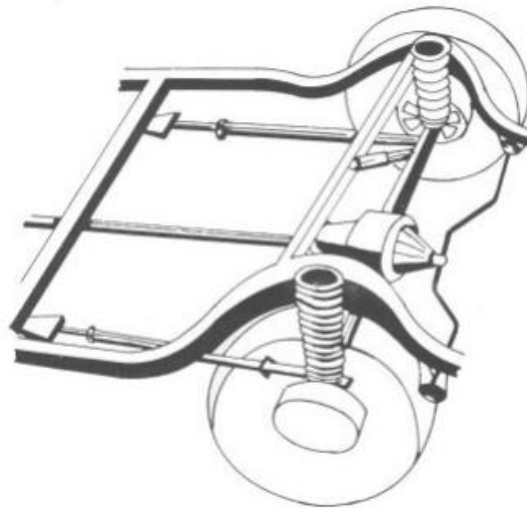
Adaptado de <https://ingemecanica.com>

Las ballestas generan una buena suspensión con bajo peso, menor masa a amortiguar, ofrecen mayor durabilidad y permiten que el eje de las ruedas al que se acoplan sea más delgado; sin embargo, las ballestas deben abarcar completamente el bastidor que soportan, son

más complejas de diseñar y de manufacturar, pues son hechas a medida y, por lo tanto, tienen un alto costo en material y fabricación, casi el doble que el de un muelle.

4.2.3.4.2. Muelles. Son barras o varillas generalmente de acero, enrolladas en forma de espiral, hechas para simular el trabajo de un resorte y se conectan al eje de las ruedas, acoplado a la carrocería a amortiguar.

Figura 10. Muelles.



Adaptado de <https://ingemecanica.com>

Los muelles son los elementos para amortiguar más económicos en el mercado debido a su baja complejidad de diseño y manufactura, son versátiles en cuanto a la selección de su material y fabricación, y su acople puede ser sencillo, pero debe tenerse en cuenta al diseñar su bajo confort debido a las oscilaciones que se transmiten a la carrocería por el efecto rebote, al igual que su vida útil es menor que la de otro tipo de amortiguamiento.

4.2.3.4.3. Barra de torsión. Son barras de acero especial para muelles, que se hallan fijadas de un punto rígido de la carrocería o bastidor a un punto del eje a amortiguar.

Figura 11. Barra de torsión.

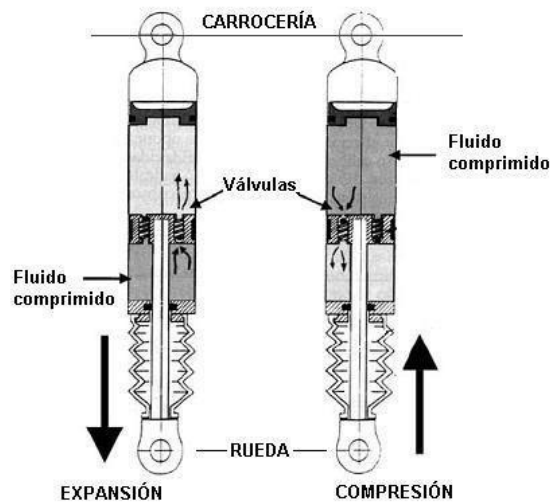


Adaptado de <https://www.infotaller.tv>

Este tipo de amortiguamiento varía mucho en el costo de fabricación pues depende mucho del diseño que se deba realizar; sin embargo, se resalta que pueden fallar fácilmente por algún sobreesfuerzo o golpe, por lo que se recomienda acompañar este sistema con otro elemento de amortiguamiento como muelles o amortiguadores, o ambos.

4.2.3.4.4. Amortiguadores. Son elementos de tipo pistón diseñados para absorber energía de las oscilaciones provocadas por irregularidades del terreno, siendo los elementos mejor capacitados para eliminar el efecto rebote en la carrocería, ayudando a mantener de mejor manera las ruedas pegadas al suelo. Se pueden encontrar *amortiguadores de gas, reológicos e hidráulicos* por el tipo de fluido que permite su funcionamiento, y por su accionamiento se pueden hallar como *amortiguadores de fricción, de pistón y telescópicos*, entre otros.

Figura 12. Amortiguadores.



Adaptado de <https://significadoconcepto.com>

La gran ventaja de los amortiguadores como elemento de suspensión es el confort y seguridad que agregan al bastidor del vehículo, sin embargo, se consideran los elementos de suspensión más costosos y complejos en el diseño, además de que muchos de estos necesitan de elementos adicionales como bombas de aire, aceite o gas para su funcionamiento. Generalmente se combina este tipo de amortiguamiento junto con un muelle a su alrededor, para generar una buena disipación de energía de las oscilaciones (amortiguador) y resistencia al impacto (muelle).

5. Análisis y desarrollo

Inicialmente en el trabajo de diseño debe realizarse un boceto cercano al producto que se desea obtener, ya sea construido o modelado, debido a que elaborar cada componente del remolque sería costoso matemáticamente y frente a su manufactura, por lo que lo recomendado es seleccionar componentes estandarizados en el mercado y adaptarlos a las necesidades que se tienen.

Se procede a realizar la selección de los sistemas críticos para el modelado total del remolque eléctrico, partiendo de un despliegue de la función calidad (Quality Function Deployment):

5.1. Despliegue de la función calidad

Teniendo en cuenta que el prototipo a diseñar va a estar enfocado a que sea accesible a todo el público, teniendo como puntos importantes: facilidad de uso, bajo costo, baja dificultad de mantenimiento y que pueda cumplir con la función deseada. Se van a ordenar los requerimientos de diseño de la siguiente manera:

- Capacidad de movilizarse independientemente.
- Facilidad de manejo.
- Bajo costo de adquisición y mantenimiento.
- Peso estructural bajo.
- Estabilidad y seguridad.

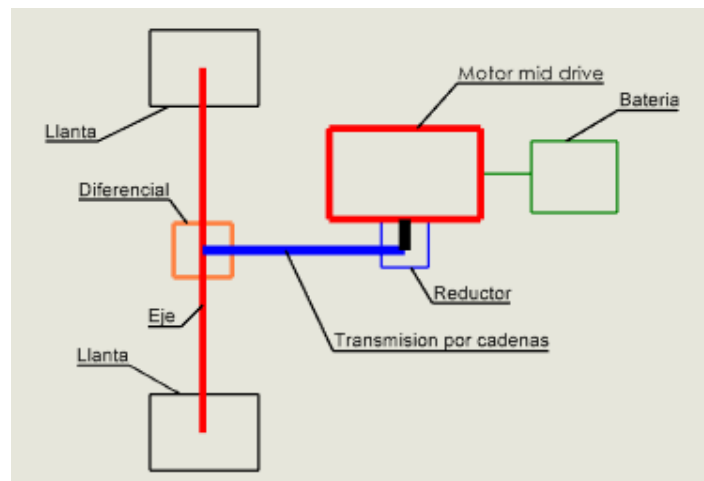
5.1.1. Selección de transmisión

Para poder seleccionar el sistema motriz que ofrezca movilidad al remolque, se plantean dos alternativas que varían, dependiendo de la disposición del motor y su sistema de transmisión en el chasis.

La primera alternativa es la disposición de un motor central, una batería de Litio-ion un reductor de velocidades, una transmisión por cadena (implementando una cadena de moto), un eje con diferencial y un sistema de control.

El motor de esta alternativa es un motor mid drive 2000 [W] y 72 [V] (se puede reducir a 48 [V] debido a que no se van a requerir altas velocidades). Es fabricado por *QSmotors*, un fabricante especializado en motores eléctricos de tipo brushless. Este motor posee un peso de 8,8 [Kg], una potencia pico de 4,6 [Kw] , un torque de 49,6 [N-m] y una eficiencia de 91%.

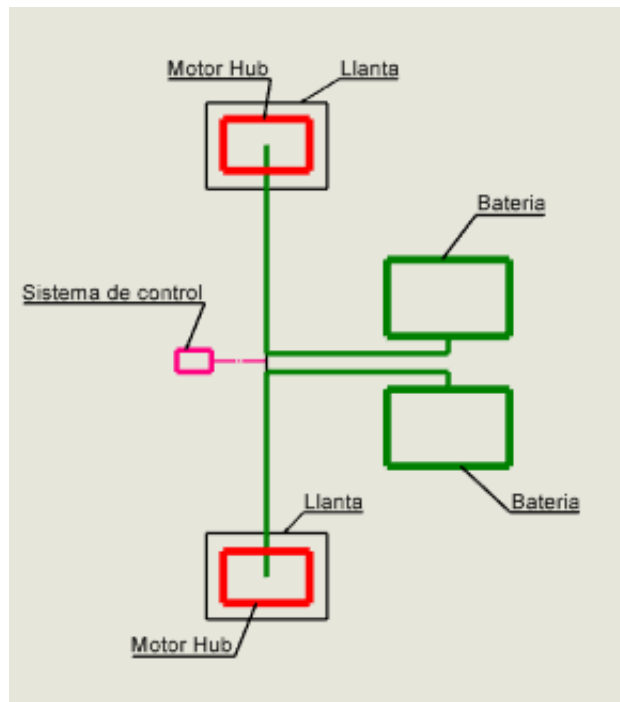
Figura 13. Alternativa 1.



Adaptado de autores.

La segunda alternativa es la disposición de un motor Hub en cada llanta del remoque, de la marca *QSmotors*, conectados a su respectiva batería y un sistema de control. Este motor posee un peso de 18 [kg]., una potencia de 1500 [W], un voltaje de 72 [V], un torque de 120 [N-m] y una eficiencia máxima de 91%.

Figura 14. Alternativa 2.



Adaptado de autores.

Respecto al tipo de motor:

Tabla 1. QFD Alternativas.

Requerimientos	Alternativas de sistemas de transmisión		Poleas		Cadenas		Engranajes		Total
	Prioridad	Relativo	Ponderado	Relativo	Ponderado	Relativo	Ponderado		
Capacidad de movilizarse independiente	5	9	45	9	45	9	45	135	
Facilidad de manejo	4	5	20	9	36	1	4	60	
Bajo costo de adquisición y mantenimiento	3	5	15	5	15	1	3	33	
Peso estructural bajo	2	9	18	5	10	5	10	38	
Estabilidad y seguridad	1	5	5	5	5	5	5	15	
Total			103		111		67	281	
			37%		40%		24%	100%	

Adaptado de autores.

Aunque el motor CC sin escobillas es más costoso de adquirir, su rendimiento es mayor y brinda un par elevado, los cuales son puntos clave para su selección. Un factor adicional es la baja mantenibilidad que requiere, lo cual lo hace un motor óptimo para el remolque eléctrico con acople a bicicleta, brindando una mayor confiabilidad y eficiencia a la hora de trabajar.

Tabla 2. QFD Motor.

Requerimientos	Prioridad	Sistema Bimotor Brushless de 1500W y sistema de control			Sistema monomotor mid-Drive 2000W, con reductor, transmisión por cadenas, eje y diferencial.		Total
		Relativo	Ponderado	Relativo	Ponderado		
Costo adquisición bajo de motor	7	5	35	9	63	98	
Cantidad baja de complementos	6	9	54	1	6	60	
Costo adquisición bajo de complementos	5	5	25	1	5	30	
Peso estructural bajo	4	9	36	5	20	56	
Mantenimiento bajo de sistema	3	9	27	1	3	30	
Costo energético bajo	2	1	2	5	10	12	
Complejidad sistema de control	1	1	1	9	9	10	
Total			180		116	296	
			61%		39%	100%	

Adaptado de autores:

La alternativa mejor ponderada es el sistema bimotor debido a que el conjunto de componentes es menor y la complejidad o cantidad de mantenimientos será reducida. El motor HUB, a pesar de ser más costoso, es más compacto y requiere menos mantenimiento que el central. Además, el peso estructural añadido al sistema es menor, al no necesitar un eje, diferencial y reductor.

Para seleccionar el tipo de motor (si se desea conocer más sobre los tipos de motor tomados en cuenta para el proyecto, revisar los anexos en la sección 8.3) se realiza nuevamente un proceso de despliegue de la función calidad.

5.1.1.1. Fuente de energía. Una vez seleccionado el motor, el siguiente paso es identificar la fuente eléctrica que alimentará al motor CC sin escobillas. Para ello, se analizaron aspectos como calidad de batería, durabilidad, eficiencia, mantenibilidad, costos, entre otros (si se desea conocer más sobre los tipos de baterías tomadas en cuenta para el proyecto, revisar los anexos en la sección 8.4).

La batería sugerida es de 72 [V], y el amperaje debe partir de un mínimo de 20 [Ah], dependiendo del controlador a implementar y la autonomía máxima en kilómetros. Con la batería de 72 [V] y 20 [Ah] se tiene una autonomía de 20 [km] sin asistencia al motor con el pedaleo y trabajo continuo, o 60 [km] con asistencia del 20% al 30% en el pedaleo, lo cual también se ve afectado dependiendo del estilo de conducción, tipo de vías, peso, entre otros factores.

En la especificación de las características del motor se halla como resultado (los cálculos necesarios se muestran en la sección 8.5 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este) que se requiere:

$$P_{motor} = 1372 \left[\frac{kg - m^2}{s^3} \right]$$

$$T_{motor} = 201.2 \left[\frac{kg - m^2}{s^2} \right]$$

Para garantizar que el remolque pueda ser conducido en pendientes de máximo 10° con una asistencia óptima a una velocidad de máximo 9 [km/h], donde ‘Pmotor’ es la potencia requerida en vatios, y ‘Tmotor’ es el torque requerido en newtons-metro.

El motor HUB, de la marca *Qsmotor*, es un motor de imanes permanentes sin escobillas, el cual se encuentra al interior de la llanta. Este motor tiene una potencia de 1.500 [W] y/o 2 [HP], con una capacidad de generar un torque de 120 [N-m], con características de rin 13”x3.5”, junto con un freno de disco de 200 [mm].

5.1.2. Selección de suspensión

Tabla 3. QFD Suspensión.

Requerimientos	Alternativas de sistemas de suspensión							
	Prioridad	Rígida		Semi-rígida		Independiente		Total
	Relativo	Ponderado	Relativo	Ponderado	Relativo	Ponderado		
Capacidad de movilizarse independiente	5	9	45	9	45	9	45	135
Facilidad de manejo	4	5	20	5	20	5	20	60
Bajo costo de adquisición y mantenimiento	3	9	27	5	15	1	3	45
Peso estructural bajo	2	9	18	5	10	1	2	30
Estabilidad y seguridad	1	5	5	9	9	9	9	23
Total			115		99		79	293
			39%		34%		27%	100%

Adaptado de autores.

La mejor opción para la selección del sistema de suspensión es la suspensión rígida, esto debido a la facilidad de montaje, bajo costo de adquisición y mantenibilidad sencilla. Teniendo en cuenta el peso máximo a cargar y el tipo de trabajo a realizar es la óptima. La suspensión rígida en este caso se caracteriza por un resorte de tipo ballesta multihojas.

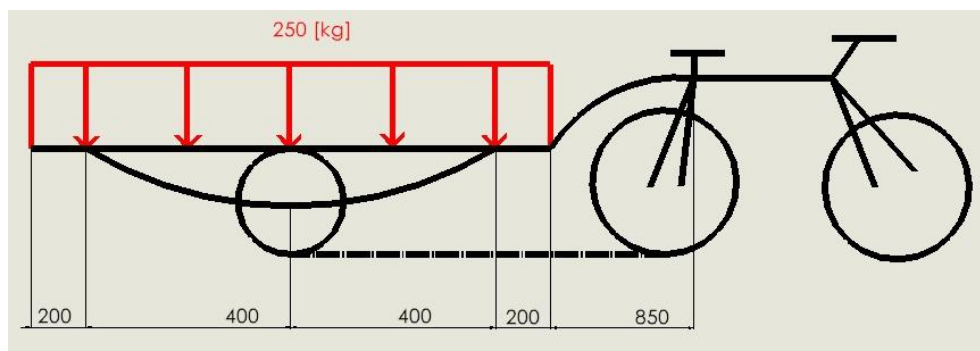
La ballesta debe ser seleccionada según los estándares del mercado, para evitar procedimientos de diseño y manufactura costosos (revisar referencias de catálogos en la sección 9). El diseño del sistema completo se muestra en el desarrollo del documento.

5.2. Posición del eje central

Una vez seleccionadas el tipo de transmisión y de suspensión, se realiza un boceto básico del apoyo del remolque, qué fuerzas externas e internas pueden actuar sobre él, entre otras cosas.

Inicialmente se establece una configuración general del comportamiento del remolque, como se muestra en la Figura (15), donde es importante calcular el momento que se ejerce sobre la bicicleta en el acople, según la carga establecida sobre el remolque.

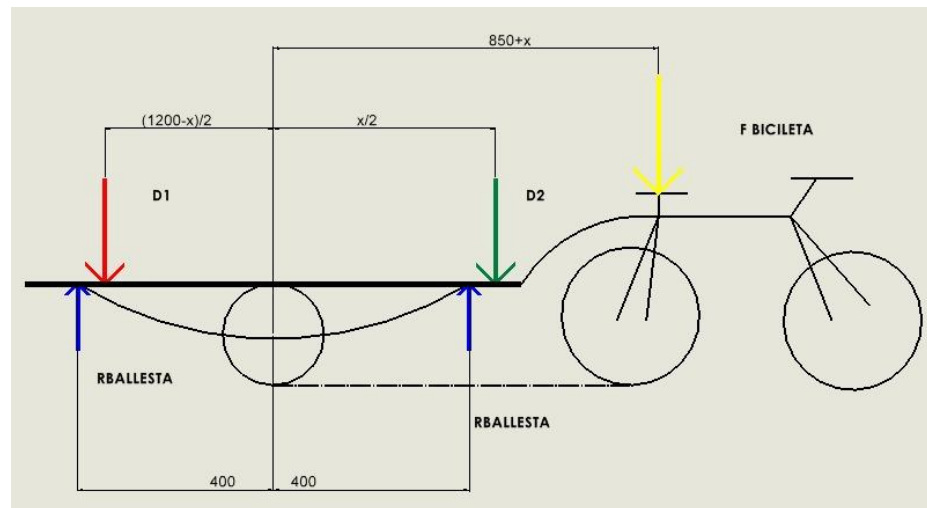
Figura 15. Armadura general.



Adaptado de autores.

Si se trata el sistema como una armadura, la estática puede ser representada como en la Figura (16), donde se debe asegurar que el momento que ejerce la fuerza distribuida 'D1' a la izquierda del eje central ($X=0$) debe ser igual, o de preferencia mucho menor, que el momento que se genera a la derecha del eje central ($X=0$) por la fuerza distribuida 'D2' y la ejercida en el punto de acople de la bicicleta, teniendo en cuenta que el eje central se ubica en la mitad de los apoyos (en este caso los soportes de la ballesta) donde será el punto de acción pivote.

Figura 16. Distancias para momentos.



Adaptado de autores.

Se debe aclarar que como no se tiene una medida para la posición del eje central, la medida de la longitud donde se aplican las fuerzas distribuidas presenta una dependencia a esta, por lo que se puede decir que el porcentaje de la fuerza según el porcentaje de longitud del eje x es:

$$D_i = \text{Fuerza distribuida total} * \frac{\text{sección del eje de apoyo}}{\text{medida total del eje de apoyo}}$$

Donde

$$\text{Fuerza distribuida total} = \text{carga} * \text{gravedad}$$

$$\text{Medida total del eje de apoyo} = 1200 \text{ [mm]}$$

Y la sección del eje de apoyo dependerá si se desea calcular la sección al lado derecho o izquierdo del eje central ($X=0$), por lo que se tiene que:

Si es a la derecha del eje central ($X>0$)

$$\text{Sección del eje de apoyo} = X$$

Si es a la izquierda del eje central ($X<0$)

$$\text{Sección del eje de apoyo} = 1200 - X$$

Si se establece que la carga para la fuerza distribuida es de 250 [kg], se permite realizar una iteración con las medidas de X para obtener las fuerzas resultantes en el acople de la bicicleta, obteniendo información de la fuerza necesaria para mantener en equilibrio el sistema ejerciendo una fuerza negativa, nula o positiva en este punto de interés.

Una vez realizados los cálculos para 251 medidas diferentes de la posición de X (los cálculos necesarios se muestran en la sección 8.6 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este), se recalcan los siguientes resultados:

Tabla 4. Iteración posición del eje.

X [mm]	Peso acople [Kg]	Peso a la izquierda [Kg]	Peso a la derecha [Kg]
574	-4,565	130,4	119,6
628	4,736	119,2	130,8
660	9,934	112,5	137,5
680	13,07	108,3	141,7
700	16,13	104,2	145,8
710	17,63	102,1	147,9
720	19,11	100	150

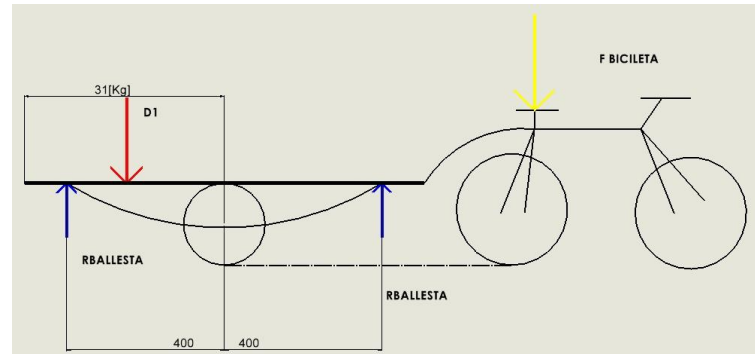
Adaptado de autores.

En la columna “Peso acople” se identifica el peso necesario que se debe aplicar en el punto de acople en kilogramos. Se selecciona la posición del eje en $X = 700$ [mm], que ofrece un momento equivalente a aplicar 17 [kg], lo que se traduce en una fuerza equivalente a dicho peso sobre la bicicleta, ofreciendo tracción segura de esta y asegurando que no va a elevarse con las cargas distribuidas como se condiciona en las siguientes columnas.

Para asegurarnos de los límites que se deben establecer al cargar el remolque acoplado a la bicicleta, y evitar que se eleve por la fuerza que se hace al distribuir de manera equivocada y extrema, se realizan iteraciones para diferentes posibilidades de carga, arrojando como resultado los límites deseados:

Si se establece que al lado derecho del eje central en 700 [mm] no hay carga, al lado izquierdo debe haber máximo 31 [kg] para ejercer una fuerza hacia arriba en el acople de 5 [kg], equivalente al peso común de una bicicleta.

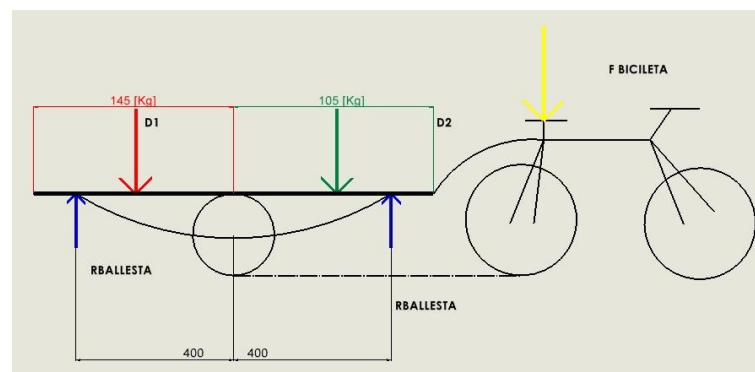
Figura 17. Límite 1.



Adaptado de autores.

Si se lleva al límite de carga el remolque, la carga máxima al lado izquierdo es de 145 [kg] para no ejercer fuerza en el acople y 157 [kg] para ejercer el equivalente al peso común de una bicicleta, y al lado derecho la carga restante para 250 [kg].

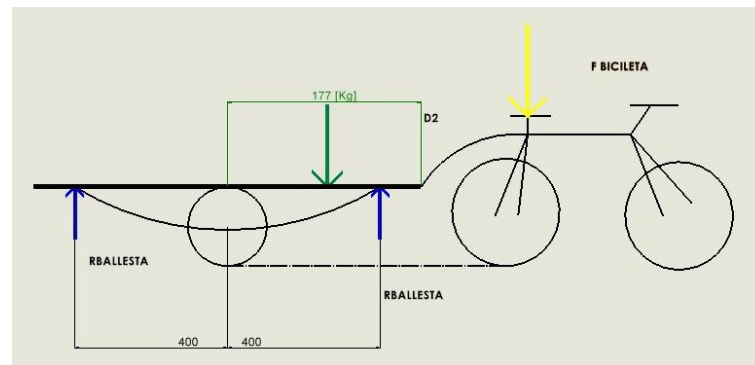
Figura 18. Límite 2.



