

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de una moto cargadora de capacidad de 1500 kg con tracción posterior.

INGE-2768

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Joel Eduardo Quezada Vizueta

Diego Sebastián Mantilla Carranza

Guayaquil . Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

Dedico este proyecto con todo mi cariño a mis padres, Liliana y Eduardo, y a mi hermana Madeline, quienes han sido mi constante apoyo, brindándome aliento y motivación a lo largo de mi vida. También a mi abuelita Rosa, quien, aunque ya no está físicamente conmigo, siempre estuvo a mi lado, guiándome y brindándome su amor incondicional. Gracias a su apoyo y esfuerzo, he podido llegar hasta este momento.

Joel Quezada Vizueta

Dedicatoria

El presente proyecto, va dedicado para mi madre con su constante cuidado, cariño y soporte, siempre cuidando que me alimente bien y me mantenga con buena salud y a mi padre por su apoyo constante e incondicional que sepa que lo quiero y valoro mucho el esfuerzo que hace a diario, que sepan que este es el fruto de mi esfuerzo y toda la ayuda, valores y consejos que me han brindado en todo mi desarrollo como ser humano.

Diego Sebastián Mantilla

Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a Dios, quien, en su infinita bondad, ha sido mi guía a lo largo de este proceso. Ha sido Él quien abrió las puertas para que pudiera ingresar a la universidad y caminar bajo su luz, siempre acompañado, aunque a mi manera. También quiero agradecer a mi familia y amigos, quienes han sido mi fuente constante de apoyo, ya sea con sus palabras de aliento o con sus actos desinteresados. Mi más profundo agradecimiento para todos.

Declaración Expresa

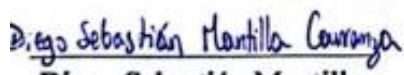
Nosotros Diego Sebastián Mantilla Carranza y Joel Eduardo Quezada Vizuela acordamos y reconocemos que:

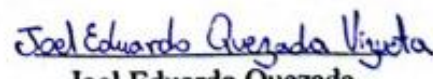
La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá a los autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor de los autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 18 de Octubre del 2024.


Diego Sebastián Mantilla
Carranza


Joel Eduardo Quezada
Vizuela

Evaluadores

Dra. Emérita Delgado

Profesor de Materia

Msc. Ernesto Martinez

Tutor de proyecto

Resumen

El presente proyecto integrador tiene como objetivo el diseño de una motocargadora con capacidad de carga de 1500 kg y tracción trasera, destinada a optimizar el transporte de insumos y productos agrícolas en el sector cacaotero. Para lograrlo, se emplearon fundamentos de ingeniería mecánica, con el fin de ofrecer una solución eficiente y rentable.

Durante el desarrollo del proyecto, se configuró el chasis de la motocargadora, seleccionando el material ASTM A36. Mediante el software SolidWorks, se diseñó la estructura, permitiendo dimensionar los componentes y calcular los centros de gravedad, fundamentales para asegurar la estabilidad del vehículo. Se realizaron cálculos estáticos para determinar el ángulo de inestabilidad y se validó la estructura utilizando el análisis de elementos finitos, conforme a la normativa NTE INEN 1323:2009, aplicando ocho combinaciones de cargas.

Los resultados obtenidos mostraron que el Diseño B presentaba la mejor opción, con valores de deformación, esfuerzos máximos y factor de seguridad favorables. A través del análisis estático, se seleccionaron los elementos más adecuados como el motor y la suspensión.

Este proyecto garantiza un transporte eficiente de 1500 kg de insumos agrícolas, con un costo final competitivo frente a las motocargadoras internacionales, posicionándose como una alternativa atractiva en el mercado.

Palabras Clave: Motocargadora, elementos finitos, chasis, agricultura.

Abstract

This integrative project aims to design a rear-wheel-drive cargo motorcycle with a 1500 kg payload capacity, intended to optimize the transportation of supplies and agricultural products in the cocoa sector. To achieve this, mechanical engineering principles were employed to provide an efficient and cost-effective solution.