Adaptado de autores.

Si se establece que al lado izquierdo del eje central en 700 [mm] no hay carga, al lado derecho debe haber máximo de 177 [kg] para ejercer una fuerza hacia abajo en el acople de 40 [kg], que comparado con el peso máximo que soporta una bicicleta común (120 [kg]), se permite un peso de pasajero máximo de 80 [kg].

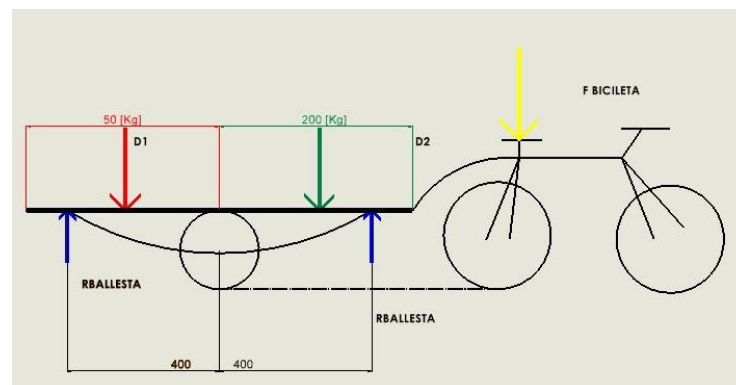
Figura 19. Límite 3.



Adaptado de autores.

Si se lleva al límite de carga el remolque, la carga máxima al lado derecho es de 200 [kg], y 50 [kg] al lado izquierdo, para ejercer una fuerza hacia abajo en el acople de 40 [kg], que comparado con el peso máximo que soporta una bicicleta común (120 [kg]), se permite un peso de pasajero máximo de 80 [kg].

Figura 20. Límite 4.



Adaptado de autores.

5.3. Estimación de forma por optimización estructural ANSYS Workbench

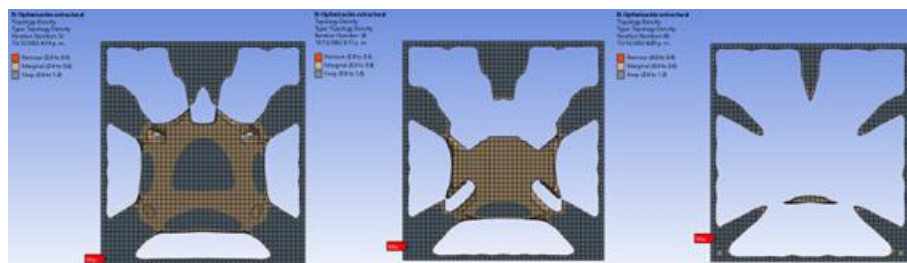
Una vez se logra identificar los puntos de apoyo de la estructura de la base en la suspensión, se puede hacer un uso poco ordinario de la herramienta de “optimización topológica”, que ofrece el programa CAE Ansys Workbench 2022, para obtener una geometría

muy cercana a la necesaria para una estructura confiable de la cual partir hacia los cálculos del diseño a detalle.

El proceso de optimización topológica hecho por el Ansys Workbench consiste en eliminar masa del modelo establecido según se requiera, iniciando el proceso por los elementos que registren menor cantidad de tensión, según un estudio estático estructural anticipado. Cabe resaltar que la forma entregada por la optimización topológica es un ideal de cómo podría, con menos volumen, sostenerse la misma carga sin garantizar que esto sea posible o no.

Una vez definidos los estudios estructurales (estático y optimización), se realizan 6 iteraciones, resaltando los porcentajes de masa 50, 40 y 20.

Figura 21. Iteraciones de optimización topológica.

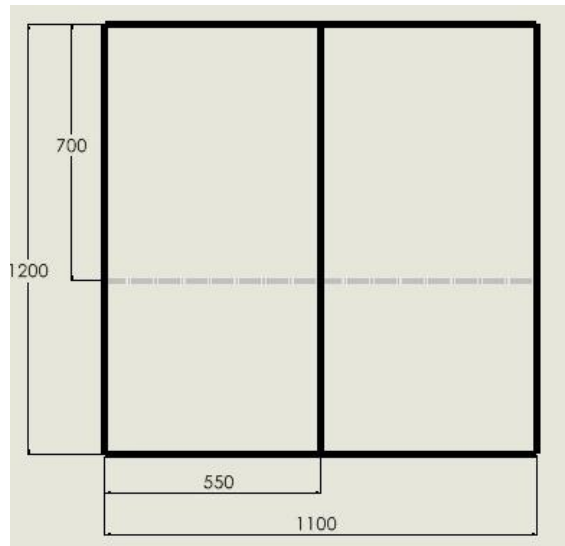


Adaptado de autores.

Según lo establecido por los resultados (el proceso del análisis se muestra en la sección 8.7 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este) idealmente sería bueno mantener el material de manera que cubra el apoyo de las zonas grises en la tercera sección de la Figura (21); sin embargo, se desperdiciaría material, por lo que se decide que una barra auxiliar entre las barras frontal y trasera (de 1100 [mm]) ayudaría a evitar una deflexión en las barras más largas (de 1200 [mm]), y contribuiría a soportar el peso en los laterales del remolque.

El resultado seleccionado como óptimo para la forma inicial de la estructura es el siguiente:

Figura 22. Esquema de estructura.



Adaptado de autores.

5.4. Sección transversal de la estructura

5.4.1. Análisis de resistencia de materiales

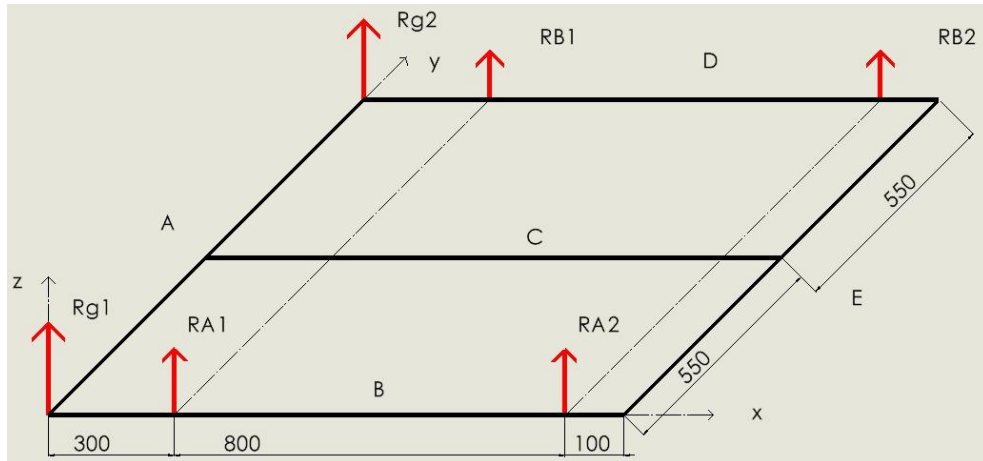
Generalmente las estructuras de este tipo en el área del diseño son de tipo cuadrada hueca, sin embargo, para establecer un valor de confianza mínimo se realiza un análisis de resistencia de materiales, bajo la condición de diseño bajo factor de seguridad aplicado en los valores de tensión. Cabe resaltar que, para realizar el proceso de cálculo de fuerzas en estado estático, se parte de la premisa de trabajar la distribución de la fuerza ejercida por la carga sobre la base de la estructura por medio de porcentajes de área, como se trabajó en la sección anterior, por lo tanto:

$$F_{fb} = \text{Fuerza distribuida total} * \frac{\text{Perímetro parcial}}{\text{Perímetro total}}$$

$$F_{fb} = \text{Fuerza factor de barra}$$

Donde la ‘Fuerza distribuida total’ es la fuerza ejercida en newtons [N] por la carga máxima de 250 [kg], el perímetro parcial es la medida de la barra que se desea estudiar y el perímetro total la suma de las longitudes de las cinco barras implicadas.

Figura 23. Reacciones sobre la estructura base.



Adaptado de autores.

Una vez realizados los cálculos en el estado estático de la base (los cálculos necesarios se muestran en la sección 8.8 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este), se obtienen las fuerzas resultantes que se presentan en la Figura (23):

$$R_{G1} = R_{G2} = 666,7 [N]$$

$$R_{A1} = R_{B1} = -135,5 [N]$$

$$R_{A2} = R_{B2} = 718,8 [N]$$

$$R_{SB1} = R_{SD1} = 300,3 [N]$$

$$R_{SC1} = R_{SC2} = 258,6 [N]$$

$$R_{SE1} = R_{SE2} = 366,4 [N]$$

Por lo que se identifica que las barras más cargadas son la B y la C, con momento máximo cerca a la aplicación del soporte ejercido por las ballestas en R_{A1} , con un valor de:

$$M_{max} = 73,6 [N - m]$$

Para los cálculos de tensiones se trabaja con acero ASTM A36, con las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 400 - 500 [Mpa]$$

$$S_y = 250 [Mpa]$$

Y teniendo en cuenta que se desea diseñar bajo un factor de seguridad de 2, se tiene que:

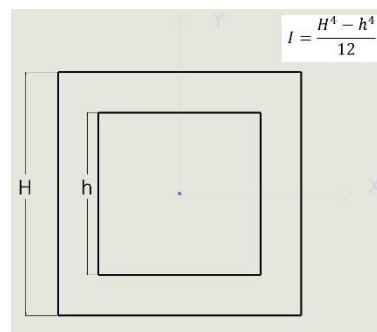
$$\sigma_{perm} = \frac{250}{2} = 125 [MPa]$$

Y según la ecuación de esfuerzos máximos en una sección transversal para momento flector:

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{max} * C}{I}$$

Donde 'C' es la medida del eje neutro a la fibra más lejana, es decir, la medida mayor, e 'I' es la inercia de la sección en el plano transversal que, en este caso, para una sección cuadrada hueca con espesor constante puede ser calculada como:

Figura 24. Inercia sección cuadrada hueca.



Adaptado de autores.

Se realizan 4 iteraciones para la selección de las medidas del perfil para la estructura, teniendo en cuenta los valores más frecuentes de este tipo de tubería estructural en el mercado nacional (ver referencias de catálogos en la bibliografía). Por medio de esta iteración se muestra

el cálculo de tensiones según un análisis estático y el factor de seguridad correspondiente en referencia al valor del esfuerzo de fluencia del material (ASTM A36 $S_y = 250$ [Mpa]).

Tabla 5. Iteración de sección transversal.

Perfil		[Mpa]	n
H[mm]	h[mm]		
40	37	25,76	9,705
40	35	16,67	14,99
50	45	10,27	24,34
60	55	6,955	35,95

Adaptado de autores.

Se contempla que la sección 1 es aceptable con $n = 9,705$, cumpliendo los límites de tensión establecidos y menor uso de material, a pesar de ello, se escoge la sección 2 debido a que no se trabaja con el límite del factor de seguridad; en cuanto a estética, presenta mayor flexibilidad al acoplar accesorios (tornillería y miembros estructurales adicionales), y su costo no difiere mucho de la opción 1.

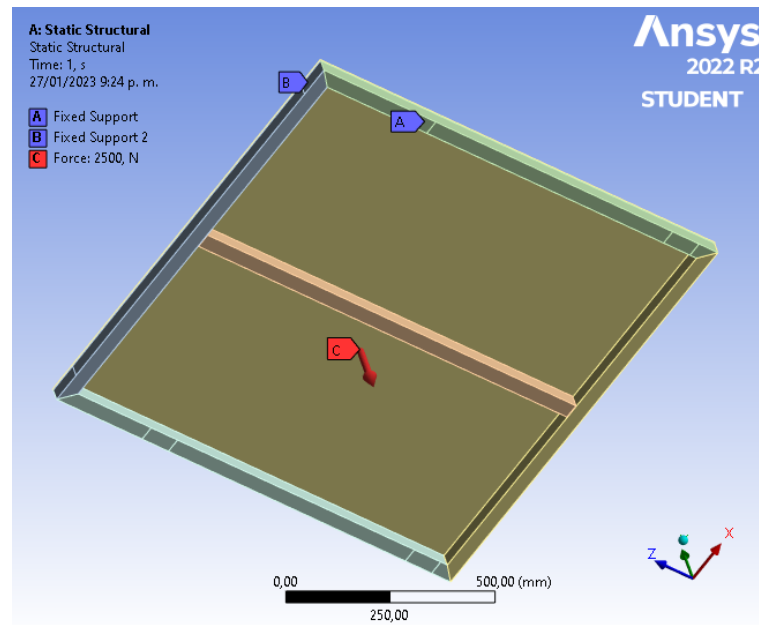
5.4.2. Estudio estático estructural CAE

Una vez realizado el análisis numérico de la sección transversal que debe tener la estructura, se desea corroborar que la seleccionada soporte las cargas establecidas por medio de un análisis de elementos finitos, en donde se busca encontrar valores cercanos del máximo de tensiones y deformaciones del bastidor. Para ello es necesario nuevamente interactuar con los softwares CAD y CAE, para modelar y generar resultados deseados.

Una vez se realiza el proceso adecuado de modelamiento y análisis estructural (el proceso del análisis se muestra en la sección 8.9 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este), se realiza el proceso de convergencia de malla (refinamiento de malla local o general) y se tabulan los resultados hasta obtener un error relativo de 5% como se observa en la tabla 5.

Las cargas establecidas para el estudio de la sección transversal de la estructura se evidencian en la Figura (25), donde se tiene una carga de 2500 [N] en la placa superior, soportes fijos en las esquinas de la barra frontal ('B') y en las caras inferiores en los lugares correspondientes a los apoyos de las ballestas ('A').

Figura 25. Cargas en la estructura CAE.



Adaptado de autores.

Tabla 6. Convergencia de malla Base.

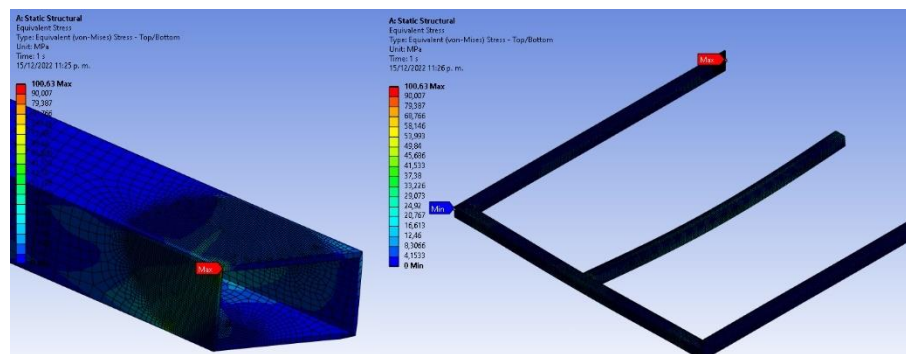
Análisis estructural de la base					
Nodos	Elementos	Deformaciones totales [mm]	Esfuerzo eqv. Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad	Error rel.
9564	9446	1,22	65,58	3,81	-
14635	14497	1,17	78,758	3,17	20%
32842	32686	1,22	100,4	2,49	27%
40269	40072	1,22	100,64	2,48	0%
50216	50000	1,22	104,63	2,39	4%

Adaptado de autores.

El punto crítico obtuvo un valor de 101,89 [MPa] en promedio con los últimos 3 valores tabulados, por lo que se concluye un factor de seguridad promedio de 2,45, aceptable para el

diseño en cuestión. El resultado de los refinamientos de malla globales y locales se presenta en la Figura (26).

Figura 26. Tensión máxima base.



Adaptado de autores.

Este debe ser un punto de falla común en la unión de elementos de tipo estructural, y debe tenerse en cuenta a la hora de elegir la soldadura o indagar bien sobre su resistencia en el momento de su construcción. Finalmente se resalta que la variación en el resultado de la tensión máxima, y por tanto en el factor de seguridad, respecto al análisis estático numérico realizado en la sección 3.4.1 se debe a aproximaciones geométricas realizadas en el modelamiento CAD por medio del software SolidWorks, y simplificaciones en los apoyos en la definición de las cargas en el proceso CAE por medio del software Ansys Workbench.

5.5. Selección y diseño de las ballestas multihojas

Para obtener los componentes adecuados en una ballesta multihojas se debe seleccionar la geometría de la hoja principal en cuanto al largo, ancho y espesor, y, según la carga que se le aplicará, se selecciona la cantidad de hojas auxiliares necesarias con el valor de tensión permisible.

5.5.1. Conocimientos preliminares para el diseño de ballestas

Son usados como elementos de amortiguación en forma de láminas ancladas generalmente al bastidor y al eje del tren de rodaje. Las formas estandarizadas o básicas se presentan en la Tabla (6). Para este caso se tendrá en cuenta el diseño de un resorte de lámina trapezoidal (Tabla 6 sección ‘d’), en donde se encuentran igualmente las ecuaciones sugeridas por el Manual de Ingeniería Mecánica de Dubbel.

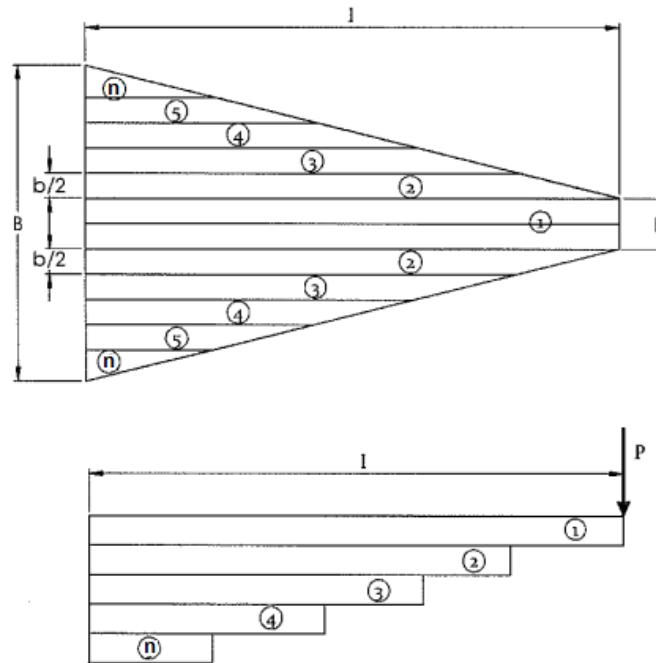
Tabla 7. Formas básicas y fórmulas de diseño para la macroestructura de las ballestas.

Basic shapes and design formulas for the macrostructure of leaf springs																									
<p>a Rectangular plate spring</p>	$F_{perm} = \frac{bt^2}{6} \cdot \frac{\sigma_b perm}{l}$ $s = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{4Fl^3}{bt^3E}$ $s_{perm} = \frac{2l^2 \sigma_b perm}{3tE}$ $c = \frac{F}{s} = \frac{bt^3E}{4l^3}$ $W = \frac{btl}{18E} \sigma_b^2; \eta_A = \frac{1}{9}$																								
<p>c Parabolic spring</p> <p>Height magnified</p>	$F_{perm} = \frac{bh_0^2}{6} \cdot \frac{\sigma_b perm}{l}$ $s = \frac{2Fl^3}{3EI_0} = \frac{8Fl^3}{bh_0^3E}$ $s_{perm} = \frac{4l^2 \sigma_b perm}{3h_0E}$ $c = \frac{F}{s} = \frac{bh_0^3E}{8l^3}$ $W = \frac{bh_0l}{9E} \sigma_b^2; \eta_A = \frac{1}{3}$																								
<p>e Rectangular parallel spring</p> <p>Reversal point</p>	$2F_{perm} = 2 \cdot \frac{bt^2}{3} \cdot \frac{\sigma_b perm}{l}$ $s = \frac{Fl^3}{12EI} = \frac{Fl^3}{bt^3E}$ $s_{perm} = \frac{l^2 \sigma_b perm}{3tE}$ $c = \frac{bt^3E}{l^3} \text{ per spring}$ $W_{tot} = 2 \frac{btl}{18E} \sigma_b^2; \eta_A = \frac{1}{9}$																								
<p>b Triangular plate spring</p>	$F_{perm} = \frac{b_0 t^2}{6} \cdot \frac{\sigma_b perm}{l}$ $s = \frac{Fl^3}{2EI_c} = \frac{6Fl^3}{b_0 t^3 E}$ $s_{perm} = \frac{l^2 \sigma_b perm}{tE}$ $c = \frac{F}{s} = \frac{b_0 t^3 E}{6l^3}$ $W = \frac{b_0 l}{12E} \sigma_b^2; \eta_A = \frac{1}{3}$																								
<p>d Trapezoidal plate spring</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>β</th> <th>ψ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>1.500</td></tr> <tr><td>0.1</td><td>1.290</td></tr> <tr><td>0.2</td><td>1.315</td></tr> <tr><td>0.3</td><td>1.250</td></tr> <tr><td>0.4</td><td>1.202</td></tr> <tr><td>0.5</td><td>1.150</td></tr> <tr><td>0.6</td><td>1.121</td></tr> <tr><td>0.7</td><td>1.085</td></tr> <tr><td>0.8</td><td>1.054</td></tr> <tr><td>0.9</td><td>1.025</td></tr> <tr><td>1.0</td><td>1.000</td></tr> </tbody> </table>	β	ψ	0	1.500	0.1	1.290	0.2	1.315	0.3	1.250	0.4	1.202	0.5	1.150	0.6	1.121	0.7	1.085	0.8	1.054	0.9	1.025	1.0	1.000
β	ψ																								
0	1.500																								
0.1	1.290																								
0.2	1.315																								
0.3	1.250																								
0.4	1.202																								
0.5	1.150																								
0.6	1.121																								
0.7	1.085																								
0.8	1.054																								
0.9	1.025																								
1.0	1.000																								
	$F_{perm} = \frac{b_0 t^2}{6} \cdot \frac{\sigma_b perm}{l}$ $s = \psi \frac{F l^3}{3 I_3} = \psi \frac{4 F l^3}{b_0 t^3 E}$ $s_{perm} = \psi \frac{2 l^2 \sigma_b perm}{3 t E}$ $c = \frac{1}{\psi} \frac{b_0 t^3 E}{4 l^3}$ $W = \psi \frac{b_0 l}{18 E} \sigma_b^2; \eta_A = \frac{2}{9} \frac{\psi}{1+\beta}$																								

Adaptado de (Springer-Verlag London Ltd., 1947). DUBBEL: Handbook of Mechanical Engineering.

Debido a que se desea diseñar una ballesta multihojas, se realiza una configuración geométrica como lo muestra la Figura (27), suponiendo entonces un resorte de lámina trapezoidal, empotrada en el ancho mayor 'B', y carga en el ancho menor 'b' con 'P', con longitud 'l'.

Figura 27. Ancho de ballesta.



Adaptado de (Castellano, 2022). Apuntes de Elementos de Máquinas.

Si se enlazan las semi-láminas de ancho 'b/2' presentadas en la Figura (27) en la primera imagen, y se superponen bajo la lámina central de ancho 'b', se puede decir que el conjunto resultante se comportará de la misma manera que la lámina original. De esta manera, al aplicar la carga en la lámina 1, se transmite parte de la carga entre las demás láminas superpuestas, pero para evitar que el conjunto se comporte como una viga armada o un resorte macizo, se debe dejar que cada hoja se deforme libremente hasta pasar carga a la siguiente. Finalmente, si se cumplen los requerimientos anteriores, se puede decir que el conjunto se comporta como un resorte trapezoidal con un ancho ' $n \cdot b$ ' y espesor ' t '.