During the project development, the cargo motorcycle's chassis was designed, with ASTM A36 material selected for its construction. Using SolidWorks software, the structure was designed, allowing for the proper dimensioning of components and the calculation of center of gravity, which are critical for ensuring vehicle stability. Static calculations were performed to determine the instability angle, and the structure was validated through finite element analysis, following the NTE INEN 1323:2009 standard, applying eight load combinations.

The results showed that Design B was the optimal choice, with favorable deformation, maximum stress, and safety factor values. Through static analysis, the most suitable components, such as the engine and suspension, were selected.

This project ensures the efficient transportation of 1500 kg of agricultural supplies, with a final cost competitive to international cargo motorcycles, positioning it as an attractive alternative in the market.

Keywords: Cargo motorcycle, finite elements, chassis, agriculture.

Índice general

Abreviaturas.....	11
Simbología.....	12
Índice de figuras	13
Índice de tablas	15
ÍNDICE DE PLANOS.....	16
1. Capítulo 1.....	17
1.1 Introducción.....	18
1.2 Descripción del problema.....	19
1.3 Justificación del problema.....	19
1.4 Objetivos.....	21
1.4.1 Objetivo general.....	21
1.4.2 Objetivos específicos	21
1.5 Marco teórico.....	22
1.5.2 Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores	26
Capítulo 2	31
2. Metodología.	32
2.1 Necesidades y requerimientos del cliente.....	33
2.2 Diseño conceptual	34
2.2.1 Normas y códigos	35
2.2.2 Estudio y selección de alternativas	36
2.3 Análisis de carga y diseño estructural del remolque	42
2.4 Combinación de cargas Básicas	44
2.5 Dimensionamiento de la estructura principal del chasis	47
2.5.1 Aplicación de cargas en la estructura del remolque	47
2.5.2 Determinación y aplicación de cargas a la estructura principal en reposo	48
Capítulo 3	50

3	Resultados y análisis.....	51
3.1	Estructura.....	51
3.1.1	Diseño A.....	51
3.1.2	Diseño B.....	71
3.2	Sistema de Transmisión	87
3.2.1	Selección de Neumáticos	87
3.2.2	Selección de la Ballesta	88
3.2.3	Selección del motor.....	89
3.3	Materiales y Costos	89
3.3.1	Costo de Estructura	89
3.3.2	Costo del Sistema de Transmisión.....	90
3.3.3	Costos Finales de Diseño	92
3.3.4	Comparación con el mercado Internacional	93
Capítulo 4		95
4.1	Conclusiones y recomendaciones	96
4.1.1	<i>Conclusiones</i>	96
4.1.2	<i>Recomendaciones</i>	98
Referencias		101
Apéndice.....		103

Abreviaturas

ASD Allowable Strength Design

ODS Objetivos de Desarrollo Sostenible

NTE Normativa Técnica Ecuatoriana

INEN Servicio Ecuatoriano de Normalización

CAE Computer Aided Engineering

RTE Reglamento Técnico Ecuatoriano

M Cargas muertas

V Carga viva

G Carga de giro

F Carga de frenado

Ab Carga de aceleración brusca

Raf Carga aerodinámica.

IC Índice de Carga

Simbología

km	kilómetro
mm	Milímetro
N	Newton
m	Metro
kg	Kilogramo
h	hora
s	segundo
M	Momento
MPa	Mega Pascales