Para ello entonces se establece que para las ecuaciones y cálculo de dimensiones del resorte multihojas trapezoidales:

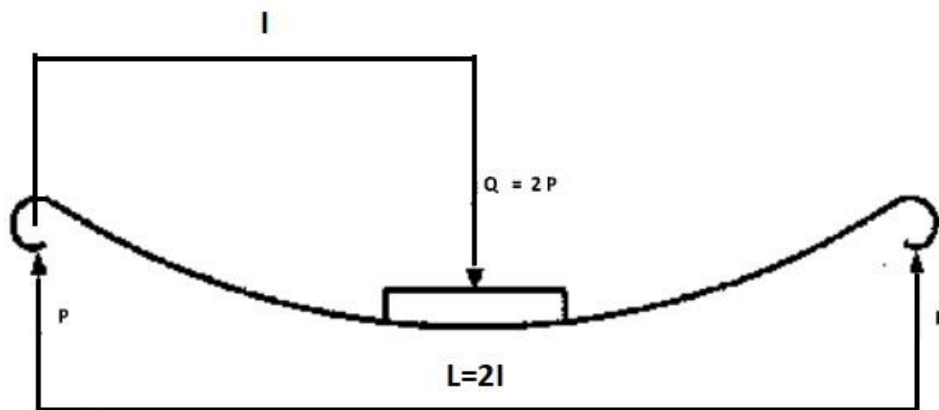
$$B = n * b$$

Siendo B el ancho mayor de la hoja trapezoidal ($'b_0'$) según la tabla (6) sección 'd', con ancho de hoja 'b' y 'n' el número de láminas superpuestas.

Se debe destacar que la deducción matemática que comprueba esta equivalencia se expone en los anexos correspondientes al cálculo del componente de ballestas, con apoyo en el "Manual de Ingeniería Mecánica de Dubbel" (Springer-Verlag London Ltd., 1947) y los apuntes de la asignatura de "ELEMENTOS DE MÁQUINAS – UNIDAD N°11" (Castellano, 2022) del Ing. Marcelo O. Castellano de la Universidad Tecnológica Nacional de Argentina.

Para las equivalencias finales en el cálculo del elemento en conjunto llamado ballesta, se debe tener en cuenta que según la Figura (27), en comparación con las ecuaciones de la tabla (6) sección 'd' y las equivalencias de la figura (28), se obtiene que:

Figura 28. Distribución fuerzas en la ballesta.



Adaptado de (Castellano, 2022). Apuntes de Elementos de Máquinas.

$$Q = 2P$$

$$l = \frac{L}{2}$$

$$B = n * b$$

$$\psi = \text{Función} \left(\frac{b}{B} \right)$$

Teniendo en cuenta que la función ' ψ ' se tabula para algunas relaciones de 'b/B' en el "Manual de Ingeniería Mecánica de Dubbel".

Según esto, se puede obtener que:

Para el cálculo de tensión

$$\sigma_{Ballesta} = \frac{6PI}{Bt^2} = \frac{6 \left(\frac{Q}{2}\right) \left(\frac{L}{2}\right)}{(n * b) * t^2}$$

$$\sigma_{Ballesta} = \frac{3 Q L}{2 n b t^2}$$

Para el cálculo de deflexión o flecha

$$f_{Ballesta} = \frac{4PI^3}{EBt^3} \psi = \frac{4 \left(\frac{Q}{2}\right) \left(\frac{L}{2}\right)^3}{E(n * b)t^3} \psi$$

$$f_{Ballesta} = \frac{Q L^3}{4 E n b t^3} \psi$$

Para el cálculo de energía

$$K_{Ballesta} = \frac{2P^2 I^3}{EBt^3} \psi = \frac{2 \left(\frac{Q}{2}\right)^2 \left(\frac{L}{2}\right)^3}{E(n * b)t^3} \psi$$

$$K_{ballesta} = \frac{Q^2 L^3}{16 E n b t^3} \psi$$

El cálculo de energía es el proceso básico para la deducción para las equivalencias y demás ecuaciones de la ballesta, según el comportamiento de un resorte de lámina trapezoidal de ancho ' $n*b$ ' y espesor ' t ', y se expone en los anexos correspondientes al cálculo del componente de ballestas, con apoyo en el "Manual de Ingeniería Mecánica de Dubbel" (Springer-Verlag London Ltd., 1947) y los apuntes de la asignatura de "ELEMENTOS DE

MÁQUINAS – UNIDAD N°11” (Castellano, 2022) del Ing. Marcelo O. Castellano de la Universidad Tecnológica Nacional de Argentina.

Se siguieron los siguientes pasos para el diseño detallado de la suspensión de ballestas:

5.5.2. Consideraciones para el diseño

Inicialmente se debe tener claridad del peso que deben soportar los amortiguadores sin cargas externas que se ejerzan por irregularidades del terreno, por lo que se dividen las masas suspendidas de las no suspendidas:

Suspendidas:

- Estructura o bastidor.
- Transmisión (si la hay).
- Gancho de acople.
- Componentes de sujeción de los amortiguadores.
- Controladores.
- Baterías.
- Accesorios.

No suspendidas:

- Motor (si es de cubo, o instalado en la misma llanta)
- Eje de transmisión.
- Amortiguadores.
- Ruedas o llantas.

Para el caso de las masas correspondientes a los elementos de los que se desconoce el peso por catálogo o que son de diseño propio (como la estructura y el gancho), se halla el volumen de manera simplificada por medio de densidades correspondientes de las piezas, teniendo que:

$$\text{densidad} = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}}$$

Finalmente, al hallar la masa, puede hallarse la fuerza que ejerce esta sobre los amortiguadores al ser multiplicada por la gravedad. Cabe aclarar que el software CAD SolidWorks permite calcular la masa de las piezas de manera muy acertada si se define previamente las características del material, permitiendo agregar exactitud al diseño de las ballestas.

Claramente es un acercamiento al peso real, sin embargo, el error es estimado en el factor de seguridad en el cálculo del diseño.

5.5.3. Cálculo de una ballesta

Inicialmente se establecen los datos sobre el material para dar solución a las ecuaciones de esfuerzos y flecha de manera más rápida:

$$\text{Esfuerzo de fluencia} = S_y = 795,5e^6 \text{ [Pa]}$$

$$\text{Modulo de Young} = E = 200e^9 \text{ [Pa]}$$

$$\text{Coeficiente de Poisson} = \nu = 0.29$$

$$\text{Dureza} = 184 - 235 \text{ [HB]}$$

Estos valores son tomados de librerías compartidas por Online Material Information Resource – MatWeb, en donde se selecciona el acero 9260, generalmente usado en la manufactura de amortiguadores tipo ballesta, especialmente en las multihojas. Cabe resaltar que la composición del material usado en empresas comerciales cambiará significativamente, pues se resalta que la competencia en esta industria se debe en una gran parte al material utilizado, que para ser imitado no es tan sencillo como el diseño geométrico.

Seguido a esto se definen las variables que se permiten iterar al diseñar la ballesta, según las ecuaciones del cálculo de tensión y flecha máxima, que entre ellas se identifican:

$$\text{Espesor} (t) = 6e^{-3} \text{ [m]}$$

$$\text{Ancho de hoja} (b) = 40e^{-3} \text{ [m]}$$

$$N^{\circ} \text{ de hojas } (n) = 4$$

$$\text{Largodehojasprincipal}(L) = 800e^{-3}[\text{m}]$$

Se realizan 221 iteraciones con el valor de la Fuerza para poder determinar la deflexión máxima, tensión máxima, sigma permisible y factor de seguridad real comparando con los valores de la tensión permisible con un factor de seguridad de 2 y el valor del esfuerzo de fluencia.

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma = \frac{3 * Q * L}{2 * \pi * b * t^2}$$

$$S = \frac{Q * L^3}{4 * E * n * b * t^3}$$

$$F = \frac{Q}{9.81}$$

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

Los resultados a resaltar en la iteración son los siguientes.

Tabla 8. Iteración Fuerza máxima en la ballesta 1.

F	S	σ	SF	σ_{perm}	Sy
193	0,03506	3,94E+08	2,017	3,98E+08	7,96E+08
194	0,03524	3,97E+08	2,006	3,98E+08	7,96E+08
195	0,03543	3,99E+08	1,996	3,98E+08	7,96E+08

Adaptado de autores.

Tabla 9. Iteración Fuerza máxima en la ballesta 2.

F	S	σ	SF	σ_{perm}	Sy
258	0,04687	5,27E+08	1,509	3,98E+08	7,96E+08
259	0,04705	5,29E+08	1,503	3,98E+08	7,96E+08
260	0,04723	5,31E+08	1,497	3,98E+08	7,96E+08

Adaptado de autores.

Tabla 10. Iteración Fuerza máxima en la ballesta 3.

F	S	σ	SF	σ_{perm}	Sy
323	0,05868	6,60E+08	1,205	3,98E+08	7,96E+08
324	0,05886	6,62E+08	1,201	3,98E+08	7,96E+08
325	0,05904	6,64E+08	1,198	3,98E+08	7,96E+08

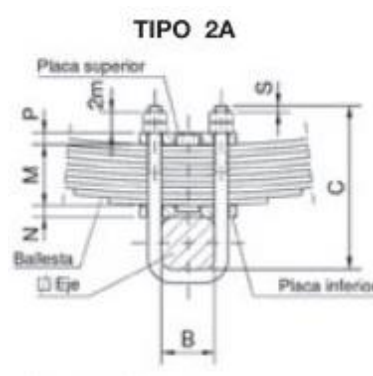
Adaptado de autores.

Finalmente se puede concluir que idealmente no debería sobrepasarse de una carga equivalente a 195 [kg] (1930 [N]) en una ballesta y así obtener un factor de seguridad de 2, sin embargo, si se lleva al límite en el estado dinámico (accionamiento de la ballesta) a una carga equivalente a 325 [kg] (3250 [kg]) podría resistir el sistema sin presentar deformaciones permanentes en sus componentes con un factor de seguridad en el sistema de 1,2.

5.5.4. Cálculo de abarcones

Los abarcones son los elementos de sujeción de las hojas al eje, y pueden calcularse sus medidas como se especifican en la Figura (29).

Figura 29. Medidas de abarcón.



Adaptado de ADR-Geplasmatal---Accesorios-para-Remolques.pdf

(adrgeplasmatal.com)

Se considera un eje de 40x40 cuadrado, ancho de ballesta de 24 [mm], ancho de platina superior de 8 [mm] y ancho de tuerca para M16 de 14,8 [mm].

$$E = 40[\text{mm}] \text{ Altura del eje}$$

$$M = 24 \text{ [mm] Ancho de ballesta}$$

$$N = 8 \text{ [mm] Espesor de platina inferior}$$

$$P = N \text{ Espesor de platina inferior}$$

$$T = 14,8 \text{ [mm] Ancho de tuerca}$$

$$S = 5 \text{ [mm] Sobrante de rosca}$$

$$B = E + 1$$

$$C = E + M + N + P + (2 * T) + S$$

Con los cálculos determinamos que la altura del abarcón debe ser de 122,6 [mm], y el ancho de 41 [mm].

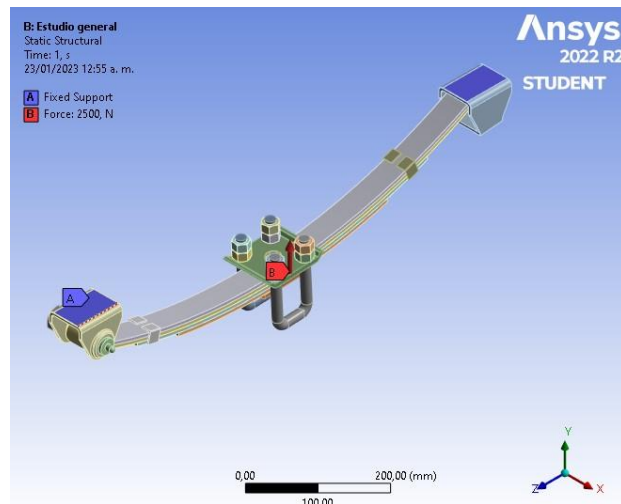
5.5.5. Estudio estructural CAE

Una vez realizado el análisis numérico de las características y componentes de la ballesta, se desea corroborar que dicha selección soporte las cargas establecidas por medio de un análisis de elementos finitos, en donde se busca encontrar valores cercanos del máximo de tensiones y deformaciones del sistema de suspensión. Para ello es necesario nuevamente interactuar con los softwares CAD y CAE, para modelar y generar resultados deseados.

En este caso, como el modelado de la ballesta contiene una mayor cantidad de componentes que no pueden ser simplificados para el estudio, se presentan análisis en 3 puntos diferentes: las platinas superior e inferior, y el extremo derecho de las dos primeras hojas (el proceso del análisis se muestra en la sección 8.10 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este).

Las cargas establecidas para el estudio CAE se aprecian en la Figura (30), con 2500 [N] en la platina inferior que se acopla al eje central, y las fijaciones en los soportes de la ballesta.

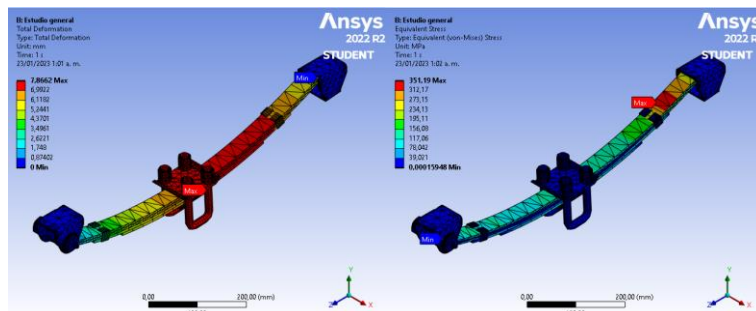
Figura 30. Cargas CAE ballesta.



Adaptado de autores.

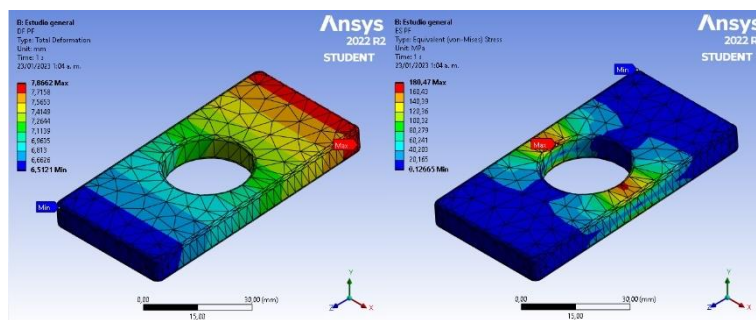
A continuación, se muestran los resultados de desplazamientos y valores de tensiones equivalentes según Von Mises en los elementos seleccionados:

Figura 31. Resultados CAE ballesta.



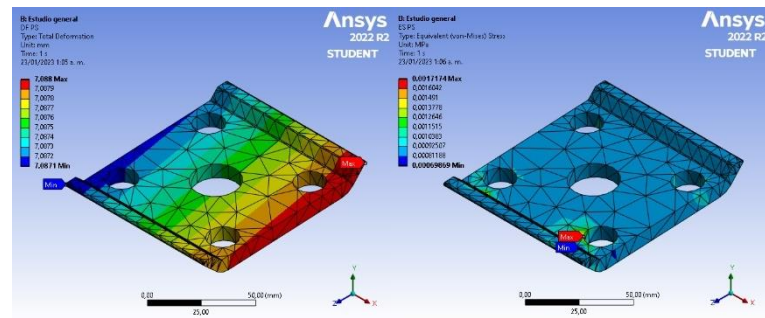
Adaptado de autores.

Figura 32. Resultados CAE platina inferior.



Adaptado de autores.

Figura 33. Resultados CAE platina superior.



Adaptado de autores.

Estos resultados permiten observar que las platinas superior e inferior no poseen puntos críticos para un análisis detallado debido a que:

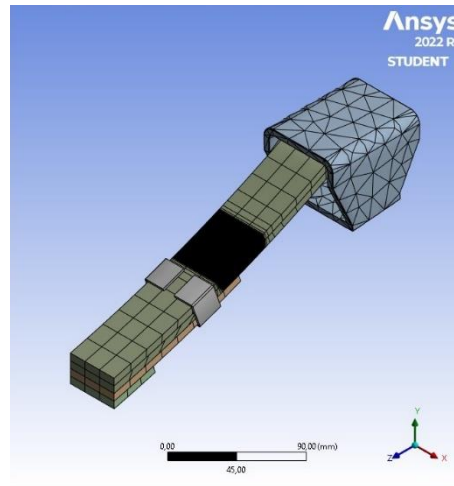
La platina superior posee un límite de fluencia $S_y = 250 \text{ [MPa]}$ (Acero A36), que comparado con la máxima tensión equivalente por Von Mises ($0,0017 \text{ [MPa]}$), se obtiene un factor de seguridad muy elevado (Mayor a 10).

La platina inferior posee un límite de fluencia $S_y = 795,5 \text{ [MPa]}$ (Acero para ballestas 9260), que comparado con la máxima tensión equivalente por Von Mises ($180,47 \text{ [MPa]}$), se obtiene un factor de seguridad aceptable de 4,4.

Concluido el análisis general, se procede a realizar un estudio más detallado para la sección extrema derecha de las dos primeras hojas del sistema.

Para la realización de convergencia de malla en este punto se realiza un proceso de refinamiento de malla localizado hasta obtener los elementos de $0,25 \text{ [mm]}$.

Figura 34. Refinamiento malla.



Adaptado de autores.

Los resultados del estudio permiten confirmar que el valor de tensiones máximas se acota entre los 438 [MPa] a los 485 [MPa], permitiendo concluir que las ballestas soportarán la carga establecida con un factor de seguridad mínimo aceptable de 1.6. Los resultados de la convergencia de malla son los siguientes:

Tabla 11. Resultados análisis CAE ballesta.

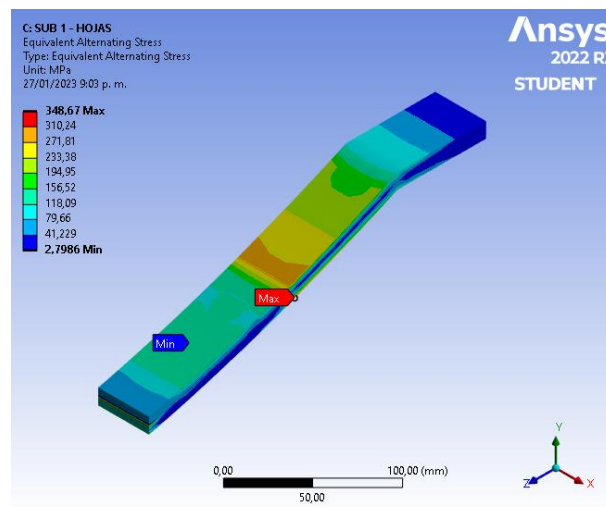
Análisis estructural de las hojas				
Nodos	Elementos	Esfuerzo eqv. Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad	Error rel.
3817	1382	438,34	1,81	
4805	1496	461,9	1,72	5%
6261	1664	468,13	1,69	1%
8575	1931	482,51	1,64	-3%
13151	2459	484,75	1,64	0%

Adaptado de autores.

Una vez realizados los procesos de convergencia de malla, y se corrobore que las piezas críticas soportarán la situación a la que se somete, se finaliza con agregar un análisis de fatiga para las hojas de la ballesta, pues son elementos que normalmente fallan por este fenómeno.

El resultado final del estudio por fatiga establece un factor de seguridad de 1.64, con una tensión máxima de 348,67 [MPa].

Figura 35. Fatiga CAE ballesta



Adaptado de autores.

Se puede concluir entonces que el factor de seguridad en el análisis estático y análisis de fatiga de alto ciclaje CAE, es de 1,64 y de 1,6 respectivamente, valores que varían respecto al análisis estático numérico realizado en la sección 3.5.3 debido a aproximaciones geométricas realizadas en el modelamiento CAD por medio del software SolidWorks, y simplificaciones en los apoyos en la definición de las cargas en el proceso CAE por medio del software Ansys Workbench.

5.6. Diseño y análisis del eje central

5.6.1. Análisis de resistencia de materiales

Para realizar el análisis de resistencia de materiales para el eje que une las ruedas/motores, se realiza una aproximación de los pesos de los componentes que se soportan en el eje por medio de las ballestas (estructura y placa) y el conjunto de estas (soportes, abarcones y sujeciones). Se utilizó el software SolidWorks en la opción de cálculo de

“Propiedades Físicas”, que usa el cálculo básico de masa por medio de la densidad y el volumen al aplicar las propiedades de los respectivos materiales y después se multiplican por la gravedad:

Tabla 12. Masas.

Elemento	Masa (Kg)
Bastidor	36,33
Cajón baterías	5,08
Placa	8,8
Ballestas	15,64
Baterías	12
Carga	250
Total	327,85

Adaptado de autores.

El total de la masa es soportado por el eje en los puntos de apoyo.

Se plantea usar los mismos perfiles estructurales usados en el bastidor y se calcula el factor de seguridad para este.

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

$$\sigma = \frac{M * C}{I} = 29,03 [MPa]$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = 8,61$$

El perfil estructural 40x40x2,5 mm tiene un factor de seguridad elevado, por lo cual puede ser utilizado en el eje del remolque y de esta manera estandarizar los materiales para la construcción.

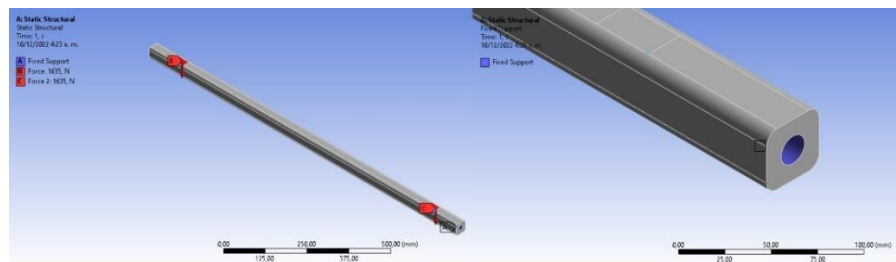
5.6.2. Estudio estructural CAE

Una vez realizado el análisis numérico de las características del eje central, se desea corroborar que dicha selección soporta las cargas establecidas por medio de un análisis de elementos finitos, en donde se busca encontrar valores cercanos del máximo de tensiones y

deformaciones de este. Para ello es necesario nuevamente interactuar con los softwares CAD y CAE, para modelar y generar resultados deseados.

Las cargas para el estudio CAE del eje central se configuran con la sujeción en la sección roscada en los extremos del eje, y la fuerza de 3270 [N] ejercida por el peso del bastidor, que debe ser dividida a la mitad para simular la fuerza que recibe cada una de las ballestas, siendo esta 1635 [N], la cual es soportada en las secciones correspondientes en los extremos del eje.

Figura 36. Cargas CAE eje central.



Adaptado de autores.

Una vez finalizada la convergencia de malla para el modelo, el punto crítico obtuvo un valor de 91,1 [MPa] en promedio con los últimos 3 valores tabulados (el proceso del análisis se muestra en la sección 8.13 de los anexos del documento para facilitar la lectura y desarrollo de este), por lo que se concluye un factor de seguridad promedio de 2,74, aceptable para el diseño en cuestión (Observar Tabla 12).

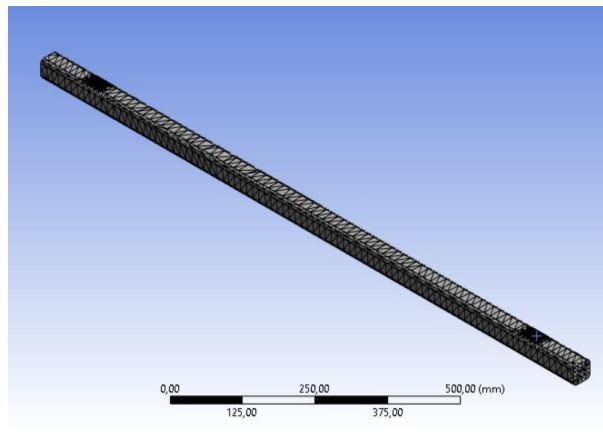
Tabla 13. Convergencia de malla Base.

Análisis estructural del eje con perfil cuadrado 40x40x2,5mm					
Nodos	Elementos	Deformación es totales [mm]	Esfuerzo eqv. Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad	Error rel.
23868	12000	0,17	61,07	4,09	-
37744	19032	0,17	64,27	3,89	5%
43926	22160	0,17	71,88	3,47	12%
44307	22286	0,17	87,25	2,86	21%
66736	34171	0,17	93,38	2,67	7%
94032	48309	0,17	92,67	2,7	-1%

Adaptado de autores.

Finalmente, se puede observar en la Figura (37) el refinamiento localizado en los puntos críticos encontrados en el modelo del eje central.

Figura 37. Refinamiento eje central.



Adaptado de autores.