Índice de figuras

Figura 1.1	Triciclo de carga utilizado para la venta de frutas y verduras.	23
Figura 1.2	Distribución de tricimotos en las diferentes provincias del país (Tránsito, 2013)	24
Figura 1.3	Modelo de triciclo adaptado para pasajeros.....	24
Figura 1.4	Remolque adaptable a motocicleta para transporte de carga	25
Figura 1.5	Moto carguero marca Zongshen Perú.....	26
Figura 2.1	Esquema del Diagrama de Proceso de la moto cargadora.....	32
Figura 3.1	Dimensiones del chasis de la moto cargadora.	51
Figura 3.2	Plancha corrugada para la base de la tolva	52
Figura 3.3	Vista Lateral de las partes de la moto cargadora	52
Figura 3.4	Vista de sección de la plancha corrugada	53
Figura 3.5	Vista lateral del vehículo Diseño A	54
Figura 3.6	Vista frontal del vehículo Diseño A.....	55
Figura 3.7	Distribución de carga en los ejes Diseño A.....	56
Figura 3.8	Angulo de inestabilidad lateral.....	58
Figura 3.9	Área frontal del Vehículo.....	59
Figura 3.10	Escala de colores deformación total	61
Figura 3.11	Escala de colores esfuerzo máximo	62
Figura 3.12	Combinación ASD 1 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	63
Figura 3.13	Combinación ASD 1 – Deformación Total	63
Figura 3.14	Combinación ASD 2 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	64
Figura 3.15	Combinación ASD 2 – Deformación Total	64
Figura 3.16	Combinación ASD 3 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	65
Figura 3.17	Combinación ASD 3 – Deformación Total	65
Figura 3.18	Combinación ASD 4 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	66
Figura 3.19	Combinación ASD 4 – Deformación Total	66
Figura 3.20	Combinación ASD 5 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	67
Figura 3.21	Combinación ASD 5 – Deformación Total	67
Figura 3.22	Combinación ASD 6 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	68
Figura 3.23	Combinación ASD 6 – Deformación Total	68
Figura 3.24	Combinación ASD 7 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	69
Figura 3.25	Combinación ASD 7 – Deformación Total	69
Figura 3.26	Combinación ASD 8 – Esfuerzo equivalente (Von Mises).....	70

Figura 3.27	<i>Combinación ASD 8 – Deformación Total</i>	70
Figura 3.28	<i>Dimensiones del diseño B de la moto cargadora</i>	71
Figura 3.29	<i>Plancha corrugada para la base de la tolva Diseño B</i>	72
Figura 3.30	<i>Vista Lateral de las partes de la moto cargadora Diseño B</i>	72
Figura 3.31	<i>Vista de sección de la plancha corrugada</i>	73
Figura 3.32	<i>Vista lateral del vehículo Diseño B</i>	74
Figura 3.33	<i>Vista frontal del vehículo Diseño B</i>	74
Figura 3.34	<i>Distribución de carga en los ejes</i>	76
Figura 3.35	<i>Ángulo de inestabilidad lateral Diseño B</i>	77
Figura 3.36	<i>Combinación ASD 1 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	78
Figura 3.37	<i>Combinación ASD 1 – Deformación Total</i>	79
Figura 3.38	<i>Combinación ASD 2 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	79
Figura 3.39	<i>Combinación ASD 2 – Deformación Total</i>	80
Figura 3.40	<i>Combinación ASD 3 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	80
Figura 3.41	<i>Combinación ASD 3 – Deformación Total</i>	81
Figura 3.42	<i>Combinación ASD 4 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	81
Figura 3.43	<i>Combinación ASD 4 – Deformación Total</i>	82
Figura 3.44	<i>Combinación ASD 5 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	82
Figura 3.45	<i>Combinación ASD 5 – Deformación Total</i>	83
Figura 3.46	<i>Combinación ASD 6 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	83
Figura 3.47	<i>Combinación ASD 6 – Deformación Total</i>	84
Figura 3.48	<i>Combinación ASD 7 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	84
Figura 3.49	<i>Combinación ASD 7 – Deformación Total</i>	85
Figura 3.50	<i>Combinación ASD 8 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)</i>	85
Figura 3.51	<i>Combinación ASD 8 – Deformación Total</i>	86
Figura 3.52	<i>Ficha técnica Neumático Cooper Discoverer STT PRO</i>	88
Figura 3.53	<i>Ballesta de 6 hojas seleccionada</i>	88
Figura 3.54	<i>Motor seleccionado</i>	89