En conclusión, se precisa que la variación en el resultado de la tensión máxima, y por tanto en el factor de seguridad, respecto del análisis estático numérico realizado en la sección 3.6.1 se debe a aproximaciones geométricas realizadas en el modelamiento CAD, por medio del software SolidWorks, y simplificaciones en los apoyos en la definición de las cargas en el proceso CAE, por medio del software Ansys Workbench.

5.7. Sistema de enganche.

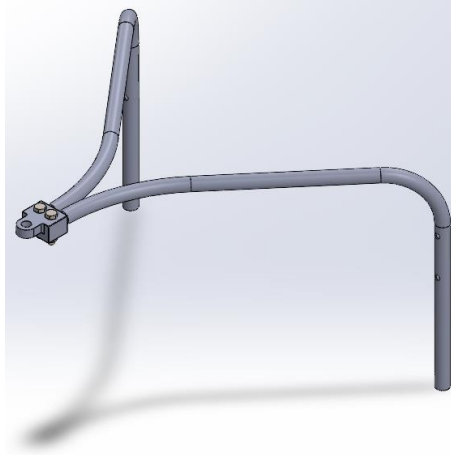
Este sistema tiene dos objetivos:

- Servir de acople entre la bicicleta y el remolque, asegurando buena movilidad, estabilidad y soporte.
- Desempeñar la función de acople para permitir el uso manual del remolque por medio de un sistema tipo transpaleta propulsada.

Para cumplir el primer objetivo se inicia con un modelamiento del acople el cual está compuesto por dos barras de sección circular hueca de 38.1mm diámetro y 3 mm de espesor,

encajadas en una guarda por medio de tornillería común (Figura 38). Las barras del acople van ensambladas al bastidor del remolque por medio de 4 tornillos con denominación M16 en la parte frontal.

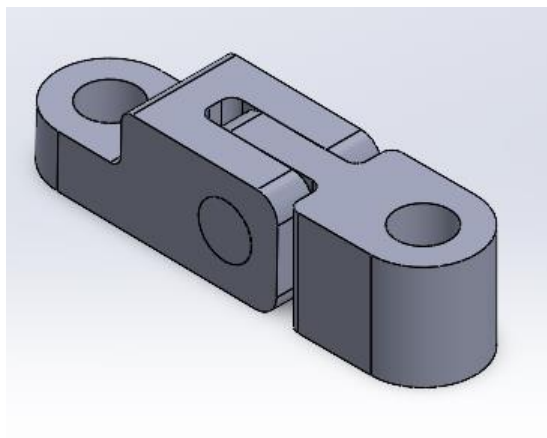
Figura 38. Sistema de enganche.



Adaptado de autores.

El ensamble del acople a la bicicleta se realiza por medio de una articulación de doble eslabón (Figura 39), el primero para brindar movilidad en el eje horizontal y el segundo la movilidad en el eje vertical, permitiendo flexibilidad a la conducción de la bicicleta.

Figura 39. Articulación.



Adaptado de autores.

Para conocer las medidas mínimas de la pestaña y eslabón de las articulaciones se realizó un cálculo en la resistencia de materiales para una viga en voladizo y un eslabón sometido a esfuerzo cortante, según la fuerza que recae sobre el enganche evidenciada en la sección 8.6, donde se especifica este valor en los resultados de la fuerza ‘PB=40 [kg]’.

Para el diseño de la pestaña de la guarda se realiza el análisis de resistencia de materiales tomando la pestaña como una viga en voladizo. Se usa la siguiente ecuación, tomando una fuerza de 589 [N] haciendo referencia a los 60 [kg] que debe soportar como máximo la pieza, la medida D de 55 [mm], la medida h de 25 [mm] y la medida b de 50 [mm]:

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I}$$

$$\sigma = \frac{F \cdot D \cdot \frac{h}{2}}{\frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot b} = \frac{6 \cdot F \cdot D}{h^2 \cdot b}$$

$$\sigma = 6215616 \text{ Pa} \cong 6.22 \text{ MPa}$$

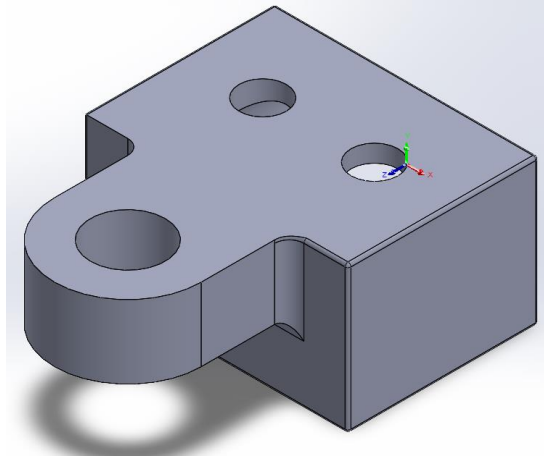
Dando como resultado una sigma de 5650.56 [Pa], ahora se realiza la comparación con el Sy del material para determinar el factor de seguridad de la pieza.

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

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{6.22 \text{ MPa}}$$

$$n = 40$$

Figura 40. Guarda.

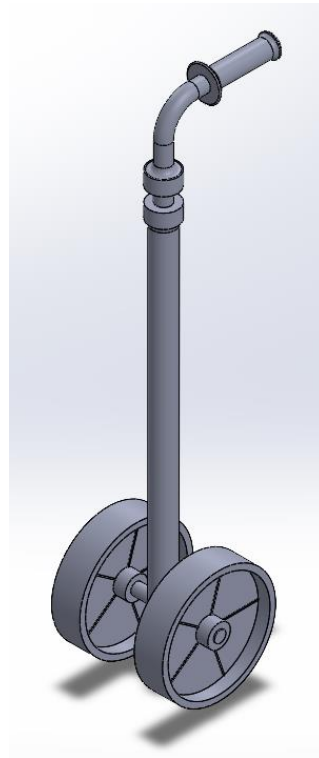


Adaptado de autores.

Todo el sistema está fabricado en acero ASTM A36, los tornillos y tuercas en acero 1045 estriado en frío.

Para el segundo objetivo se realiza el modelamiento de un soporte que permita el transporte del remolque de manera manual (de a pie). Se parte del diseño de un apoyo de sección circular hueca de 38.1 [mm] diámetro y 3 [mm] de espesor, acoplado a dos ruedas de poliuretano de 200 [mm] de diámetro (Figura 41), las cuales permiten una capacidad de carga de hasta 950 [kg]. La barra de apoyo tiene una geometría en 'L', en donde el extremo superior es dotado de un mango de sujeción con botones de aceleración y accionamiento de freno para poder movilizar el remolque de una forma fácil y segura. Se define que este soporte estará sometido a una carga máxima de 80 [kg], garantizando un funcionamiento seguro. Se selecciona el acero ASTM A36 para la barra de apoyo, acero 1045 estriado en frío para tornillería y pasadores, y materiales comerciales para accesorios como el mango y las ruedas.

Figura 41. Manubrio.

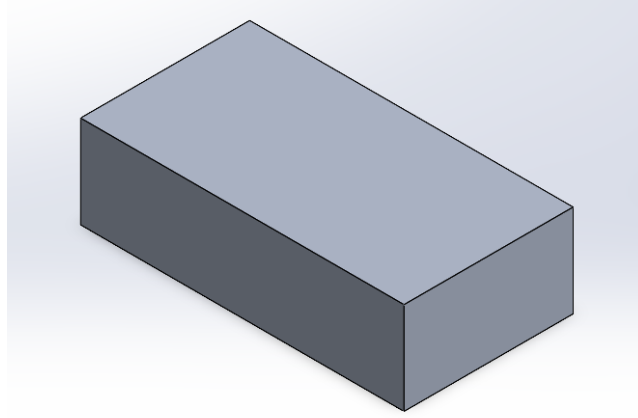


Adaptado de autores.

5.8. Almacenamiento de baterías

Para el almacenamiento de componentes electrónicos tipo baterías y cableado se propone el diseño de un pequeño cajón de un material el cual se puede variar y que se ajuste a las medidas de las baterías, manteniendo un espacio para facilidad de montaje de los componentes en su interior. Para esto se propone un cajón de dimensiones 520 [mm] x 270 [mm] x 150 [mm] y 2 [mm] de espesor, como se observa en la Figura (42).

Figura 42. Cajón de baterías.



Adaptado de autores.

Para el diseño del cajón de baterías se toman las dimensiones de la batería seleccionada de *Liitiokala* de 72 [V] y 20 [Ah] de 230 [mm] x 225 [mm] x 75 [mm]. Dentro de este se encuentran las dos baterías implementadas en el vehículo, permitiendo una holgura mínima de 45 [mm] en uno de sus lados.

5.9. Estimación del peso total

Para determinar el peso del remolque se realiza una estimación como se muestra en la sección (3.5.2). Para ello se calculan los pesos aproximados por medio del software CAD, digitando el tipo de material con sus respectivas propiedades y seleccionado la opción de “calcular propiedades físicas”, donde el software muestra el peso aproximado del elemento por medio del cálculo volumétrico de este. En la siguiente tabla se muestra el peso aproximado para cada subsistema del remolque y el peso aproximado total del ensamble.

Tabla 14. Peso estructural por subsistemas.

Subsistema	Elemento	Cantidad	Masa (Kg)	Masa del subsistema (Kg)
1. Bastidor	Bastidor	1	36,33	50,2
	Cajón baterías	1	5,08	
	Placa	1	8,8	
2. Ballestas	Soporte ojo	2	0,54	15,64
	Hojas	2	5,05	
	Casquillo bulón	2	0,32	
	Abrazadera	4	0,04	
	Platina inferior	2	0,17	
	Sujeción abarcón	2	0,33	
	Abarcón	4	0,41	
	Tornillería	2	0,52	
3. Eje	Eje	1	3,95	5,6
	Disco de apoyo	2	0,83	
4. Motriz	Motor Hub	2	18	48
	Baterías	2	6	
5. Gancho	Ganchos	2	4,1	13,1
	Acople rodilla	1	1,43	
	Tornillería	1	0,49	
	Articulación 1	1	1,25	
	Articulación 2	1	1,37	
	Pasador T	1	0,36	
	Pasador I	1	0,03	
	Apoyo manual	1	1,41	
	Manubrio	1	1,6	
	Pasador	1	0,49	
	Ruedas transpaletas	2	2,54	8,58
			Peso total	132,55

Adaptado de autores.

5.10. Recomendaciones para el diseño del sistema de control.

Se proponen las siguientes funciones principales para el sistema:

- Regular la potencia suministrada de las baterías a los motores durante el arranque, movimiento y frenado del vehículo, para asegurar un movimiento estable y evitar posibles daños o accidentes.
- Limitar la velocidad del remolque para que no sobrepase los 25km/h, aún con motores apagados.

- Controlar la potencia de frenado del remolque según la velocidad del conjunto operador-remolque.

Partiendo de las funciones planteadas, el sistema podría estar dotado de:

- Dispositivo para medir el torque ejercido en el eje de pedalier de la bicicleta, o en su defecto, la velocidad rotacional.
- Acelerador de palanca para graduar la aceleración que se desea en el uso manual del remolque.
- Control de 3 botones para selección de marcha (uso manual, bicicleta en plano, bicicleta en pendiente).
- Tarjeta de control (teniendo en cuenta las especificaciones compatibles con las baterías seleccionadas de mínimo 20 amperios).
- Cableado.

El funcionamiento del remolque se podría encasillar en 2 casos:

Para el uso manual (de a pie) se propone un control de aceleración por medio de una palanca al alcance del manubrio a una sola mano, estableciendo una sola marcha a velocidad de 5 [km/h], permitiendo desacelerar o frenar por medio de una palanca como las dispuestas en el manubrio de una bicicleta.

Figura 43. Sistema de frenado y aceleración por palanca.



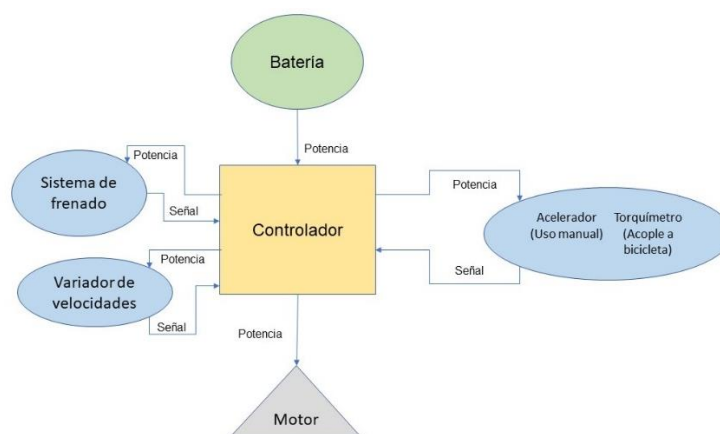
Adaptado de <https://ykhoa.org>

Para el funcionamiento con acople a bicicleta se plantea tomar medidas del torque ejercido por los pedales mediante las bielas al eje de pedalier, y según estas el torque ejercido por los motores será mayor o menor; si el torque ejercido es alto, la potencia del motor será elevada, hasta que este sea casi nulo (mayor asistencia eléctrica) y por ende la fuerza que debe ejercer el operador sobre la bicicleta sea mínima. En caso de no poder tomar medidas de fuerza en el eje de pedalier, se propone recolectar datos de velocidad en revoluciones por minuto, donde si las RPM son bajas la potencia del motor será alta, e irá disminuyendo hasta alcanzar las RPM máximas según la velocidad límite del remolque. Es importante establecer el punto de “no movimiento”, pues cuando no haya rotación en el eje de pedalier en la bicicleta no debe haber asistencia eléctrica por parte del remolque.

Paralelamente al funcionamiento anterior, se plantean 2 modalidades de marcha para el funcionamiento con acople a bicicleta, en donde habrá una para asistencia eléctrica en terreno plano (menor potencia) y otra para terreno inclinado (mayor potencia).

Un esquema general del funcionamiento del sistema de control se expone en la siguiente imagen:

Figura 44. Diagrama general del sistema de control.



Adaptado de autores.

6. Análisis de viabilidad técnico-económica

6.1. Fabricación

El remolque eléctrico con acople a bicicleta está compuesto por 5 sistemas:

- Un bastidor, en donde reposa la carga.
- Dos ballestas, encargadas de amortiguar el peso.
- Un eje, que soporta el peso del bastidor, las ballestas y la carga.
- Sistema motriz, encargado de brindarle asistencia de movimiento al ciclista, cuando éste decida activarlo, o facilitar el movimiento de la carga, en caso de que el usuario decida llevarlo a pie.
- Un sistema de enganche que acopla el remolque a la bicicleta o para facilitar el desplazamiento cuando el usuario lo movilice a pie.

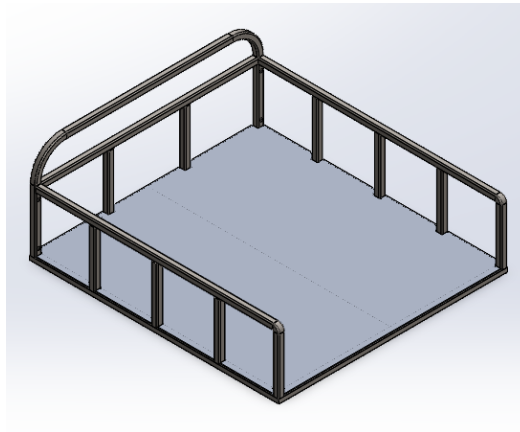
Tabla 15. Subsistemas.

Sistema	Número	Subsistema	Cantidad
Remolque con acople a bicicleta	1	Bastidor	1
	2	Ballestas	2
	3	Eje	1
	4	Motriz	2
	5	Enganche	1

Adaptado de autores.

6.1.1. Subsistema bastidor

Figura 45. CAD Bastidor.



Adaptado de autores.

Se presenta una cotización aproximada de lo que podrían costar los materiales para la fabricación del sistema por medio de la empresa Nacional Panelco (PANELCO, 2022), distribuidora de aceros.

Tabla 16. Cotización bastidor.

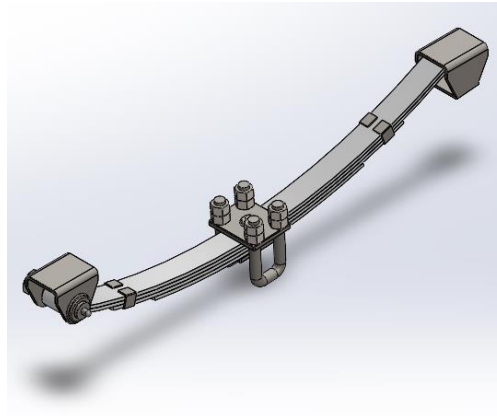
Subsistema	Elementos	Material	Cantidad	Descripción	Precio elemento
Bastidor	Bastidor	Acero ASTM A36	3	Tubería cuadrada de 40x40x2,5 mm.	\$ 174.340,00
	Placa base	Aluminio 1060 – H17	1	Una placa de 1200x1100x0,25 mm.	\$ 199.999,00
	Cajón baterías	Acero ASTM A36	1	planos	\$ 150.000,00
Precio fabricación					\$ 873.019,00

Adaptado de autores.

El subsistema de bastidor está compuesto por la tubería del bastidor, la placa base y cajón de baterías, fabricados en dos materiales: acero ASTM A36 y aluminio 1060 – H18. El costo total de fabricación, teniendo en cuenta materiales el costo de los materiales es de \$873.019,00 COP.

6.1.2. Subsistema ballestas

Figura 46. CAD Ballestas.



Adaptado de autores.

La cotización de los elementos se realiza por medio de un distribuidor autorizado de productos INMASA, ubicado en la ciudad de Bucaramanga, Santander, Colombia, en la dirección *calle 28 #12 – 67*, con razón social de CMF MUELLES F.D.

Tabla 17. Cotización ballestas.

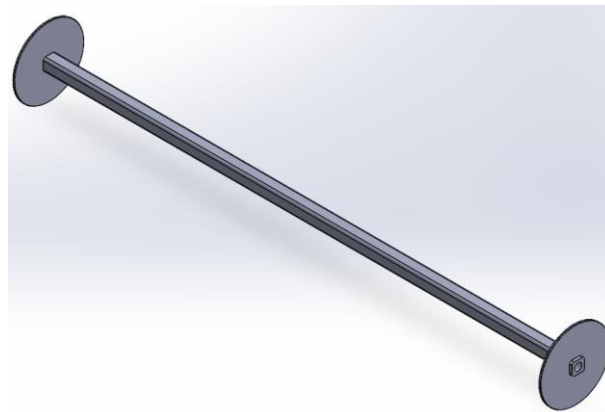
Subsistema	Elementos	Material	Cantidad	Descripción	Precio elemento
Ballesta	Soporte para ojo de ballesta	Acero ASTM A36	2	Planos	\$ 160.000,00
	Soporte para resbalón	Acero ASTM A36	2	Planos	
	Hojas	Acero AISI 9260	6	Planos	\$ 400.000,00
	Abrazadera	Acero ASTM A36	4	Planos	\$ 40.000,00
	Platina	Acero ASTM A36	1	Planos	\$ 40.000,00
	Sujeción de abarcón	Acero ASTM A36	1	Planos	\$ 40.000,00
	Abarcón	Acero 1045 estriado en frío	4	Planos	\$ 40.000,00
	Tuerca pesada M20x2,5	Acero 1045 estriado en frío	1	Planos	\$ 60.000,00
	Tuerca pesada M12x1.75	Acero 1045 estriado en frío	1	Planos	
	Tornillo pesado M12x1,75x40	Acero 1045 estriado en frío	1	Planos	
	Tuerca tipo 1 M16x2	Acero 1045 estriado en frío	8	Planos	
	Precio fabricación				

Adaptado de autores.

Para el subsistema de amortiguación se instalarán dos ballestas, que van acopladas a cada lado del remolque, para amortiguar los impactos repentinos producto del desplazamiento del sistema con acople a bicicleta en terrenos irregulares. Para la fabricación de este subsistema se utilizarán diferentes elementos con materiales de distinta composición. El costo total, teniendo en cuenta los materiales y la fabricación, es de \$780.000,00 COP.

6.1.3. Subsistema eje

Figura 47. CAD eje central.



Adaptado de autores.

Se presenta una cotización cercana de lo que podrían costar los materiales para la fabricación del eje por medio de la empresa Nacional Panelco (PANELCO, 2022), distribuidora de aceros.

Tabla 18. Cotización eje central.

Subsistema	Elementos	Material	Cantidad	Descripción	Precio elemento
Eje	Eje	Acero ASTM A36	1	Tubo cuadrado de 40x40x2,5 mm	\$ 174.340,00
	Disco	Acero ASTM A36	2	170mm. de radio x 5mm. de espesor	\$ 40.000,00
Precio fabricación					\$ 254.340,00

Adaptado de autores.

Para el subsistema del eje se utilizarán tres (3) elementos; este subsistema es el encargado de soportar el peso del eje, bastidor y la carga. Se seleccionaron dos materiales: acero A36 y AISI 1045. El costo total de fabricación del eje con la mano de obra es de \$254.340,00 COP.

6.1.4. Subsistema motriz

Figura 48. QS Motor 1500 [W].



Adaptado de www.qsmotor.com

Tabla 19. Cotización sistema motriz

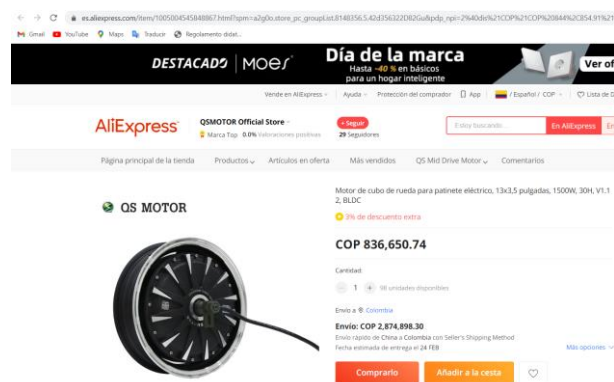
Subsistema	Elementos	Material	Cantidad	Descripción	Precio elemento
	Motor Brushless 1500W 72V		2	Motor que va en la parte interna de la rueda.	\$ 842.760,00
Motriz	Batería 72V 20Ah	Litio por preferencia	2	Por preferencia, utilizar baterías de 72V y 20Ah por mínimo. No se selecciona debido a que el sistema de control va ligado al amperaje de la batería.	\$ 1.293.299,21
	Sistema de control		1	Sistema de control para el sistema motriz	
Precio fabricación					\$ 4.272.118,42

Adaptado de *autores*.

El subsistema motriz está conformado por tres (3) elementos: el motor, la batería y el sistema de control. El motor seleccionado para el remolque es el *Brushless* de 1500 [W] y 72

[V], que va incorporado dentro de la llanta. La batería sugerida para suministrarle energía es de 72 [V] 20 [Ah] (Como mínimo de 20 [Ah], si se quiere mayor autonomía se puede seleccionar una batería con mayor amperaje) y el sistema de control recomendado posee el mismo amperaje de la batería. El precio del motor es de \$842.760,23 COP, según cotización de la plataforma *Aliexpress*. La batería seleccionada es de litio de 72 [V] – 20 [Ah] cuyo valor es de \$1.293.299,21 COP, la cual se encuentra en venta por medio de *Aliexpress*.

Figura 49. Aliexpress QS Motor.