Índice de tablas

Tabla 1.1	<i>Tipo de alumbrado y señalización para vehículos categoría L5</i>	27
Tabla 2.1	<i>Requerimientos del cliente</i>	33
Tabla 2.2	<i>Especificaciones de Diseño</i>	34
Tabla 2.3	<i>Atributos vs Parámetros de diseño</i>	38
Tabla 2.4	<i>Alternativas de Diseño</i>	39
Tabla 2.5	<i>Escala para la evaluación de los factores</i>	40
Tabla 2.6	<i>Matriz de Decisión para las distintas alternativas</i>	41
Tabla 3.1	<i>Ubicación del centro de gravedad en la vista lateral y frontal del vehículo</i>	55
Tabla 3.2	<i>Resultado de la distribución de carga en los ejes</i>	57
Tabla 3.3	<i>Combinación de Cargas según el Método ASD (Allowable strength design)</i>	60
Tabla 3.4	<i>Ubicación del centro de gravedad en la vista lateral y frontal del vehículo</i>	75
Tabla 3.5	<i>Resultado de la distribución de carga en los ejes</i>	76
Tabla 3.6	<i>Combinación de Cargas según el Método ASD (Allowable strength design)</i>	78
Tabla 3.7	<i>Precios para la Soldadura</i>	89
Tabla 3.8	<i>Precios de perfiles para chasis y tolva</i>	90
Tabla 3.9	<i>Precios para distintos componentes que conforman el sistema mecánico</i>	90
Tabla 3.10	<i>Precio de los Neumáticos</i>	92
Tabla 3.11	<i>Ballestas y accesorios</i>	92
Tabla 3.12	<i>Costos Totales</i>	92
Tabla 3.13	<i>Tabla comparativa de modelos de motocargadoras y precios</i>	93
Tabla 3.14	<i>Tabla de Valores agregados al importar una motocargadora de Perú</i>	93

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Plano General Diseño A Motocargadora

PLANO 2 Plano General Diseño B Motocargadora

1. CAPÍTULO 1

1.1 Introducción

Las fincas cacaoteras en Ecuador, que abarcan entre 100 y 500 hectáreas, tienen características complejas como desniveles, suelos resbaladizos y áreas compactas o pedregosas, lo que dificulta el traslado eficiente de insumos y herramientas necesarias para cada etapa del cultivo. Estas se encuentran organizadas en un patrón de cuadrícula de 3x3 metros para maximizar la eficiencia y el rendimiento, facilitando el acceso a cada planta y permitiendo una adecuada aireación y exposición a la luz solar. La disposición organizada de dichas plantaciones, junto con el uso intensivo de insumos y materiales de siembra mejorados, permite obtener altos rendimientos de 1,5 a 2,5 toneladas por hectárea. Sin embargo, la disposición de las plantas y el espacio reducido entre ellas representan desafíos para el movimiento de personas y el transporte de insumos, lo que incrementa la demanda de soluciones que optimicen el trabajo en estos espacios ajustados. (Daymond, Giraldo Mendez, Hadley, & Bastide, 2022)

Las condiciones del terreno empeoran en temporadas de lluvia, cuando las zonas lodosas dificultan la estabilidad y el movimiento dentro de la finca, representando un riesgo para los trabajadores, especialmente en la recolección y el traslado de herramientas como pulverizadores, tijeras de poda y machetes, fundamentales para la aplicación de fertilizantes y pesticidas, y el mantenimiento de las plantas. Las irregularidades del suelo y las superficies resbaladizas aumentan la posibilidad de accidentes y complican el transporte de insumos, haciendo que estas labores sean lentas y físicamente demandantes, afectando tanto el rendimiento de los trabajadores como la eficiencia de las tareas de cuidado y cosecha. (Procomer, 2024)

En este contexto, la incorporación de una moto cargadora adaptada a terrenos irregulares permitiría mejorar significativamente el transporte de insumos, asegurando que el cuidado de las plantas se realice en el momento adecuado y con menor esfuerzo físico. Una herramienta de este tipo no solo reduciría los riesgos asociados con el traslado manual en terrenos difíciles, sino que

también optimizaría la precisión y efectividad de las labores agrícolas, contribuyendo así a una producción de cacao más eficiente y segura en la finca.

1.2 Descripción del problema

La dificultad en el traslado eficiente de insumos y herramientas dentro de fincas cacaoteras ecuatorianas debido a las condiciones irregulares del terreno y los espacios reducidos entre las plantas.

Este problema afecta directamente la productividad, la seguridad de los trabajadores y la eficiencia de las labores agrícolas, lo que genera la necesidad de una solución que optimice el transporte en estos entornos desafiantes.

1.3 Justificación del problema

El sector cacaotero en el Ecuador constituye un pilar importante en el desarrollo socioeconómico y cultural de nuestro país. El crecimiento y la importancia a nivel nacional e internacional del cacao y sus derivados ha generado la necesidad de adoptar mejoras para incrementar la productividad del cultivo, así como para cualificar el producto final, logrando eficiencia en las Buenas Prácticas Agrícolas necesarias para la producción de Cacao (Granja Jijón & Mendoza, 2018).

Según Albiño Cargua (2019), las variaciones climáticas impactan directamente en el rendimiento de los cultivos, lo que provoca un aumento en la presencia de enfermedades y plagas. El cambio climático afecta las condiciones del terreno, lo que limita el acceso de los trabajadores durante las épocas de cosecha y postcosecha, como resultado disminuye la productividad. Es importante señalar que los trabajadores en estas fincas tienen un promedio de edad superior a los 50 años, lo que constituye una limitante significativa para el agricultor, quien recolecta entre 3 y 5 quintales por hectárea. Durante la recolección del cacao, los trabajadores deben llenar tachos o carretillas para posteriormente trasladar el producto hasta la zona de separación de granos y su posterior fermentación. Este proceso requiere un esfuerzo físico significativo, lo que incrementa

la carga de trabajo para los empleados, afectando tanto su eficiencia como su bienestar. (Granja Jijón & Mendoza, 2018). Ante esta situación, se busca implementar un sistema que optimice las labores agrícolas en el momento adecuado, tales como la fertilización, poda, riego y control de plagas, entre otras, para mejorar la eficiencia, cuidar el bienestar de los trabajadores, de esta manera aumentar la productividad en las fincas.

Dentro de lo antes mencionado, para mejorar el traslado de insumos y productos agrícolas se pretende realizar el diseño de una moto cargadora para una capacidad de 1500 kg con tracción trasera, como resultado poder facilitar las actividades del sector y disminuir la carga laboral. De esta manera, se busca igualar en funcionalidad y eficiencia a las soluciones ofrecidas por otros fabricantes.

Es necesario mencionar que el proyecto contempla el ODS 8 Trabajo decente y crecimiento económico cuya meta establecida 8.2 promueve la innovación mediante la adopción de soluciones tecnológicas optimizando tiempos de cosecha y reduciendo el esfuerzo de los trabajadores, de igual manera la meta 8.8 contribuye a un entorno de trabajo más seguro, protegiendo especialmente a los trabajadores más vulnerables al ofrecer herramientas más eficientes y ergonómicas, se promueve la equidad laboral, especialmente entre las mujeres, quienes suelen estar más expuestas a condiciones de trabajo precarias. Asimismo, el proyecto se alinea con el ODS 9 Construir Infraestructuras Resilientes cuya meta establecida 9.1 promueve el desarrollo de estructuras de calidad que sean duraderas y capaces de resistir a las condiciones climáticas y del terreno, al tener un sistema de transporte más eficiente, las personas pueden transportar los productos de forma más eficiente, lo que mejora la productividad.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar una moto cargadora con capacidad de 1500 kg con tracción trasera para la optimización del transporte de insumos y productos agrícola del sector cacaotero, utilizando fundamentos de ingeniería mecánica.

1.4.2 Objetivos específicos

- Diseñar la estructura de la moto cargadora utilizando software (Inventor o SolidWorks) en cada uno de sus componentes.
- Analizar el comportamiento de la estructura del sistema utilizando Elementos finitos.
- Comparar costos en relación con la producción nacional e internacional de moto cargadoras.
- Comparar los diferentes modelos de moto cargadora que existen en el mercado nacional e internacional bajo las normativas que rigen su uso.