Adaptado de

https://es.aliexpress.com/item/1005004545848867.html?spm=a2g0o.store_pc_groupList.8148356.5.42d356322D82Gu&pdp_npi=2%40dis%21COP%21COP%20844%2C854.91%21COP%20844%2C854.91%21%21%21%21%21%21%402101d68d16703366620473136e7c8d%2112000029558737058%21sh

Figura 50. Aliexpress batería 72 [V] 20 [Ah]

The screenshot shows the AliExpress product page for a LiitoKala battery. The product is a blue rectangular battery with a black terminal block. The text on the page includes:

- LiitoKala** 21700 Cells +72V5A
- 100% True Capacity**
- E-Bike Battery**
- 72V 20Ah**
- Price: **COP 1,317,504.75** (with a 2% discount extra)
- Options for color and capacity:

72V20Ah-2054P-T	72V20Ah-2054P-KT60	72V20Ah-2054P-KT90
72V20Ah-T(84V5A)	72V20Ah-KT60(84V5A)	72V20Ah-KT90(84V5A)

Adaptado de

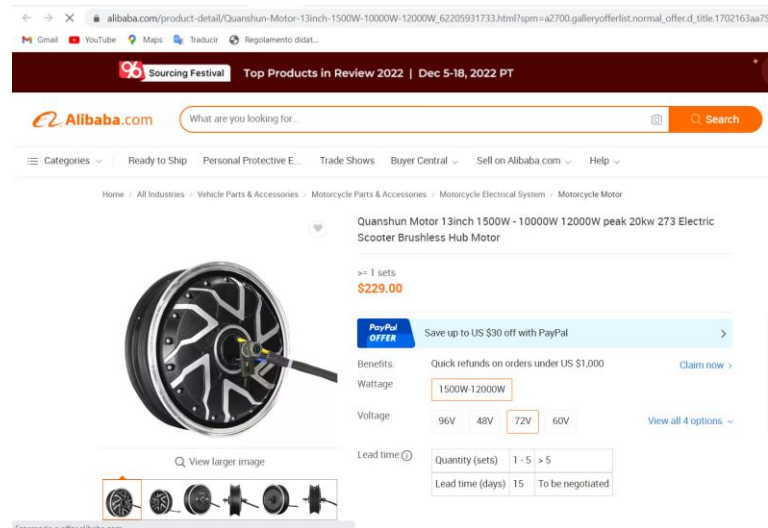
[https://es.aliexpress.com/item/1005004951111241.html?spm=a2g0o.productlist.0.0.21cf4f48](https://es.aliexpress.com/item/1005004951111241.html?spm=a2g0o.productlist.0.0.21cf4f48viwHEK&algo_pvid=8113440d-9a23-4a0f-ae96-be7d1b5958fc&algo_exp_id=8113440d-)

[9a23-4a0f-ae96-be7d1b5958fc-](https://es.aliexpress.com/item/1005004951111241.html?spm=a2g0o.productlist.0.0.21cf4f48viwHEK&algo_pvid=8113440d-9a23-4a0f-ae96-be7d1b5958fc-)

[12&pdp_ext_f=%7B%22sku_id%22%3A%2212000031130778578%22%7D&pdp_npi=2%40dis%21COP%212015794.18%211310266.21%21%21%214160589.3%21%21%40210318b16703364216046707eb1c6%2112000031130778578%21sea&curPageLogUid=4vm9kXCk](https://es.aliexpress.com/item/1005004951111241.html?spm=a2g0o.productlist.0.0.21cf4f48viwHEK&algo_pvid=8113440d-9a23-4a0f-ae96-be7d1b5958fc-12&pdp_ext_f=%7B%22sku_id%22%3A%2212000031130778578%22%7D&pdp_npi=2%40dis%21COP%212015794.18%211310266.21%21%21%214160589.3%21%21%40210318b16703364216046707eb1c6%2112000031130778578%21sea&curPageLogUid=4vm9kXCk)

[O80a](https://es.aliexpress.com/item/1005004951111241.html?spm=a2g0o.productlist.0.0.21cf4f48viwHEK&algo_pvid=8113440d-9a23-4a0f-ae96-be7d1b5958fc-12&pdp_ext_f=%7B%22sku_id%22%3A%2212000031130778578%22%7D&pdp_npi=2%40dis%21COP%212015794.18%211310266.21%21%21%214160589.3%21%21%40210318b16703364216046707eb1c6%2112000031130778578%21sea&curPageLogUid=4vm9kXCk)

Figura 51. Alibaba QS Motor.

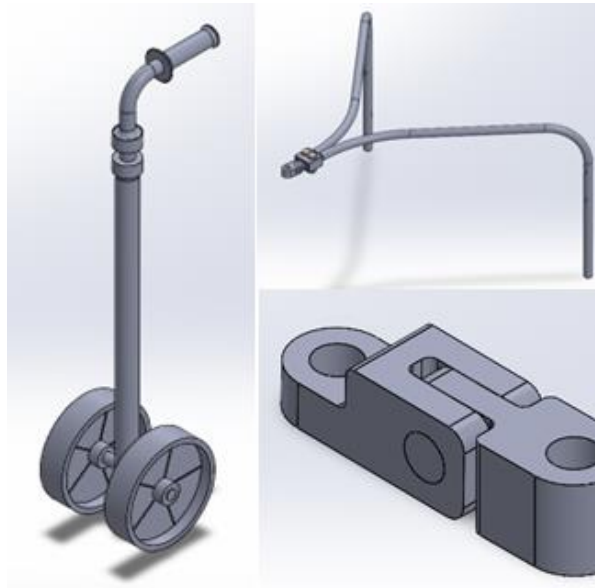


Adaptado de https://www.alibaba.com/product-detail/Quanshun-Motor-13inch-1500W-10000W-12000W_62205931733.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_title.1702163aa7SFnX#

En *Alibaba* se puede conseguir el mismo motor QS brushless de 1500 [W] y 13 [in] pero a un mayor precio, debido a esto seleccionamos el de *Aliexpress*.

6.1.5. Subsistema de enganche

Figura 52. Sistema de enganche.



Adaptado de autores.

Tabla 20. Cotización sistema de enganche.

Subsistema	Elementos	Material	Cantidad	Descripción	Precio elemento
Enganche	Barandas	Acero ASTM A36	2	Tubería de 31,8 mm de diámetro por 2,5 mm. de espesor.	\$ 139.582,00
	Guarda articulación	Acero ASTM A36	1	Planos	\$ 40.000,00
	Acople 2	Acero ASTM A37	1	planos	\$ 60.000,00
	Manubrio	Acero ASTM A36	1	Planos	\$ 30.000,00
	pasador	Acero ASTM A37	1	Planos	\$ 160.000,00
	Tornillo pesado M16x2.0x65	Acero ASTM A36	1	Planos	
	Tuerca pesada M16x2	Acero 1045 estriado en frío	2	Planos	\$ 80.000,00
		Acero 1045 estriado en frío	2	Planos	
Precio fabricación					\$ 509.582,00

Adaptado de autores.

El subsistema de enganche está compuesto por seis (6) elementos los cuales están fabricados, en su mayoría, por acero ASTM A3 y otros por acero AISI 1045 estriado en frío.

Este sistema es el encargado de acoplarse a la bicicleta, su precio de fabricación, incluyendo materiales y mano de obra, es de \$509.582,00 COP.

Para fabricar el remolque con acople a bicicleta se requiere la utilización de varios materiales y elementos, algunos de ellos soldados entre sí y otros acoplados mediante el uso de tuercas y tornillos. El precio total de fabricación del remolque es de \$6.689.059,42 COP.

6.2. Productos similares en el mercado

En el mercado nacional se encuentra un producto con funcionalidad similar al remolque con acople a bicicleta. Este producto es el Tricargo 1200E, vendido por la marca *Auteco Mobility*, que consiste en una moto con un platón incorporado en la parte trasera. Entre sus características están:

- Cuenta con un motor eléctrico de 1200 [W] y un torque de 30.07 [kg-f]
- Posee una batería de 60 [V] y 45 [Ah].
- Tiene una autonomía de 50 [km] en plano con un conductor de 70 [kg], a velocidad media de 25 [km/h].
- Puede transportar cargas de hasta 385 [kg].

Figura 53. Tricargo 1200E.



Adaptado de [https://www.autecomobility.com/motocarro-electrico-ceronte-tricargo-](https://www.autecomobility.com/motocarro-electrico-ceronte-tricargo-1200/p)

1200/p

Este vehículo se puede conseguir en los puntos de venta autorizados por *Auteco Mobility* y se puede observar en algunos almacenes de cadena en Bucaramanga, como el Éxito, en donde se exhibe al público. En cuanto al precio, empieza a partir de los \$8.190.000,00 COP.

También, en el mercado nacional se encuentra el Tricargo 200, un motocarro de la misma marca (*Auteco Mobility*) que el descrito anteriormente. La principal diferencia entre estos dos motocarros es el tipo de motor que poseen, debido a que el Tricargo 200 tiene un motor a combustión y el Tricargo 1200E posee un motor eléctrico. Las características principales del Tricargo 200 son:

- Cuenta con un motor 4 tiempos mono cilíndrico a gasolina de 197 [cc] y un torque 13.4 [HP].
- Posee un tanque de combustible de 16 [L].
- Puede transportar hasta 480 [Kg].

Figura 54. Tricargo 200.



Adaptado de <https://www.autecomobility.com/motocarro-ceronte-tricargo-200/p>

Este vehículo se puede conseguir en los puntos de venta autorizados por *Auteco Mobility* y se puede observar en algunos almacenes de cadena en Bucaramanga, como el Éxito,

en donde se exhibe al público. En cuanto al precio, empieza a partir de los \$15.449.000,00 COP.

En el mercado internacional se encuentran varios tipos de bicicletas eléctricas para cargas. La bicicleta para carga más similar, en cuanto a capacidad de carga máxima al remolque con acople a bicicleta propuesto en el proyecto, es la bicicleta *e-cargoville Lj*, la cual tiene tres presentaciones (*Edition*, *Expert* y *Elite*). Entre las especificaciones de la bicicleta *Expert* seleccionada para este estudio, se encuentran:

- Un motor eléctrico *Bosch Performance Line Cruise* de 250 [W] y 36 [V].
- Una batería de litio ion de 36 [V], 500 [Wh].
- Capacidad de carga máxima de 220 [kg], contando el peso de la bicicleta, el ciclista y la carga a llevar. Tiene una superficie de carga de 70x40 [cm].
- La autonomía es de 60 [km].

Figura 55. E-Cargoville LJ.



Adaptado de <https://www.bergamont.com/es/es/products/bergamont-bikes-ecargo-ecargovillelj>

Esta bicicleta eléctrica se puede conseguir en búsquedas por medio de *Internet* para importación a Colombia. El precio de esta bicicleta es de \$4.299 euros; haciendo el cambio de divisa a TRM de \$5.104,82 pesos colombianos (13/12/2022), el precio rondaría los \$21.945.621,20 COP.

Comparando el remolque eléctrico con acople a bicicleta con este producto y los vehículos ofrecidos en el mercado nacional e internacional, se analizaron los siguientes dos factores:

6.2.1. Costo de adquisición

Tabla 21. Costo de adquisición.

Vehículo	Costo de adquisición	Posición
Remolque eléctrico con acople a bicicleta	\$ 6.689.059,42	1
ricargo 1200 E	\$ 8.190.000,00	2
Tricargo 200	\$ 15.449.000,00	3
E-cargoville Lj Expert	\$ 21.945.621,20	4

Adaptado de autores.

El vehículo más económico de adquirir es el remolque con acople a bicicleta, seguido por el *Tricargo 1200E*, el tercer más costoso es el *Tricargo 200* y, por último, el más costoso de adquirir es el *E-cargoville Lj Expert*, esto debido a que es un vehículo importado.

6.2.2. Costo de funcionamiento

El costo se determina calculando el valor de funcionamiento del vehículo. Es necesario hacer dos análisis: para el primer caso los vehículos eléctricos y el segundo caso el vehículo a combustión

En el primer caso, para determinar el costo de funcionamiento de los vehículos eléctricos, el cálculo se realizó teniendo en cuenta un ciclo de carga por día, durante un mes (30 días) y tomando como base el precio de [KW/h] en la ciudad de Bucaramanga para sectores de estrato 4.

Tabla 22. Costo de funcionamiento eléctricos.

vehículo	Autonomía por carga (Km)	Consumo (KWh)	Duración de carga (H)	Precio por KW/h en		Consumo total COP\$	Costo Km recorrido.	Costo Kg transportado.
				Bucaramanga - estrato 4 (13/12/2022)	Mes (30 días)			
Remolque eléctrico con acople a bicicleta	60	2,88	8	791,54	30	\$ 547.112,45	\$ 303,95	\$ 72,95
Tricargo 1200E - Auteco Mobility	50	2,7	7	791,54	30	\$ 448.803,18	\$ 299,20	\$ 38,86
E-cargoville Expert	60	0,625	5	791,54	30	\$ 74.206,88	\$ 41,23	\$ 24,74

Adaptado de autores.

Para el segundo caso, en donde se determina el coste de funcionamiento para el vehículo a combustión interna, debido a que comercialmente no se encuentra información sobre el consumo de gasolina, se usa el consumo estándar de una moto con motor similar de 200 [cc] el cual es de 106 [km/gal]. Para la frecuencia de llenado del tanque de gasolina también se buscó información aproximada y se emplea un valor de 3 veces por semana. Para el cálculo se toma en cuenta la capacidad del tanque de gasolina, la autonomía en km/gal, el precio de la gasolina hoy (15/01/2023) en promedio y el número de semanas en un mes.

Tabla 23. Costo de funcionamiento combustión.

Referencia	Autonomía con tanque lleno (Km)	Capacidad del tanque de gasolina(g)	Frecuencia de tanqueado por semana	Precio por galon corriente en Bucaramanga - (13/12/2022)	Cantidad de semanas en un mes.	Consumo total COP\$	Costo Km recorrido.	Costo Kg transportado.
Tricargo 200	448	4,22	3	\$ 10.000,00	4	\$ 506.400,00	\$ 94,20	\$ 87,92

Adaptado de autores.

Como se puede observar en las tablas, el vehículo más económico es el E-cargoville Expert, que cuenta con un motor y batería más pequeños en comparación con los otros dos vehículos eléctricos; el segundo vehículo, con mayor economía en consumo mensual, es el Tricargo 1200E, seguido por el Tricargo 200E; por último, se tiene el remolque eléctrico con acople a bicicleta, el cual registra mayor consumo eléctrico en un escenario de encendido el 100% del tiempo del trayecto a su máxima potencia; no obstante, el remolque eléctrico puede

tener mayor autonomía en kilómetros recorridos en comparación con el *Tricargo 1200E*. En comparación con el *E-cargoville Expert*, tiene la misma autonomía, pero puede transportar volúmenes y pesos mayores. Comparándolo con el *Tricargo 200*, la autonomía es mucho menor, debido a que los motores a combustión interna cuentan con mayores autonomías, pero a su vez son más contaminantes.

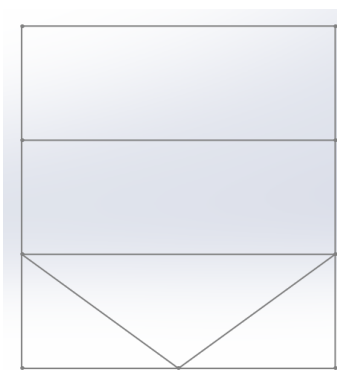
El propósito del remolque eléctrico con acople a bicicleta es brindar una asistencia de movimiento al ciclista, por lo que el motor usará aproximadamente entre el 50-65% de su potencia total. Cuando se desacopla de la bicicleta y se lleva de forma manual, se estima que el remolque solo usará aproximadamente entre el 15% y 35% de su potencia máxima.

7. Conclusiones

El remolque eléctrico con acople a bicicleta, que a su vez puede ser conducido manualmente, tiene capacidad de carga de 250 [kg], con velocidades de 18 [km/h] en plano y 9 [km/h] con inclinación de 10° sin asistencia en el pedaleo. La autonomía ofrecida por este ronda los 60 km con uso continuo de 8 horas, aclarando que es diseñado para entregar una asistencia eléctrica de entre los 60%-65%. Se precisa de igual manera que esta autonomía puede variar enormemente si se emplea caminando.

Por medio de la optimización topológica realizada, la estructura del remolque pesa aproximadamente 37 [kg], 46 [kg] si se tiene en cuenta la placa de aluminio que soporta la carga, lo cual reduce cerca de un 51% del peso respecto de un remolque común para motocicleta a combustión (95 [kg]), y si se tratase la forma estructural de un remolque común (como se muestra en la Figura 56), con el mismo material (ASTM A36) y la misma tubería estructural, se obtendría una reducción del 18 % del peso, siendo este de 45 [kg].

Figura 56. Forma común de remolque para motocicleta.



Adaptado de autores.

Frente al costo de adquisición, el costo de manufactura del remolque es un 18% más económico que la alternativa Tricargo 1200E, 56% más económico que el Tricargo 200 a gasolina y un 69% más económico que la E-Cargoville (alternativas similares en el mercado

nacional), por lo que representa una gran ventaja monetaria. Una manera de comparar el servicio que brindan las alternativas es relacionando la carga que permite transportar y el costo de adquisición, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 24. Relación KG/COP.

Alternativa	Carga/Adquisición [Kg/COP]	Variación [%]
Remolque eléctrico con acople a bicicleta	3,74E-05 -	
Tricargo 1200E	4,70E-05	-25,8
Tricargo 200	3,11E-05	16,9
E-Cargoville Expert	4,88E-06	87

Adaptado de autores.

Al realizar la comparación porcentual con el remolque eléctrico con acople a bicicleta, observamos que la mejor relación carga/costo la tiene el Tricargo 1200E, que es un 26% más efectivo; sin embargo, el Tricargo 200 y el E-Cargoville son más costosas en cuanto a su capacidad de carga.

Su competencia, Tricargo 1200E, podría llegar a ser más económica por condiciones de disponibilidad de materiales, variación en costos de manufactura, o incluso si se incluye una bicicleta en el costo, sin embargo, dicha alternativa no posee la opción de uso manual (ya incluido en el precio establecido) y con acople a bicicleta, entregando un valor agregado el cual será de elección priorizar o no, según las necesidades para las cuales se adquiera el producto en cuestión.

Finalmente se concluyen las medidas generales de ensamble y construcción de cada pieza en el anexo 10 de planos, para facilitar la lectura del documento.

8. Gestión del trabajo de grado

8.1. Fase de planeación de proyecto

Como primera fase del proyecto se pretende establecer la problemática a solucionar con los resultados de este, junto con la documentación que se necesita para iniciar dicha solución. De igual manera se pretende proyectar el tiempo y costo del desarrollo de este.

- Tiempo requerido: 4 semanas.

8.2. Fase de diseño estructural

En la segunda fase el proyecto se desea procesar la primera iteración de la estructura de almacenamiento de carga óptima para los parámetros establecidos, además de iniciar el proceso de estudio estructural por medio de MEF.

- Tiempo requerido: 4 semanas.

8.3. Fase de diseño de sistema motriz

Para la tercera fase del proyecto se pretende dar la funcionalidad completa al transporte de carga utilitaria, entregando una segunda iteración de la estructura junto con el sistema motriz. Se desea realizar un estudio MEF para la estructura de cada sistema integrado.

- Tiempo requerido: 3 semanas.

8.4. Fase de optimización topológica

En la cuarta fase se realiza una distinción a los proyectos comunes de diseño, donde se aspira entregar un último prototipo del conjunto completo del sistema de transporte utilitario: estructura-sistema motriz, el cual pasará por una reducción de material y rediseño de geometría por medio de un estudio de optimización topológica y geométrica por medio de MEF.

- Tiempo requerido: 2 semanas.

8.5. Fase de análisis técnico-económico

Como quinta fase se propone realizar una comparación del costo-beneficio que entrega la máquina diseñada frente a las encontradas en el mercado nacional e internacional, preferiblemente analizando costo de materiales y mano de obra disponible en el orden nacional.

- Tiempo requerido: 1 semana.

8.6. Fase de redacción y sustentación

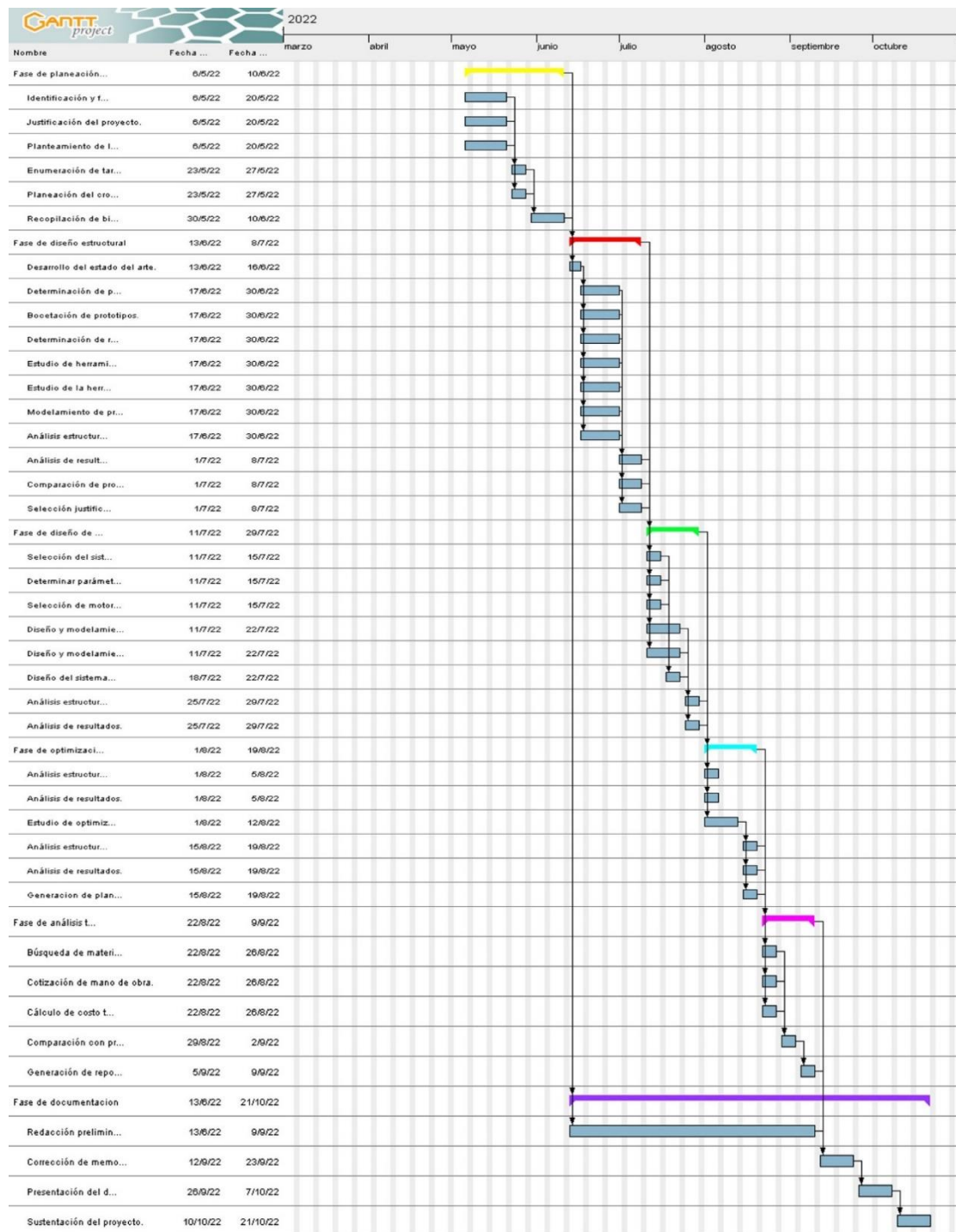
En la sexta y última fase se plantea realizar el informe sobre el proceso realizado al desarrollar el proyecto para finalmente ser sustentado ante los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la universidad.

- Tiempo requerido: 10 semanas.

8.7. Cronograma

Para realizar el diagrama de Gantt del cronograma del proyecto, se hizo uso del software Gantt Project, en donde se ordenaron las fases para el desarrollo del proyecto durante 24 semanas. El resultado puede ser revisado en los anexos del documento.

Tabla 25. Cronograma diagrama de Gantt.



Adaptado de *autores*.

9. Identificación de recursos necesarios

Para garantizar un desarrollo adecuado del proyecto se requiere de:

- Computadora.
- Libros, catálogos y normas.
- Software: Office, SolidWorks y Ansys.
- Papelería.
- Transporte.
- Impresora.

9.1. Presupuesto

Se realizó un cálculo de presupuesto general para la realización del proyecto por medio de una hoja de cálculo en Excel de Microsoft Office, la cual se encuentra en los anexos del documento.

Tabla 26. Cálculo de presupuesto.

PRESUPUESTO					
Descripción	Fuente de financiamiento	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1. Mano de obra					
Estudiantes	Estudiantes	Hora	650	\$ 10.000	\$ 6.500.000
Asesorías director de proyecto	UIS	Hora	60	\$ -	\$ -
Subtotal					\$ 6.500.000
2. Equipos y Software					
Computador	Estudiantes	Unidad	2	\$ 4.000.000	\$ 8.000.000
Licencia Office 365	UIS	Año	1	\$ 828.809	\$ 828.809
Licencia SolidWorks student	UIS	Año	1	\$ 397.550	\$ 397.550
Licencia Ansys	UIS	Año	1	\$ 739.000	\$ 739.000
Subtotal					\$ 9.965.359
3. Otros					
Transporte	Estudiantes	Unidad	60	\$ 8.000	\$ 480.000
Papelería	Estudiantes	Unidad	1	\$ 150.000	\$ 150.000
Subtotal					\$ 630.000
Subtotal					\$ 17.095.359
Imprevistos 10%					\$ 1.709.536
Total					\$ 18.804.895

Adaptado de autores.