1.5 Marco teórico

El cultivo de cacao tiene gran importancia socioeconómica en América Latina y el Caribe por lo que tiene la necesidad de adaptarse a las nuevas exigencias del mercado, los productores ecuatorianos enfrentan el desafío de mejorar sus métodos de transporte. Implementar sistemas tecnológicos como vehículos motorizados, drones, y sistemas de poleas o cintas transportadoras ofrecen soluciones innovadoras, aunque la infraestructura en muchas zonas sigue siendo limitada (Sánchez et al., 2018).

En fincas de menor escala el cacao se transporta mediante el uso de tachos de cacao húmedo que son llevados por los agricultores, en algunos casos se utiliza animales de cargas como burros o caballos, para trasladar el cacao desde la zona de cosecha hasta las áreas de procesamiento. Por otro lado, en fincas más grandes se ha visto el uso de camionetas, camiones pequeños y tractores que permiten agilizar el transporte de cacao, los insumos agrícolas como fertilizantes y pesticidas y las herramientas necesarias, reduciendo tiempos de traslado y mejorando la eficiencia operativa.

Análisis del Mercado

Uno de los transportes de carga con mayor repercusión para el transporte de carga son los triciclos, debido a su capacidad y conveniencia para transportar y dejar bienes prácticamente en todas partes, lo han convertido en una de las formas de transportes más comunes en países como La India, Gambia, Filipinas, Indonesia y algunos países de África (Chong-Qui Cordero, 2021.).

Comercio Ambulante

La actividad informal en vendedores es un problema en la sociedad que se ha ido agravando con la migración, crisis económica, delincuencia, corrupción, incrementando la incertidumbre del desarrollo laboral y económico del Ecuador. Sobre los vendedores ambulantes, el Municipio de Guayaquil ha realizado sus propias estimaciones y afirma que en la ciudad existen 2000 comerciantes informales en donde el 25% se concentran en el sector de la Bahía. Por lo tanto, los

1500 restantes se estiman que se encuentren repartidos en el resto de la ciudad. (Chong-Qui Cordero, 2021.)

Figura 1.1

Triciclo de carga utilizado para la venta de frutas y verduras.



Fuente. (El Diario, 2019)

Servicio de Transporte de Personas

Según la Agencia Nacional de Tránsito (ANT) a nivel nacional se estima la existencia de 1728 tricimotos, sin embargo, muchos de estos vehículos incumplen con los requisitos necesarios de matriculación. La provincia del Oro y el Guayas disponen de una mayor cantidad de tricimotos en relación con las provincias de la Sierra, tal como se muestra a continuación en la figura 1.2 (Orellana, 2018).

Figura 1.2

Distribución de tricimotos en las diferentes provincias del país (Tránsito, 2013)



Fuente. (Orellana, 2018)

Según la ANT en el año 2007 se registró 2700 automotores en la ciudad de Guayaquil, incrementándose un 59,2% los últimos 9 años (Orellana William, 2016).

La figura 1.3 muestra un modelo de tricimoto adaptada en el país para el traslado de pasajeros.

Figura 1.3

Modelo de triciclo adaptado para pasajeros



Fuente. (XINGE VEHICLE, n.d.)

Triciclos para cargas pesadas

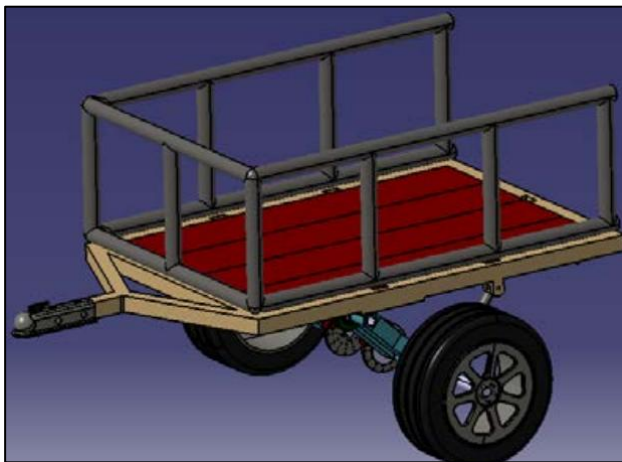
Estos modelos de triciclos destinados al transporte de cargas en su mayoría son importados de países asiáticos, debido a su popularidad y ventajas en velocidad y costo. El objetivo de este vehículo es trasladar cargas pesadas o de grandes dimensiones, este es posible gracias a su compartimiento (Hernandez Cervantez & Michael Hernandez, 2006).

El presente proyecto se centra en el transporte de carga por lo cual el estudio se centrará en sistemas para movilizar cargas con un sistema motorizado.

En la figura 1.4 se muestra un sistema de arrastre con una carreta sujeta a la motocicleta, el modelo mostrado por lo general se lo usa para llevar productos como tanques de GLP para uso doméstico.

Figura 1.4

Remolque adaptable a motocicleta para transporte de carga



Fuente. (Sámano & Navarro, 2020)

Finalmente, en la figura 1.5 se muestra un modelo de triciclo de carga que normalmente son importados desde países asiáticos, esto hace que la obtención de repuestos para estos vehículos sea complicada. Se ha dado el caso en donde fabricantes y distribuidores de estos vehículos y repuestos han dejado de operar lo que inviabiliza el uso de este vehículo.

Figura 1.5

Moto carguero marca Zongshen Perú



Fuente. (ZONGSHEN, n.d.)

1.5.2 Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores

Bajo la Norma Técnica ecuatoriana NTE INEN 2656 ‘Clasificación vehicular’ se aplica a todos los vehículos diseñados para circulación terrestre, por lo que el vehículo que se pretende diseñar entra en la categoría L5 que son vehículos de tres ruedas simétricas al eje longitudinal del vehículo. De acuerdo con la Subsecretaría del Sistema de la Calidad de la Productividad mediante la Resolución No. 16 382 (2016) establece que los requisitos mínimos de seguridad que deben cumplir los vehículos automotores que circulen en el territorio ecuatoriano, con la finalidad de proteger la vida e integridad de las personas:

Sistema de luces y alumbrado

Según la normativa NTE INEN 1155 ‘Vehículos automotores. Dispositivos para mantener o mejorar la visibilidad’ indica que todo vehículo comprendido en esta norma debe de tener incorporado los siguientes dispositivos de alumbrado, como se muestra en la tabla 1.1.

Tabla 1.1*Tipo de alumbrado y señalización para vehículos categoría L5*

Tipo de Luz	Categoría L2, L4 y L5				Potencia
	Cantidad	Color	Ubicación	Exigencia	Mínima (W)
Luz baja	1 o 2	Blanco o amarillo	Delantera	Obligatorio	25
Luz alta	1 o 2	Blanco o amarillo	Delantera	Obligatorio	25
Luz alta adicional	1 o 2	Blanco o amarillo	Delantera	Obligatorio	55
Luz de retroceso	1 o 2	Blanco	Posterior	Obligatorio	10
Luz direccional delantera	1 por lado	Ámbar	Delantera	Obligatorio	10
Luz direccional posterior	1 por lado	Amarillo o naranja	Posterior	Obligatorio	10
Señal de emergencia	Igual a las direccionales	Igual a las direccionales	Igual a las direccionales	Opcional	10
Luz de freno	1 por lado	Rojo	Posterior	Obligatorio	10
Reflectores posteriores	1	Rojo	Posterior	Obligatorio	.
Reflectores laterales	1 o dos por lado	Amarillo o naranja	Lateral	Obligatorio	.

Nota. Fuente NTE INEN 1 155:2009

Sistema Mecánico

El sistema mecánico se compone por un conjunto de elementos, generalmente de barras, tubos de material metálico, junto con un sistema para direccionar y otro para el frenado.

Estructura

La estructura o chasis va a incidir directamente con la eficiencia, esto se debe a que por cada kilogramo de peso adicional que se le agregue va a requerir una cantidad de energía determinada para mover el vehículo, es decir, si tenemos un problema de sobrepeso se va a requerir un motor con mayor capacidad para que pueda mover la carga. Para poder reducir el peso se puede diseñar el chasis de diferentes maneras, con materiales menos pesados y con una configuración que soporte las cargas que disminuya el peso del vehículo.