10. Anexos

10.1 Cálculo de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Variación S_e'

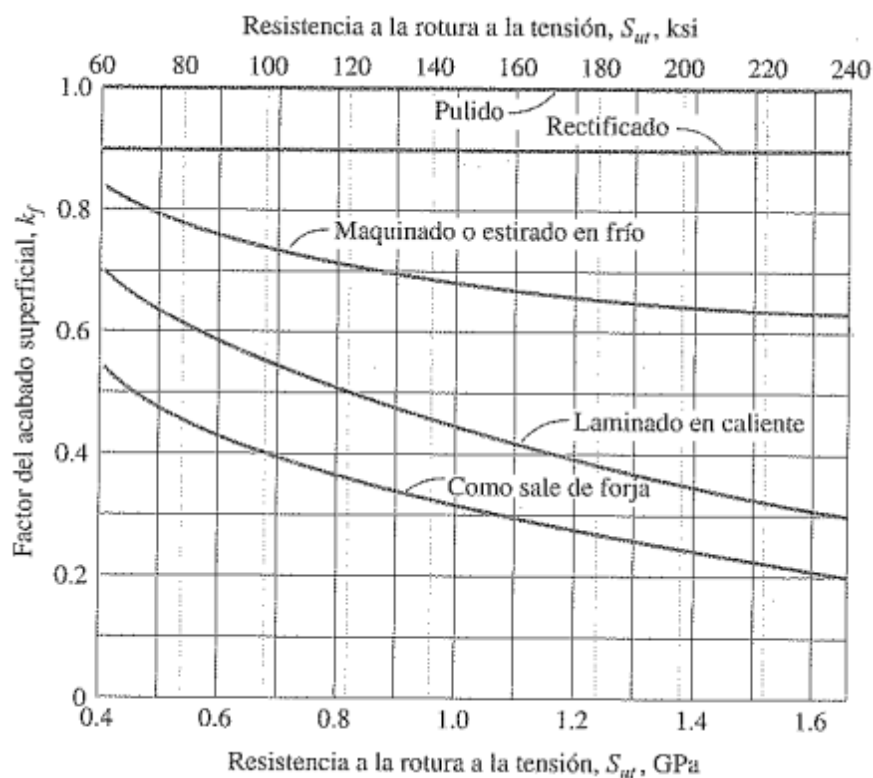
Figura 57. Fatiga de bajo ciclaje experimental

$S_e' = 0.5S_u$	flexión
$S_e' = 0.45S_u$	axial
$S_e' = 0.29S_u$	torsión

Adaptado de (Hamrock; Jacobson; Schmid, 2000). Elementos de máquinas.

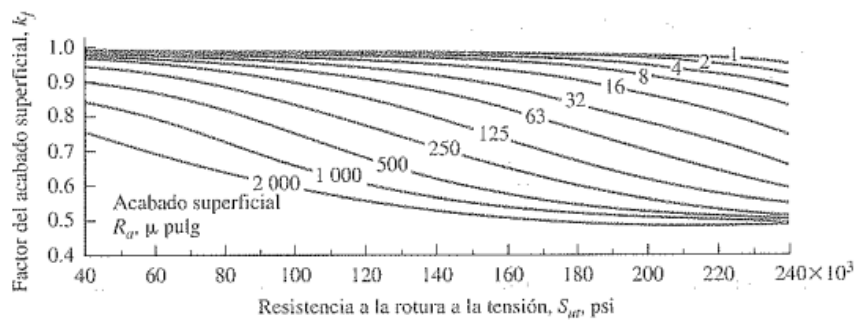
10.1.1. Factor del acabado de la superficie

Tabla 27. Factores del acabado superficial para el acero como función de la resistencia a la rotura a la tensión para diferentes procesos de maquinado.



Adaptado de (Hamrock; Jacobson; Schmid, 2000). Elementos de máquinas.

Tabla 28. Factores del acabado superficial para el acero como una función de la resistencia a la rotura y de la aspereza de la superficie como se midió con un rugosímetro.



Adaptado de (Hamrock; Jacobson; Schmid, 2000). Elementos de máquinas.

En caso de que el material no sea acero, o no se tengan de manera experimental datos sobre el factor K_f , se procede a calcular este con la ecuación:

$$K_f = eS_{ut}^f$$

donde

S_{ut} = resistencia a la rotura a la tensión del material

e y f = coeficientes definidos en la tabla 7.3

Tabla 29. Factor K_f

Tabla 7.3 Factor de acabado superficial. [J.E. Shigley y L.D. Mitchell, *Mechanical Engineering Design*, 4E, © 1983 por McGraw-Hill. Reimpreso con autorización de The McGraw-Hill Companies].

Proceso de manufactura	Factor e		Exponente f
	MPa	ksi	
Esmeritado	1.58	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	2.70	-0.265
Laminado en caliente	57.7	14.4	-0.718
Ninguno (como sale de forja)	272.0	39.9	-0.995

Adaptado de (Hamrock; Jacobson; Schmid, 2000). Elementos de máquinas.

10.1.2. Factor de tamaño

Para la selección de este factor se debe tener en cuenta la Figura 58, en caso de tratarse de una aplicación de carga para flexión o torsión, según el diámetro del elemento o la distancia del eje neutral a la fibra más lejana. Si se trata de carga axial $K_s = 1$.

Figura 58. Selección del factor K_s .

$$k_s = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & d < 0.3 \text{ pulg o } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{-0.112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Adaptado de (Hamrock; Jacobson; Schmid, 2000). *Elementos de máquinas*.

10.1.3. Factor de confiabilidad

Tabla 30. Factor K_r .

Tabla 7.4 Factores de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.

Probabilidad de sobrevivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, k_r
50	1.00
90	.90
95	.87
99	.82
99.9	.75
99.99	.70

Adaptado de (Hamrock; Jacobson; Schmid, 2000). *Elementos de máquinas*.

10.1.4. Factor de temperatura

Se calcula con la ecuación:

$$K_t = \frac{S_{ut}}{S_{ut\ ref}}$$

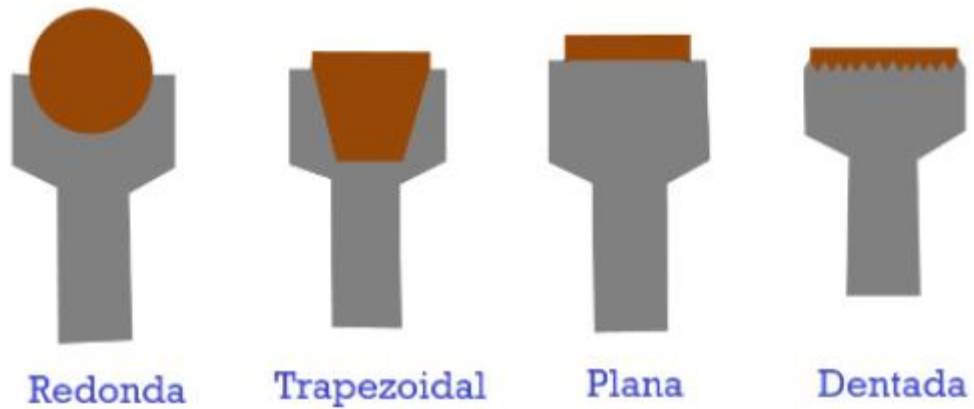
donde S_{ut} es la resistencia a la rotura por tensión del material a la temperatura deseada o de trabajo, y S_{ut-ref} es la resistencia a la rotura por tensión a la temperatura de referencia o temperatura ambiente. Dichos valores son propios para cada material.

10.2. Información adicional del subsistema de transmisión de movimiento

10.2.1. Tipos de correas y poleas

- **Trapezoidales:** caracterizadas por mejor adaptación al canal de la polea y bajo deslizamiento entre la polea y la correa.
- **Redondas:** se usa para fuerzas pequeñas y se debe adaptar el sistema para curvas cerradas.
- **Planas:** se usan para transmitir esfuerzos y movimiento entre motores y máquinas.
- **Dentadas:** se usan para asegurar el agarre óptimo entre la correa y la polea, que también tiene tallada la forma de los dientes.

Figura 59. Tipos de correas y poleas.



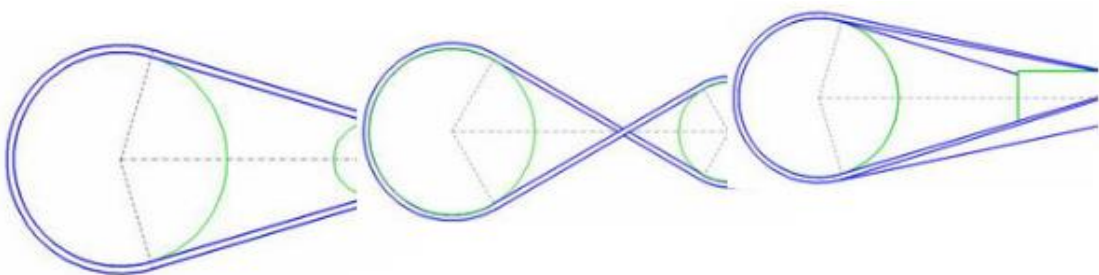
Adaptado de

https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/42_sistemas_de_polea_y_correa.html.

10.2.2. Tipos de sistema de poleas y correas

Se presentan según el sentido de los ejes y la distribución de fuerzas en la correa de manera **directa**, **correa invertida** y **eje cruzado**.

Figura 60. Tipos de sistemas de poleas y correas.



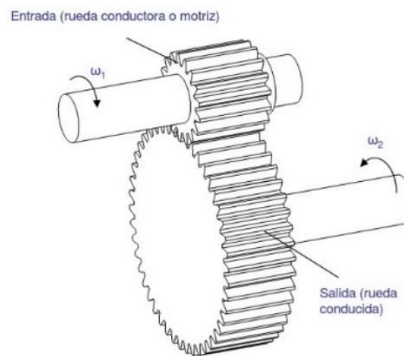
Adaptado de

https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/42_sistemas_de_polea_y_correa.html.

10.2.3. Tipos de engranajes

- **Rectos:** se usan en transmisiones de ejes paralelos.

Figura 61. Engranajes rectos.

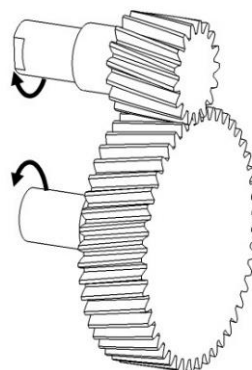


Adaptado de

https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/43_engranajes.html.

- **Helicoidales:** son aplicables para ejes que se cruzan en cualquier dirección, agregando mayor efectividad en la transmisión de la fuerza, más uniformidad y seguridad, haciendo, a su vez, el sistema menos ruidoso.

Figura 62. Engranajes helicoidales.

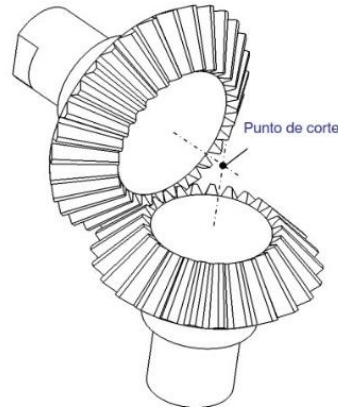


Adaptado de

https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/43_engranajes.html.

- **Cónicos:** son aplicados a ejes que no son paralelos.

Figura 63. Engranajes cónicos.



Adaptado de

https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/43_engranajes.html.

10.3. Información adicional sobre motores

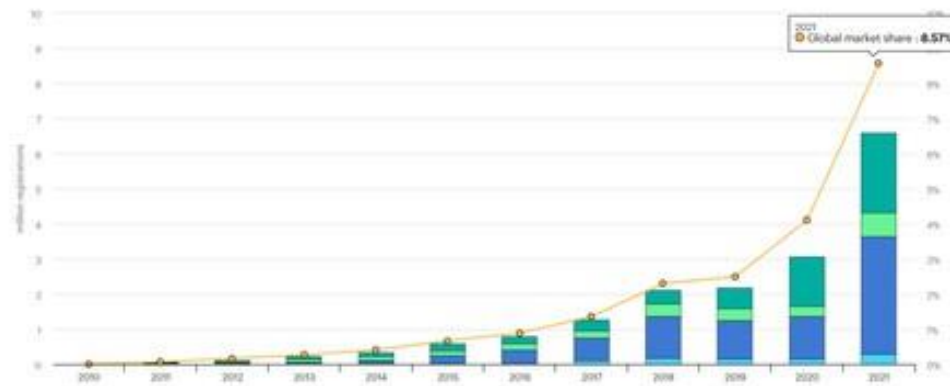
Los motores cumplen la función de transformar un tipo de energía (ya sea de combustión interna y eléctrica) a energía mecánica, mediante componentes mecánicos.

A la fecha, la literatura técnica señala que hay cuatro tipos de motores que utilizan como fuente energética la gasolina, el diésel, el GLP (Gas Licuado del Petróleo) y/o GNC (Gas Natural Comprimido), y la electricidad; los tres primeros derivados del petróleo.

Sin embargo, debido a la crisis del cambio climático que ha derivado en políticas cada vez más estrictas en cuanto a reducción de emisiones de CO₂ por parte de organismos multilaterales y gobiernos de diversos países, los motores a combustión que funcionan con productos derivados del petróleo o gas están seriamente cuestionados y la industria del transporte se ha visto inducida a la transición energética mediante el uso de energías más

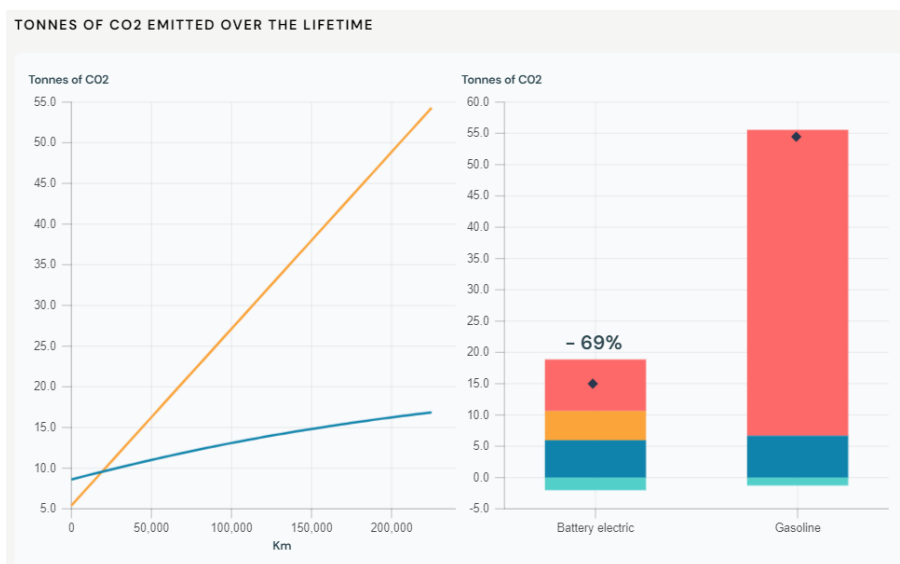
limpias y eficientes. Debido a ello, en los últimos años se visualiza el incremento en la tendencia del uso del motor eléctrico, con el desarrollo de tecnologías menos contaminantes y más eficientes.

Tabla 31. Ventas coches eléctricos 2021.



Adaptado de <https://www.motorpasion.com/futuro-movimiento/ventas-coches-electricos-se-triplicaron-2021-todo-mundo-china-europa-tirando-carro>

Tabla 32. Comparación contaminación combustibles.



Adaptado de <https://www.transportenvironment.org/discover/how-clean-are-electric-cars/>

En el mercado hay una variada gama de motores eléctricos que se pueden caracterizar según el tipo de corriente que usan para su funcionamiento: Corriente Alterna o Corriente Directa.

En el análisis sobre el tipo de motor a seleccionar para impulsar el Remolque eléctrico con acople a bicicleta, se tuvo en cuenta el tipo de carga y el peso, el estilo de conducción, la velocidad de conducción, los tipos de lugares por los cuales puede transitar, entre otros.

En este caso, nos enfocamos específicamente en los motores que utilizan escobillas de corriente directa y los que no.

Motores con escobilla. Para su funcionamiento, se debe conectar directamente al voltaje el estator y el rotor. A través de un conmutador que presenta escobillas invierte la polaridad del estator, con el fin de permitir el movimiento continuo del rotor.

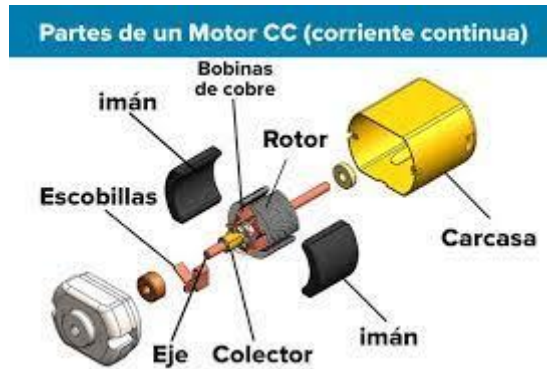
Ventajas:

- Bajo costo de adquisición.
- No requiere un sistema de control.
- Buen control de velocidad.
- Son compactos.

Desventajas:

- Al tener escobillas, requiere mayor frecuencia de mantenimiento.
- Mayor ruido de funcionamiento.
- Vida útil menor.
- Menor eficiencia y rendimiento.
- Menor velocidad – par.

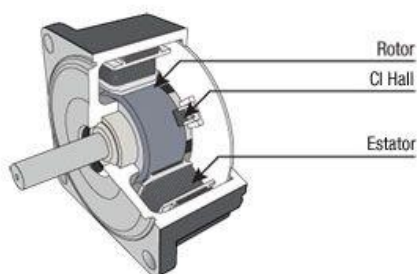
Figura 64. Partes de un motor CC.



Adaptado de <https://www.mundodelmotor.net/que-es-un-motor-de-cc-corriente-continua-y-como-funciona/>

Motores sin escobillas. Este motor está constituido por un rotor con imanes permanentes y un estator. El movimiento se crea a partir de la relación magnética entre los electroimanes del estator y los imanes permanentes del rotor. En este caso, el conmutador no tiene escobillas, evitando así los problemas de fricción y chispas que se observan en los motores con escobillas.

Figura 65. Motor brushless.



Adaptado de <https://clr.es/blog/es/diferencias-motores-con-escobillas-brushless/>

Ventajas:

- Vida útil mayor.

- Menor frecuencia de mantenimiento.
- Menor ruido de funcionamiento.
- Mayor eficiencia y rendimiento.
- Buena velocidad – par.
- Son compactos.

Desventajas:

- Requiere de un sistema de control.
- Alto costoso de adquisición.

10.4. Información adicional sobre baterías

Para que se dé el funcionamiento de los motores eléctricos, es necesario alimentarlos con energía eléctrica. Esta es la principal función de la batería, conectarse a los motores para brindarles energía. Dependiendo del tipo de batería, su capacidad y el tipo de conexión se verá afectado el funcionamiento del motor.

Hay varios tipos de batería que se utilizan en motores eléctricos, pero las más usadas son las siguientes: Litio, Plomo, Gel y Níquel.

Baterías de Litio: Este tipo de baterías usan el Litio como ánodo, desde donde los iones se transportan por medio del electrolito líquido hasta el cátodo. Existen otro tipo de baterías de litio en donde los componentes del cátodo son el NMC (Níquel, Cobalto y Manganeso), las cuales también tienen características similares.

Según Linde Material Handling (2022), algunas de las ventajas y desventajas que presentan las baterías de Litio-Ion son las siguientes:

Ventajas:

- Alta densidad energética.

- Alta eficiencia.
- Periodos de carga intermedia.
- Larga vida útil.
- Sin mantenimiento.

Desventajas:

- Mayores costes de inversión.
- Más seguridad en la construcción de baterías

Figura 66. Baterías litio.



Adaptado de <https://www.linde-mh.es/es/Acerca-de-Linde/Blog/diferencias-bateria-litio-bateria-plomo/>

Baterías de Plomo: en el segmento de las baterías recargables, estas son las más económicas, fiables y que utilizan ácido sulfúrico (H_2SO_4) como el electrolito. En los electrodos positivos y negativos se usan dióxido de plomo y plomo esponjoso, respectivamente.

Las ventajas y desventajas en las baterías de plomo expuestas en la empresa Linde Material Handling (2022) son:

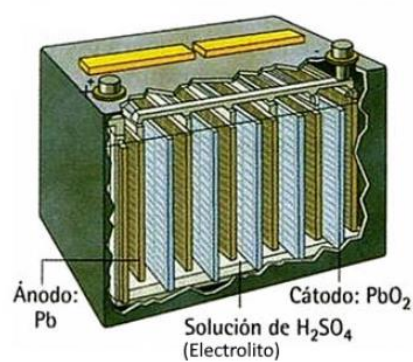
Ventajas:

- Tecnología consolidada.
- Fácil de reciclar.
- Coste bajo.

Desventajas:

- Tiempos largos de carga.
- Profundidad de descarga limitada.
- Vida útil corta.

Figura 67. Batería de plomo.



Adaptado de <https://vtpower.es/blog/2021/05/15/ventajas-y-desventajas-de-las-baterias-de-plomo-acido-y-litio/>

Baterías de Gel: este tipo de baterías usa como electrolito un gel, compuesto por ácido sulfúrico con sílice ahumada. Por este tipo de electrolito no es necesario que su ubicación sea de forma vertical, por lo tanto, su disposición no representa un problema durante la ubicación dentro del vehículo.

Ventajas:

- Alta durabilidad.
- Carga rápida.
- Soportan bajas temperaturas.
- Soportan vibraciones.

Desventajas:

- Con temperaturas elevadas tienen un bajo rendimiento.
- Precio elevado.

Una vez hecho el análisis, la recomendación es utilizar baterías de litio-ion o litio NMC en el remolque eléctrico con acople a bicicleta, debido a que poseen las mejores características a pesar de su elevado precio. Con ello se puede ampliar la vida útil de los motores y del remolque eléctrico con acople a bicicleta.

10.5. Cálculos de la potencia y torque del motor

El procedimiento para hallar la potencia y torque del motor para trabajo en 0° y 10° es:

Se calcula la potencia del motor necesaria para mover el remolque en un terreno plano, partiendo de una velocidad inicial de 0 [km/h] hasta una velocidad máxima de 18 [km/h] en un tiempo de 10s.

$$m = 383 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$V_i = 0 \text{ m/s}$$

$$V_f = 5 \text{ m/s}$$

$$t = 10 \text{ s}$$

$$\theta = 0^\circ$$

$$V_f = V_i + a \cdot t$$

$$a = 0.5 \text{ m/s}^2$$

Se realiza el cálculo de la suma de fuerzas en contra del movimiento del vehículo, la cual se llama fuerza de resistencia.

Fuerza de resistencia = Fuerza de rodadura (F_r) + fuerza aerodinámica (F_w) + fuerza aceleración (F_g).

Para este caso en concreto, donde la velocidad no excede los [25 km], la fuerza aerodinámica puede ser despreciable.

Fuerza de rodadura (Fr).

$$F_r = m \cdot g \cdot u_r \cdot \cos(\theta)$$

$$u_r = 0.013$$

$$F_r = 48,84 \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

Fuerza aerodinámica (Fw).

$$F_w = 0,5 \cdot \rho \cdot A_f \cdot C_d \cdot V_f^2$$

$$\rho = 1.226 \text{ kg/m}^3$$

$$A_f = 0.77 \text{ m}^2$$

$$C_d = 0.6$$

$$V_f^2 = 25 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$F_w = 7.08 \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

Fuerza aceleración (Fg).

$$F_g = m \cdot a$$

$$F_g = 191,5 \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

Fuerza de resistencia (FR) = Fuerza total (FT)

$$F_t = F_r + F_g$$

$$F_t = 240,3 \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

Ahora se calcula la fuerza total máxima que se puede hacer sin deslizar. Para asegurar que el vehículo no patine, la fuerza total debe ser igual o menor que la fuerza total máxima.

$$F_{tmax} = u \cdot m \cdot g \cdot \cos(\theta)$$

$$u = 0.9$$

$$F_{tmax} = 3382 \frac{kg - m}{s^2}$$

Para el cálculo de la potencia y torque mínimos, se usan las siguientes ecuaciones, teniendo en cuenta que los motores eléctricos tienen una eficiencia del 90% y el radio de la llanta seleccionado es de rin 13”.

$$T_{motor} = \frac{F_t \cdot r_{rueda}}{efi}$$

$$r_{rueda} = 0.33 \text{ m}$$

$$efi = 0.9$$

$$T_{motor} = 88,13 \frac{kg - m^2}{s^2}$$

$$P_{motor} = F_t \cdot V_f$$

$$P_{motor} = 1202 \frac{kg - m^2}{s^3}$$

Con los cálculos obtenemos que la potencia mínima del motor es de 1202 [W] y el torque mínimo es aproximadamente 88,13 [N.m], para poder mover el vehículo a una velocidad de 18 [km/h] en 10 s, partiendo desde el reposo en una vía plana.

Se calcula la potencia del motor necesaria para que el remolque se mueva en un terreno con inclinación máxima de 10°, partiendo de una velocidad inicial de 0 km/h hasta una velocidad máxima de 9 [km/h] en un tiempo de 10 s.

$$m = 383 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$V_i = 0 \text{ m/s}$$

$$V_f = 2 \text{ m/s}$$

$$t = 10 \text{ s}$$

$$\theta = 9^\circ$$

$$V_f = V_i + a \cdot t$$

$$a = 0.25 \text{ m/s}^2$$

Se realiza el cálculo de la suma de fuerzas en contra del movimiento del vehículo la cual se llama fuerza de resistencia.

Fuerza de resistencia = Fuerza de rodadura (Fr) + fuerza aerodinámica (Fw) + fuerza aceleración (Fg).

Para este caso en concreto, donde la velocidad no excede los 45 [km/h], la fuerza aerodinámica puede ser despreciable.

Fuerza de rodadura (Fr).

$$F_r = m \cdot g \cdot u_r \cdot \cos(\theta)$$

$$u_r = 0.013$$

$$F_r = 46,98 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

Fuerza aerodinámica (Fw).

$$F_w = 0,5 \cdot \rho \cdot A_f \cdot C_d \cdot V_f^2$$

$$\rho = 1.226 \text{ kg/m}^3$$

$$A_f = 0.77 \text{ m}^2$$

$$C_d = 0.6$$

$$V_f^2 = 6.25 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$F_w = 1.133 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

Fuerza aceleración (Fg).

$$F_g = m \cdot g \cdot \sin(\theta)$$

$$F_g = 572,4 \frac{kg - m}{s^2}$$

Fuerza de resistencia (FR) = Fuerza total (FT).

$$F_t = F_r + F_g$$

$$F_t = 619,4 \frac{kg - m}{s^2}$$

Se calcula la fuerza total máxima. Esta es la fuerza total máxima que se puede hacer sin deslizar. Para asegurar que el vehículo no patine, la fuerza total debe ser igual o menor que la fuerza total máxima.

$$F_{tmax} = u \cdot m \cdot g \cdot \cos(\theta)$$

$$u = 0.9$$

$$F_{tmax} = 3253 \frac{kg - m}{s^2}$$

Ahora, para el cálculo de la potencia y torque mínimos vamos a usar las siguientes fórmulas, teniendo en cuenta que los motores eléctricos tienen una eficiencia del 90% y el radio de la llanta seleccionado es de rin 13”.

$$T_{motor} = \frac{F_t \cdot r_{rueda}}{efi}$$

$$r_{rueda} = 0.33 \text{ m}$$

$$efi = 0.9$$

$$T_{motor} = 227,1 \frac{kg - m^2}{s^2}$$

$$P_{motor} = F_t \cdot V_f$$

$$P_{motor} = 1239 \frac{kg - m^2}{s^3}$$

Con los cálculos obtenemos que la potencia mínima del motor es de 1239 [W] y el torque mínimo es aproximadamente 227.1 [N.m], para poder mover el vehículo a una velocidad de 7,2 [km/h] en 10 s partiendo desde el reposo en una vía con inclinación máxima de 9°.

10.6. Iteración para los límites de peso en el remolque

Las iteraciones que se realizaron para conocer los límites de peso en el remolque para evitar el volcamiento de este junto con una bicicleta común de 5 [kg] son:

$$x = 700[mm]$$

$$P_o = 0$$

$$g = 9.81[m/s^2]$$

$$D1 * \left(\frac{(1200 - x)}{2} \right) - D2 * \left(\frac{x}{2} \right) = PB * g * (850 + x)$$

$$D1 = P_o * g$$

$$D2 = P_d * g$$

Tabla 33. Variación de PB según Po

Variación de PB según Po		
Po [kg]	Pd [kg]	PB [kg]
122	128	-9,226
132	118	-5,355
145	105	-0,3226
157	93	4,323

Adaptado de autores.

Tabla 34. Variación de PB según Pd

Variación de PB según Pd		
Po [kg]	Pd [kg]	PB [kg]
152	98	-19,79
164	86	-24,76
200	50	-39,66

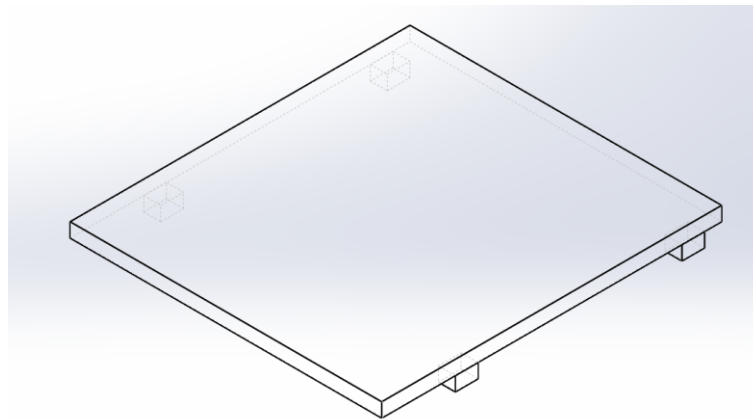
Adaptado de autores.

10.7. Proceso CAE: optimización de forma

El estudio se realizó de la siguiente manera:

Se realiza un modelamiento sencillo de una placa de 50 mm de espesor, con medidas de área de 1200 [mm] x 1100 [mm], junto con soportes que simulen la sujeción de ambas ballestas donde se apoya la estructura, por medio del software CAD SolidWorks.

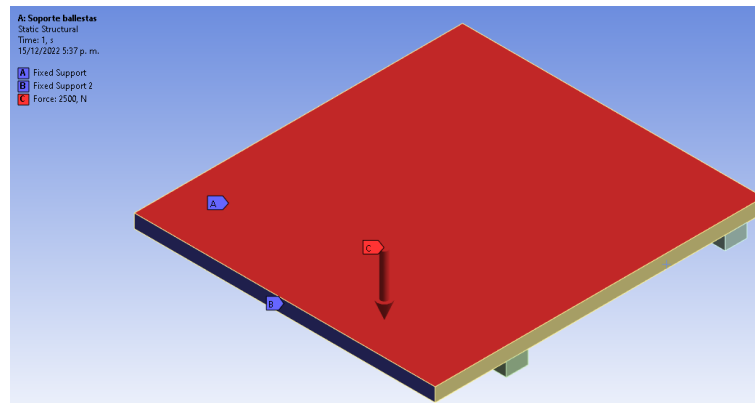
Figura 68. Simulación CAD.



Adaptado de autores.

El modelo realizado se importa en el software CAE Ansys Workbench, y se realiza un estudio “Estático estructural” definiendo las cargas y soportes que se podrían deducir hasta el momento de la situación real: una carga distribuida de 2500 [N] sobre la superficie superior de la placa, soportes fijos en las ballestas, y un soporte en la cara frontal que deberá ser sujeta por el gancho de acople a la bicicleta.

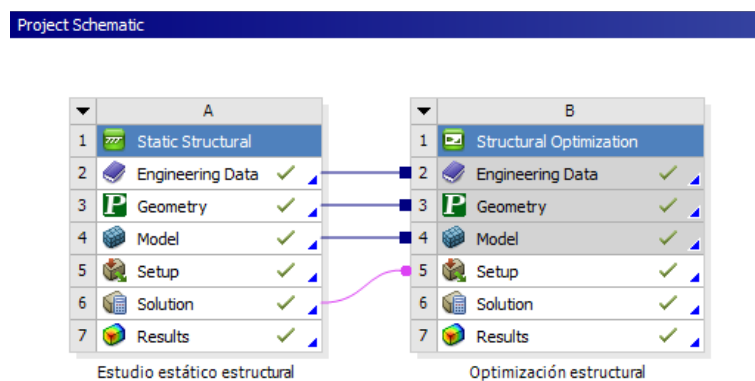
Figura 69. Estudio estático estructural.



Adaptado de autores.

Se comparten los resultados del análisis estático estructural con un estudio de “Optimización estructural” para poder establecer los puntos de tensión máxima y mínima.

Figura 70. Estudios estructurales.



Adaptado de autores.

En el estudio de optimización estructural se realiza una exclusión para las caras externas del bastidor (color amarillo en la Figura 69) para evitar que elimine la forma básica de la estructura.

Se realizan varias optimizaciones topológicas hasta que se pueda definir la forma mínima que requiere el sistema para sostener la carga, por medio de la herramienta de “Response Constraint”, para retener cierto porcentaje de masa deseado.

10.8. Análisis estático de la estructura base

El procedimiento del análisis estático para hallar las reacciones en la estructura base, y los diagramas de cortante y momento en las barras más cargadas es:

Se aplica una fuerza distribuida en la parte superior de los perfiles:

$$F = 2500[N]$$

Equivalente a 250 Kg equilibrados.

Para trabajar la distribución de la fuerza equivalente a cada barra se realiza n factor con el perímetro total y parcial.

$$F_{Fb} = \frac{F_{total}}{Perimetro\ total} * Perimetro\ parcial$$

$$F_{Fb} = \frac{2500[N]}{5,8[m]} * P$$

$$F_{Fb} = \frac{12500}{29} * P$$

Se realiza el análisis de resistencia de materiales para las barras:

BARRA A

$$\sum F_y = 0$$

$$RG1 + RG2 - RSB1 - RSC1 - RSD1 = \frac{13750}{29}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$(0,55) * (-RG1 + RG2 + RSB1 - RSD1) = 0$$

BARRA

B

$$\sum F_y = 0$$

$$RSB1 + RA1 + RA2 - RSE1 = \frac{15000}{29}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$-(0,6) * (RSE1 + RSB1) + (0,5) * (RA2) - (0,3) * (RA1) = 0$$

BARRA C

$$\sum F_y = 0$$

$$RSC1 + RSC2 = \frac{15000}{29}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$(0,6) * (-RSC1 + RSC2) = 0$$

BARRA D

$$\sum F_y = 0$$

$$RB1 + RB2 + RSD1 - RSE2 = \frac{15000}{29}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$-(0,6) * (RSD1 + RSE2) + (0,5) * (RB2) - (0,3) * (RB1) = 0$$

BARRA E

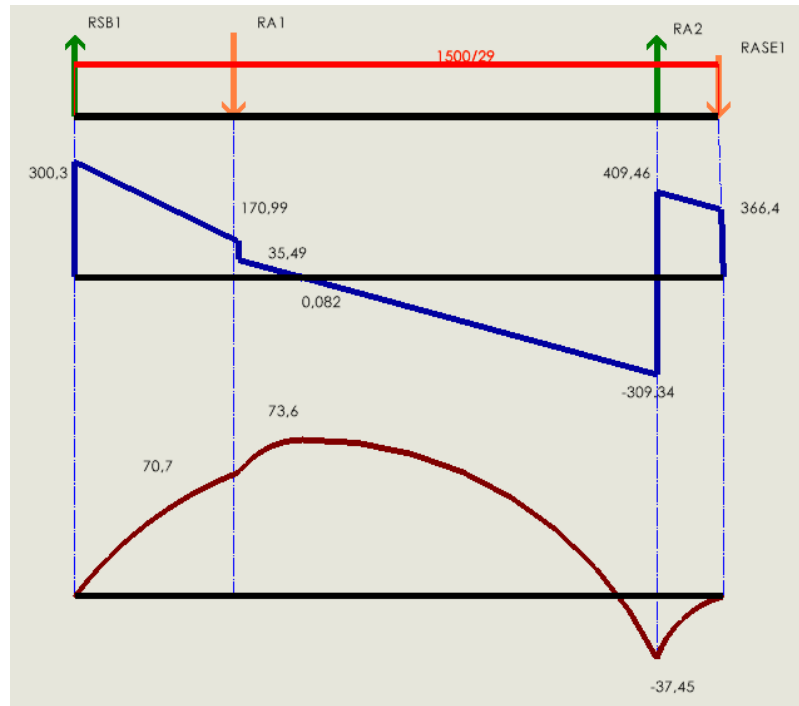
$$\sum F_y = 0$$

$$RSE1 + RSE2 - RSC2 = \frac{13750}{29}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$(0,55) * (-RSE1 + RSE2) = 0$$

Figura 71. Diagramas Barra B o D.



Adaptado de autores.

$$V_{max} = 409,46[N]$$

$$M_{max} = 73,6 [N.m]$$

Para los cálculos de tensiones se tiene que:

Con acero ASTM A36

$$S_{ut} = 400 - 550[MPa]$$

$$S_y = 250[MPa]$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{n}; n = 2$$

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{max} * C_{max}}{I}$$

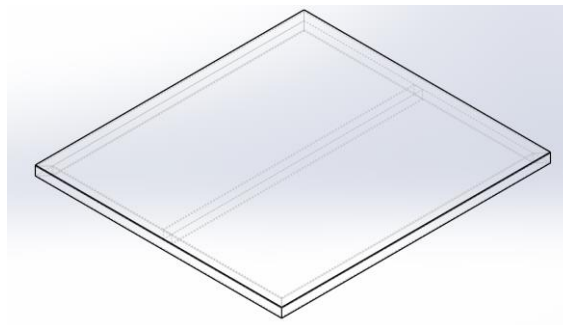
$$\frac{M_{max} * C}{I} = 125 [MPa]$$

10.9. Proceso CAE: Estático estructural de la base

El estudio se realizó de la siguiente manera:

Se realiza un modelamiento de la forma estimada de la estructura con la sección transversal seleccionada por el método numérico, junto con una placa superficial donde se apoyará la carga.

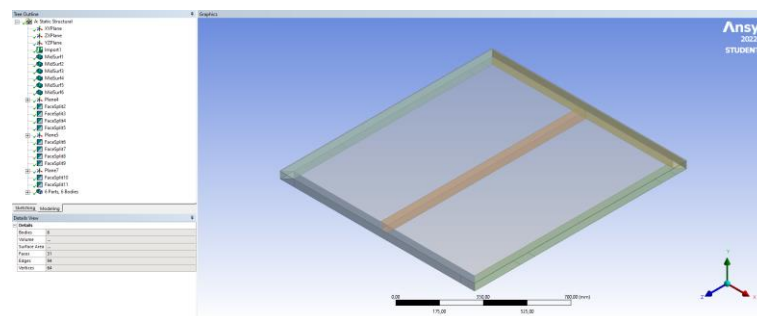
Figura 72. Simulación CAD Base.



Adaptado de autores.

El modelo CAD se importa en el software CAE Ansys Workbench para proceder a realizar una simplificación de geometría por medio de Design Modeler: debido a que los componentes del modelo se pueden trabajar como láminas de espesor constante, mediante la herramienta de generar superficies intermedias (“Mid Surface”) se simplifican los perfiles creados y la placa de apoyo para la carga, estableciendo las caras y un espesor constante de 2.5 [mm] para los perfiles y la placa.

Figura 73. Simplificación de geometría.

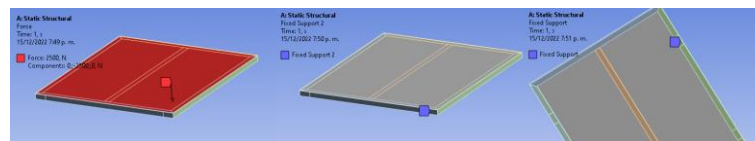


Adaptado de autores.

Una vez se simplifica la geometría se permite que la malla generada sea mucho más eficiente, evitando generar elementos distorsionados, y mucho más económica computacionalmente (menor número de elementos y por tanto nodos) lo cual es muy importante en el desarrollo del proyecto pues se trabaja con una limitación de 128000 nodos.

Se definen los materiales para los componentes (Acero estructural A36 para perfiles y la lámina) y las cargas presentes en el modelo: soportes fijos en los soportes de la ballesta, soportes fijos en las esquinas del perfil frontal para la sujeción del gancho y la fuerza de 2500 [N] ejercida por la carga.

Figura 74. Estudio estructural base.



Adaptado de autores.

Las propiedades de los materiales son tomadas de la librería Online MatWeb, definiendo estos como materiales promedio según la especificación entregada.

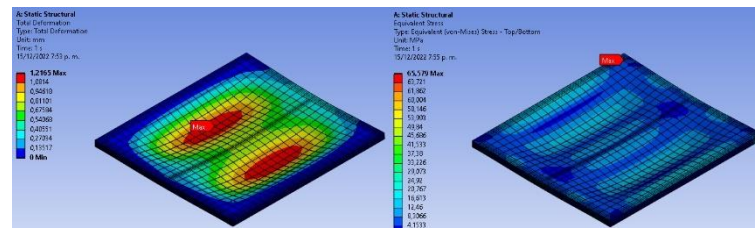
Tabla 35. Propiedades ASTM A36.

ASTM A36 Acero, placa		
Propiedades físicas	Métrico	Inglés
Densidad	7.85 g/cc	0.282 lb/pulg ³
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés
Resistencia a la tracción, definitiva	400 - 550 MPa	58000 - 79000 psi
Resistencia a la tracción, rendimiento	250 MPa	36300 psi
Alargamiento a la rotura	20 %	20 %
	23 %	23 %
Módulo de elasticidad	200 GPa	29000 ksi
Módulo masivo	160 GPa	23200 ksi
Relación de Poissons	0.26	0.26
Módulo de corte	79.3 GPa	11500 ksi
Propiedades de los elementos componentes	Métrico	Inglés
Carbono, C	0.25 - 0.29 %	0.25 - 0.29 %
Cobre, Cu	0.20 %	0.20 %
Hierro, Fe	98 %	98 %
Manganeso, Mn	1.03 %	1.03 %
Fósforo, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %
Silicio, Si	0.28 %	0.28 %
Azufre, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %

Adaptado de ASTM A36 Acero, placa (matweb.com)

Se obtienen los resultados de deformaciones totales y tensiones equivalentes según Von Misses para la primera malla autodefinida.

Figura 75. Resultados base.



Adaptado de autores.

Una vez se obtienen los primeros resultados, se inicia el proceso de convergencia de malla, que consiste en refinar la malla (disminuir el tamaño de elemento) ya sea de manera general en todos los componentes, o preferiblemente de manera local alrededor de los puntos críticos de tensiones, para así de esta manera certificar que el resultado obtenido al final de la convergencia tenga un error muy mínimo (pues nunca es cero) y sea un resultado confiable.

Para cuantificar el error y poder reducirlo, se recurre a calcular el error relativo con el valor resultante de tensiones equivalentes, corroborando que el punto crítico no cambie de posición, de ser así, se requiere un refinamiento más detallado. El error relativo puede ser calculado como:

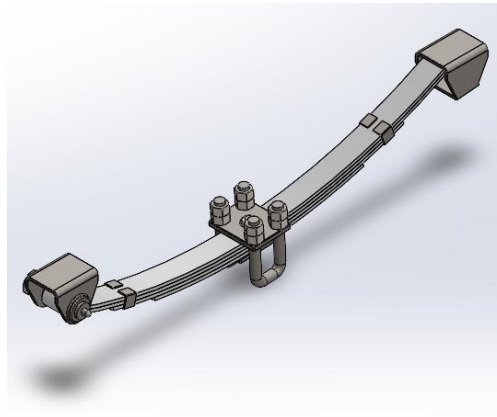
$$E = \frac{\text{Valor actual} - \text{Valor anterior}}{\text{Valor anterior}}$$

10.10. Proceso CAE: Estático estructural de la ballesta

El estudio se realizó de la siguiente manera:

Se realiza un modelamiento de la forma estimada de una ballesta de 4 hojas con todos sus componentes calculados por el método numérico.

Figura 76. Ballesta CAD.



Adaptado de autores.

El modelo CAD se importa en el software CAE Ansys Workbench, se definen los materiales para los componentes:

- Se selecciona acero estructural A36 como material común para la fabricación de los soportes de la ballesta, abrazaderas y platinas superior de sujeción (sujeción de abarcones) (Ver tabla 30).
- Se selecciona acero AISI 1045 estirado en frío para la fabricación de tornillería, abarcones y el bulón de sujeción.

Tabla 36. Propiedades AISI 1045.

AISI 1045 Acero, estirado en frío, 19-32 mm (0,75-1,25 pulgadas) redondo		
Propiedades físicas	Métrico	Inglés
Densidad	7.85 g/cc	0.284 lb/pulg ³
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés
Dureza Brinell	179	179
Dureza Knoop	200	200
Dureza Rockwell B	86	86
Dureza Vickers	188	188
Resistencia a la tracción, definitiva	625 MPa	90600 psi
Resistencia a la tracción, rendimiento	530 MPa	76900 psi
Alargamiento a la rotura	12 %	12 %
Reducción de superficie	35 %	35 %
Módulo de elasticidad	206 GPa	29900 ksi
Módulo masivo	163 GPa	23600 ksi
Relación de Poissons	0.29	0.29
Maquinabilidad	55 %	55 %
Módulo de corte	80.0 GPa	11600 ksi
Propiedades de los elementos componentes	Métrico	Inglés
Carbono, C	0.42 - 0.50 %	0.42 - 0.50 %
Hierro, Fe	99.51 - 99.99 %	99.51 - 99.99 %
Manganeso, Mn	0.60 - 0.90 %	0.60 - 0.90 %
Fósforo, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %
Azufre, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %

Adaptado de AISI 1045 Acero, estirado en frío, 19-32 mm (0,75-1,25 pulgadas) redondo (matweb.com)

- Se caracteriza el acero AISI 9260 o acero para ballestas para las hojas de la ballesta y la platina inferior (apoyo del eje).

Tabla 37. Propiedades AISI 9260.

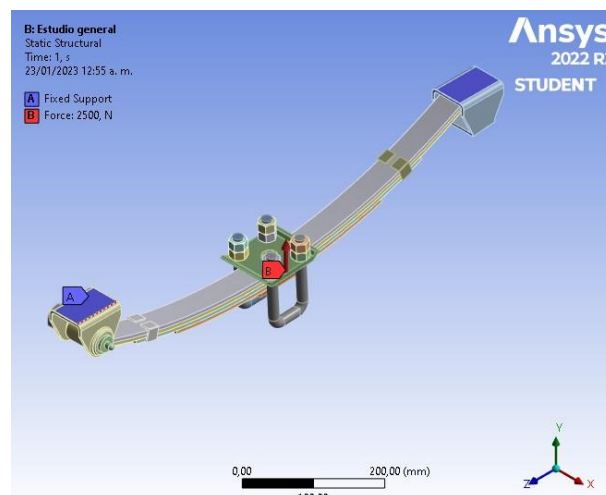
AISI 9260 Acero		
Propiedades físicas		
	Métrico	Inglés
Densidad	7,85 g/cm ³	0,284 lb/inch ³
Propiedades mecánicas		
	Métrico	Inglés
Dureza, Brinell	184 - 235	184 - 235
Dureza, Knoop	233	233
Dureza, Rockwell B	94	94
Dureza, Rockwell C	15	15
Dureza, Vickers	221	221
Resistencia a la tracción, definitiva	770 - 1525 MPa	112000 - 221200 psi
Resistencia a la tracción, rendimiento	440 - 1149 MPa	63800 - 166600 psi
Alargamiento a la rotura	11 - 22 %	11 - 22 %
Módulo de elasticidad	200 GPa	29000 ksi
Módulo masivo	160 GPa	23200 ksi
Relación de Poissons	0,29	0,29
Maquinabilidad	40 %	40 %
Módulo de corte	80,0 GPa	11600 ksi
Propiedades de los elementos componentes		
	Métrico	Inglés
Carbono, C	0,56 - 0,64 %	0,56 - 0,64 %
Hierro, Fe	96,085 - 96,89 %	96,085 - 96,89 %
Manganeso, Mn	0,75 - 1,0 %	0,75 - 1,0 %
Fósforo, P	<= 0,035 %	<= 0,035 %
Silicio, Si	1,8 - 2,2 %	1,8 - 2,2 %
Azufre, S	<= 0,040 %	<= 0,040 %

Adaptado de AISI 9260 Acero (matweb.com)

Las propiedades de los materiales son tomadas de la librería Online MatWeb, definiendo estos como materiales promedio según la especificación entregada.

Se definen las cargas presentes en el modelo: la mitad de la fuerza que ejerce la masa no suspendida, multiplicada por un factor de 1.5 para carga dinámica (aproximadamente 2500 [N]); se establece en la cara inferior de la platina inferior (apoyo del eje); y dos sujeciones fijas en los soportes de la ballesta, como se muestra en la siguiente Figura.

Figura 77. Estudio estructural ballesta.

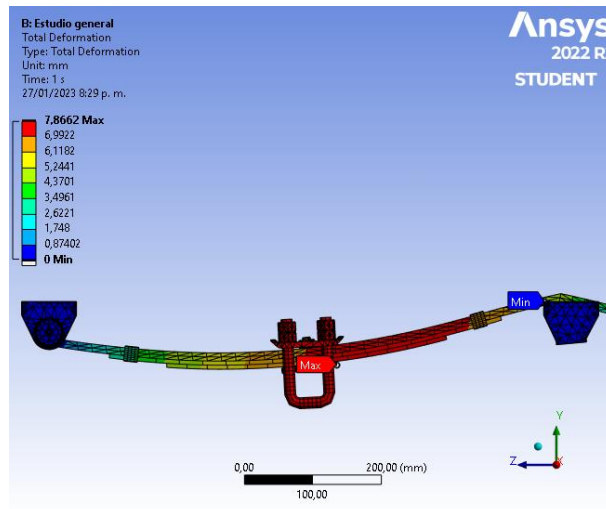


Adaptado de autores.

Se obtienen los resultados iniciales de las deformaciones totales y tensiones equivalentes según Von Mises para los elementos seleccionados. Se debe corroborar que el

desplazamiento de la ballesta sea correcto por medio de una exageración gráfica (5,7 veces la real) para verificar que el comportamiento sea el apropiado.

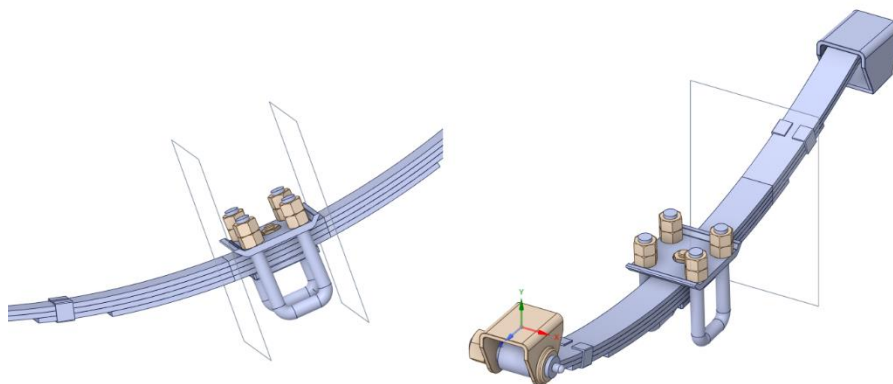
Figura 78. Exageración de desplazamientos.



Adaptado de autores.

Se realizan 2 modificaciones geométricas en el software SpaceClaim en el Workbench, permitiendo obtener 2 subensambles para estudios más detallados para los elementos o zonas críticas del sistema.

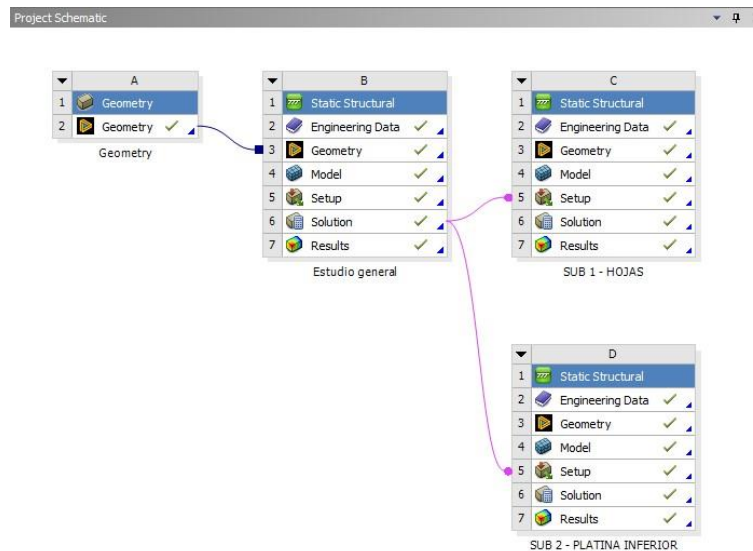
Figura 79. División de submodelos.



Adaptado de autores.

Se realiza la conexión de los resultados del análisis CAE del sistema general a cada subsistema para importar los datos de los desplazamientos, con la opción “Import Cut Boundary Constrain” en la sección de “Submodeling” en el Ansys Workbench.

Figura 80. Esquema general del análisis CAE ballestas.



Adaptado de autores.

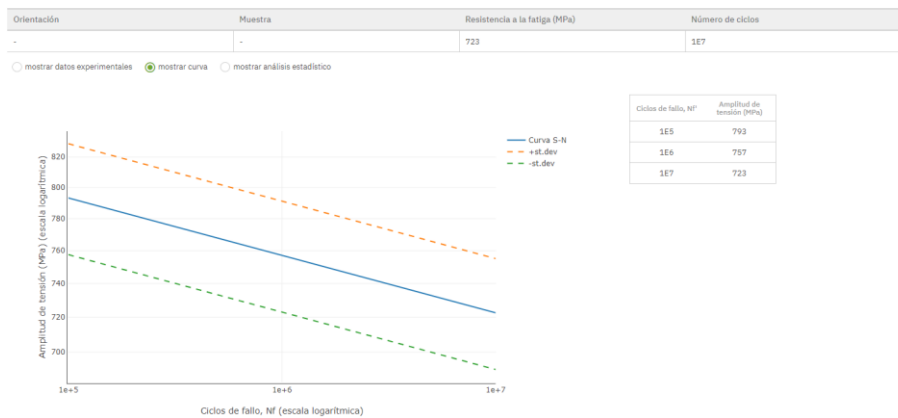
Se establece un refinamiento adecuado para los puntos críticos de análisis de cada pieza, realizando un proceso de convergencia adecuado mostrado en los resultados, obteniendo los resultados de tensiones equivalentes según la teoría Von Misses.

10.11. Proceso CAE: análisis de fatiga de la ballesta

El estudio se realizó de la siguiente manera:

Se debe definir la curva de fatiga para el material en estudio; en este caso se define por medio del apartado “Engineering Data” del Ansys Workbench, por medio de la información encontrada del material en Total Materia (ver tabla 33), una biblioteca online de materiales. Se verifica que la composición del material concuerde con la preseleccionada en MatWeb y transcrita en la información de Ansys.

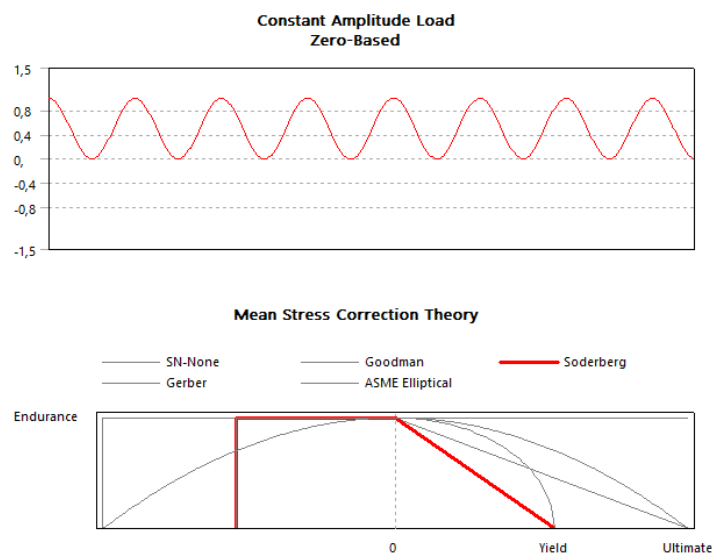
Tabla 38. Curva de fatiga AISI 9269.



Adaptado de Total Materia :: Datos de Fatiga.

Se configuran los datos de fatiga según el sistema, teniendo en cuenta que se somete la ballesta a un esfuerzo alternante de un valor nulo a un valor máximo, un factor $K_f = 1$, pues se aplicó un factor de carga dinámica en el estudio estructural de 1.5, y una corrección por medio de la teoría según Soderberg, ya que se desea trabajar con el esfuerzo de fluencia por medio de una gráfica lineal logarítmica.

Figura 81. Configuración de fatiga ANSYS.



Adaptado de autores.

Una vez se tiene la configuración del análisis de fatiga completa, se extraen los resultados de la tensión equivalente de esfuerzos alternantes del sistema general y el subsistema de corte, donde se realizó la convergencia de malla, permitiendo dar confiabilidad a la variación de los resultados.

10.12. Análisis estático del eje central

El cálculo numérico de la estática, y diagramas de cortante y momento del eje central es:

$$\sum F_y = 0$$

$$RA + RB + F = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

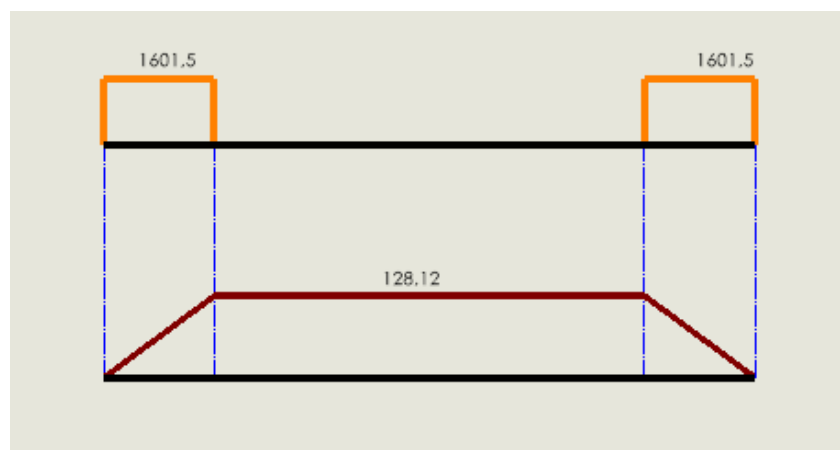
$$(550) * \left(\frac{F}{2}\right) + (630) * (RB) - (550) * \left(\frac{F}{2}\right) - (630) * (RA) = 0$$

$$F = 326,5 * 9,81$$

$$RA = RB = 1601,5[N]$$

$$F = 3203[N]$$

Figura 82. Diagramas de eje central.



Adaptado de autores.

$$V_{max} = 1601,5[N]$$

$$M_{max} = 128,12 [N.m]$$

$$\sigma_{perm} = \frac{M * C}{I}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{250}{2} = 125[MPa]$$

$$I = \frac{C^4 - C'^4}{12}$$

Una vez se realizan los cálculos de estática y diagramas se obtiene que:

$$V_{max} = 1601,5[N]$$

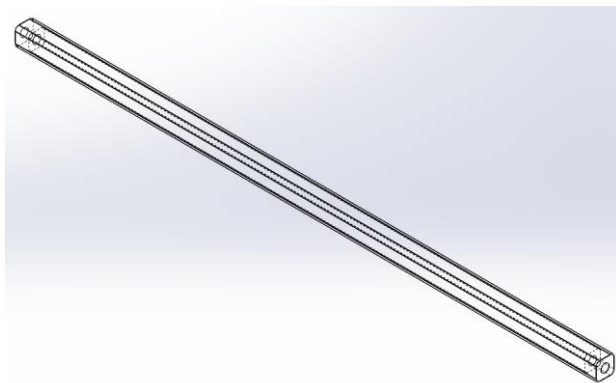
$$M_{max} = 128,12 [N.m]$$

10.13. Proceso CAE: Estático estructural del eje central

El estudio se realizó de la siguiente manera:

Se realiza un modelamiento de la forma estimada del eje con el perfil cuadrado 40x40x2,5 mm con las secciones roscadas en los extremos para la sujeción del perno del motor.

Figura 83. Simulación CAD Base.

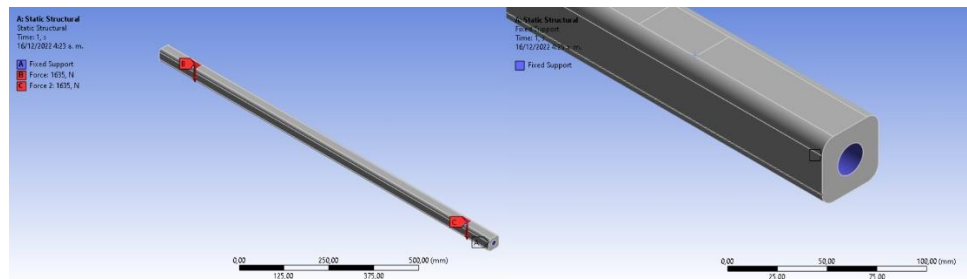


Adaptado de autores.

El modelo CAD se importa en el software CAE Ansys Workbench, se define el material (Acero estructural A36 ver tabla 30) del eje y las cargas presentes en el modelo: la sujeción se

dispone en la sección roscada en los extremos del eje, y se debe tener en cuenta que la fuerza de 3270 [N] ejercida por el peso del bastidor debe ser dividida a la mitad para simular la fuerza que recibe una de las ballestas, siendo esta 1635 [N], la cual es soportada en las secciones correspondientes en los extremos del eje.

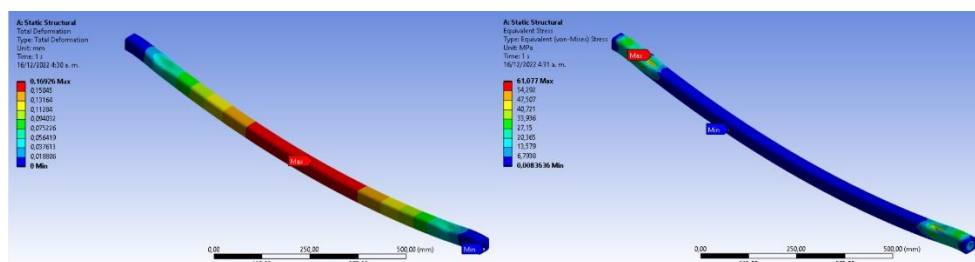
Figura 84. Estudio estructural estático base.



Adaptado de autores.

Se obtienen los resultados de deformaciones totales y tensiones equivalentes según Von Mises para la primera malla, la cual se define en 15 mm.

Figura 85. Resultados base.



Tomado de autores.

Una vez se obtienen los primeros resultados, se inicia el proceso de convergencia de malla, que consiste en refinar la malla (disminuir el tamaño de elemento) ya sea de manera general en todos los componentes o preferiblemente de manera local alrededor de los puntos críticos de tensiones, para así de esta manera certificar que el resultado obtenido al final de la convergencia tenga un error muy mínimo (pues nunca es cero) y sea un resultado confiable.

10.14. Listado de tareas específicas de la gestión del trabajo de grado

10.14.1. Fase de planeación de proyecto

- Identificación y formulación de la problemática: facilitar el transporte de carga utilitaria con implementación de preferencia con alimentación eléctrica, de fácil manejo.
- Recopilación de bibliografía y conceptualización sobre el prototipo a desarrollar.
- Justificación del proyecto.
- Planteamiento de los objetivos para el desarrollo del proyecto.
- Enumeración de tareas a cumplir.
- Planeación del cronograma de actividades.

Tiempo requerido: 4 semanas.

10.14.2. Fase de diseño estructural

- Desarrollo del estado del arte de posibles soluciones ya planteadas.
- Determinación de parámetros de diseño.
- Bocetación de prototipos a estudiar.
- Determinación de los recursos necesarios para la simulación y posible futura construcción de los prototipos.
- Estudio de herramienta para el modelamiento de los prototipos CAD: Software SolidWorks 2021.
- Modelamiento de prototipos en la herramienta SolidWorks.
- Estudio de la herramienta para el análisis estructural por método de elementos finitos: Ansys Workbench 2022.
- Análisis estructural de los prototipos planteados por medio Ansys Workbench.

- Análisis de resultados obtenidos.
- Comparación de prototipos bajo QFD.
- Selección justificada del mejor prototipo.

Tiempo requerido: 4 semanas.

10.14.3. Fase de diseño de sistema motriz

- Selección del sistema de transmisión de potencia para la estructura.
- Determinar parámetros de carga y materiales en el eje central y en el sistema motriz.
- Selección de motor eléctrico y baterías asociadas a su alimentación.
- Diseño y modelamiento del sistema de transmisión de potencia.
- Diseño y modelamiento del eje motriz.
- Diseño del sistema de suspensión.
- Análisis estructural del sistema completo planteado por medio Ansys Workbench.
- Análisis de resultados.

Tiempo requerido: 3 semanas.

10.14.4. Fase de optimización topológica

- Análisis estructural por medio de Ansys Workbench.
- Análisis de resultados.
- Estudio de optimización topológica por medio de Ansys Workbench y generación nuevo prototipo.
- Análisis estructural del prototipo optimizado.
- Análisis de resultados.

- Generación de planos de detalle.

Tiempo requerido: 2 semanas

10.14.5. Fase de análisis técnico-económico

- Búsqueda de materiales e implementos para fabricación en plataformas comerciales a nivel nacional e internacional.
- Cotización de mano de obra para la construcción del prototipo final.
- Cálculo de costo total de fabricación.
- Comparación con productos similares establecidos en el mercado nacional e internacional.
- Generación de reporte del análisis técnico-económico.

Tiempo requerido: 1 semana.

10.14.6. Fase de redacción y sustentación

- Redacción preliminar del documento final.
- Corrección de memorias conjuntamente con el director del proyecto.
- Presentación del documento final corregido.
- Sustentación del proyecto.

Tiempo requerido: 10 semanas.

Bibliografía

ARTITRAIL. (2022). *Catálogo BALLESTAS Y ACCESORIOS*. Obtenido de <https://artitrail.com/catalogos-2013/accesorios-y-componentes-varios-3.pdf>

Avianca Airlines. (2022). *Equipaje de bodega*. Obtenido de Avianca Web Site: <https://www.avianca.com/es/es/antes-de-tu-viaje/prepara-tu-equipaje/facturado/>

Budynas, R., & Nisbett, J. K. (2008). *MECHANICAL ENGINEERING DESIGN*. Nueva York, Estados Unidos: McGrawHill.

Cabrera, A., & Calle, C. (Septiembre de 2016). *Selección del motor eléctrico, controlador y batería para el vehículo formula SAE de la Universidad Politécnica Salesiana*. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12753/1/UPS-CT006618.pdf>

Castellano, M. O. (2022). *Apuntes de ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. San Francisco, Argentina, Argentina: Universidad Tecnológica Nacional.

Catalana Occidente Seguros. (2022). *Tipos de motores eléctricos*. Obtenido de <https://www.seguroscatalanaoccidente.com/blog/tipos-funcionamiento-coche-electrico/>

Chudakov, D. A. (1977). *FUNDAMENTOS DE LA TEORÍA Y EL CÁLCULO DE TRACTORES Y AUTOMÓVILES*. URSS: Editorial Mir.

CopaAirlines. (2022). *Política de Equipaje*. Obtenido de CopaAirlines Web Site: <https://www.copaair.com/es/web/mx/equipaje-en-bodega>

Ehsani, M., Gao, Y., Gay, S., & Emadi, A. (2004). *MODERN ELECTRIC, HYBRID ELECTRIC, AND FUEL CELL VEHICLES*. Boca Raton: CRC PRESS.

Escuela Politécnica de la Universidad Carlos III de Madrid. (2022). *Ingemecánica*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut73/anx1tut73.pdf>

GEPLASMETAL. (2022). *Catálogo*. Obtenido de <http://adrgeplasmetal.com/pdf/es/ADR-Geplasmetal---Accesorios-para-Remolques.pdf>

GKN OFFHIGHWAY SYSTEMS. (2022). *GKN GEPLASMETAL S.A.* Obtenido de Catálogo: https://obj.construmatica.com/construmatica/business/files/27765/agricola/ballestas_y_sus_accesorios/ballestas_multihoja.pdf

Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. México D.F.: MCGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. de C.V.

Importa Aceros. (2022). *Importaceros Catálogo*. Obtenido de <https://www.importaceros.com/wp-content/uploads/2021/01/importaceros-plancha-aluminio-antideslizante.pdf>

Ingemecánica. (2022). *Tutorial n° 73 Sistema de Suspensión en los Vehículos*. Obtenido de Ingemecánica Web Site: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

Instituto Politécnico Nacional. (1 de Enero de 2021). *LA OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL Y SUS APLICACIONES*. Obtenido de Boletín UPIITA: <https://www.boletin.upiita.ipn.mx/index.php/ciencia/916-cyt-numero-82/1889-la-optimizacion-estructural-y-sus-aplicaciones>

LATAM AIRLINES. (2022). *Equipaje en bodega*. Obtenido de LATAM Web Site: <https://www.latamairlines.com/co/es/experiencia/prepara-tu-viaje/equipaje/bodega>

Lee, H.-H. (2014). *FINITE ELEMENT SIMULATIONS WITH ANSYS WORKBENCH 15*. McGrawHill.

López, J., & Morillo, M. (Febrero de 2009). *Repositorio Digital - EPN*. Obtenido de DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE CON CAPACIDAD PARA DOS MOTOCICLETAS: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1314/1/CD-2022.pdf>

MatWeb. (2022). *Material Property Data*. Obtenido de <https://matweb.com/index.aspx>

MINISTERIO DE TRANSPORTE. (2017). *Resolución número 160 de 2017 Por la cual se reglamenta el registro y la circulación de los vehículos automotores tipo ciclomotor*. Bogotá D.C.

Mirlisenna, G. (22 de Enero de 2016). *Método de los elementos finitos: ¿qué es?* Obtenido de ESSS Web Site: <https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>

PANELCO. (2022). *Tienda virtual*. Obtenido de Panelco: <https://panelconstructor.com.co/producto/tuberia-estructural-cuadrada/#:~:text=Tuber%25C3%25ADa%2520Estructural%2520Cuadrada%2520%2524%252082.778%2520%25E2%2580%2593%2520%2524%25208.276.450,resistencia%252C%2520de%2520una%2520manera%2520pr%25C3%25A1ctica%2520>

Springer-Verlag London Ltd. (1947). *DUBBEL: HANDBOOK OF MECHANICAL ENGINEERING*. Londres, Inglaterra: Springer-Verlag London Ltd.

SURA. (2022). *Manejo manual de cargas*. Obtenido de ARL SURA: <https://www.arlsura.com/index.php/component/content/article/74-centro-de-documentacion-anterior/seguridad-industrial/785--sp-7581#:~:text=El%20peso%20m%C3%A1ximo%20recomendado%20en,llegar%20hasta%20los%2040%20kg>

Tonini, W. R. (11 de Noviembre de 2020). *05.06 - T - RESORTES DE FLEXION - BALLESTAS*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=VhZ7jSTu5Gc>

Tornillos y Tuercas Tepeyac. (2022). *Tipos de acero que se utilizan para la fabricación de tornillos herrajes*. Obtenido de https://tornillosytuercas.mx/blog/2_tipos-de-acero-que-se-utilizan-para-la-fabricacion-de-tornillos-y-herrajes.html

Total Materia. (2022). *Portal Total Materia*. Obtenido de 9260 (SAE) Fatigue Data:
<https://portal.totalmateria.com/es/extended-range/fatigue-data/materials/1230657/fatigue>

XUNTA DE GALICIA. (30 de Abril de 2014). *Mecanismos de transmisión del movimiento*. Obtenido de Xunta de Galicia Web Site:
https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/4_mecanismos_de_transmision_del_movimiento.html

Zienkiewicz, O., & Taylor, R. L. (1994). *EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS*. Barcelona, España: McGrawHill.