Sistema de transmisión

Para poder transmitir la potencia generada por el motor hacia las ruedas es necesario de un elemento importante como lo es la transmisión, entre los tipos más comunes de transmisión de potencia tenemos:

- Cadena

Al tener un sistema de transmisión por cadena se puede trabajar en diferentes tipos de ambientes sin que se vea afectado su desempeño, aunque requiere de lubricación. Podemos encontrar dos tipos de cadena, con retenes y simples sin retenes. Los eslabones en las cadenas sin retenes están unidos directamente mientras que, las cadenas con retenes están equipados con pequeños aros de goma, su función es proteger la entrada de impurezas entre los eslabones y pernos, de la misma forma ayuda a retener de mejor manera la grasa que se aplica durante el montaje (Henao et al., 2017).

- Banda

Está fabricada con un material flexible para reducir las vibraciones y el ruido del motor, su alta durabilidad lo hace una de las transmisiones más eficaces ya que no requiere de

mantenimiento, pero tiende a ser más delicada si es expuesta a ambientes donde se pueda estropear el material (Honda Motos, n.d.).

- Cardán

La potencia se transmite a través de una barra con ejes cónicos, convirtiendo el movimiento radial en axial, por medio de un conjunto de piñones.

Este sistema de transmisión de motocicletas está formado por varias piezas, por lo que es posible que se pierda algo de potencia en la transferencia a la rueda motriz. Además, es un sistema pesado, por la cantidad de mecanismos que lo forman. Uno de sus beneficios más importantes es que apenas requiere mantenimiento al estar sellado, ya que solo hace falta cambiar el aceite de los ejes cónicos (Honda Motos, n.d.).

Sistema de dirección

El sistema de dirección permite cambiar el rumbo del vehículo mediante el giro del volante, el cual está sujeto a la rueda delantera.

Sistema de Frenado

De acuerdo con lo establecido por el Servicio Ecuatoriano de Normalización (2016), indica que todo vehículo automotor que pertenezca a la categoría L indicado anteriormente debe contar como mínimo de dos sistemas de frenado uno que actúa en la rueda delantera y otro que actúe sobre una o ambas ruedas posteriores.

La función de este sistema es el de reducir o mantener la velocidad del vehículo, En el mercado se pueden encontrar varios tipos de frenado, entre los cuales se encuentra el de menor costo, que es el freno de tambor, seguido por el freno de disco y, por último, se encuentra el sistema de frenado ABS (Sistema Antibloqueo de Ruedas).

Sistema Motriz

La tecnología que se ha desarrollado en los motores da como resultado un excelente rendimiento y bajo consumo tanto en motores a gasolina como en los de diésel, entre los cuales podemos mencionar:

- **Motor Mono cilíndrico**

En primer lugar, tenemos los motores mono.cilíndricos, su sencillez de diseño y bajo costo de fabricación permite reducir los costos de producción, se enfoca en motos más pequeñas y ligeras. Es el tipo de motor que transmite un mayor número de vibraciones, pero transmite mayor potencia a un menor número de revoluciones, lo que resulta contrario a motores de más cilindros, ya que su torque es mayor a bajas velocidades, lo que le permite acelerar más rápido (Honda, 2017).

- **Motor de dos Tiempos**

Como su nombre lo indica se desarrolla en dos partes: Admisión y escape. Esto se refiere a los gases combustibles que ingresan al motor y a los gases que resultan de la combustión interna.

La simpleza de su mecánica los convierte en tipos de motores para motos de bajo costo la relación con su mantenimiento. Sin embargo, a pesar de ser su mecánica simple y económico repercute en su vida útil en comparación a los motores de cuatro tiempos (Honda, 2017).

- **Motor de Cuatro Tiempos**

A diferencia de los motores de dos tiempos, en este caso se realiza en cuatro etapas: admisión, compresión, ignición y escape. Esto quiere decir, por cada dos revoluciones del motor, internamente se genera una detonación, por lo que son más eficientes quemando combustible lo que representa mayor ahorro y rendimiento de este. Además, su vida útil es mayor, debido a que su funcionamiento no es tan exigente en comparación a los otros tipos de motores (Monsalve Pedro, 2017).

Capítulo 2

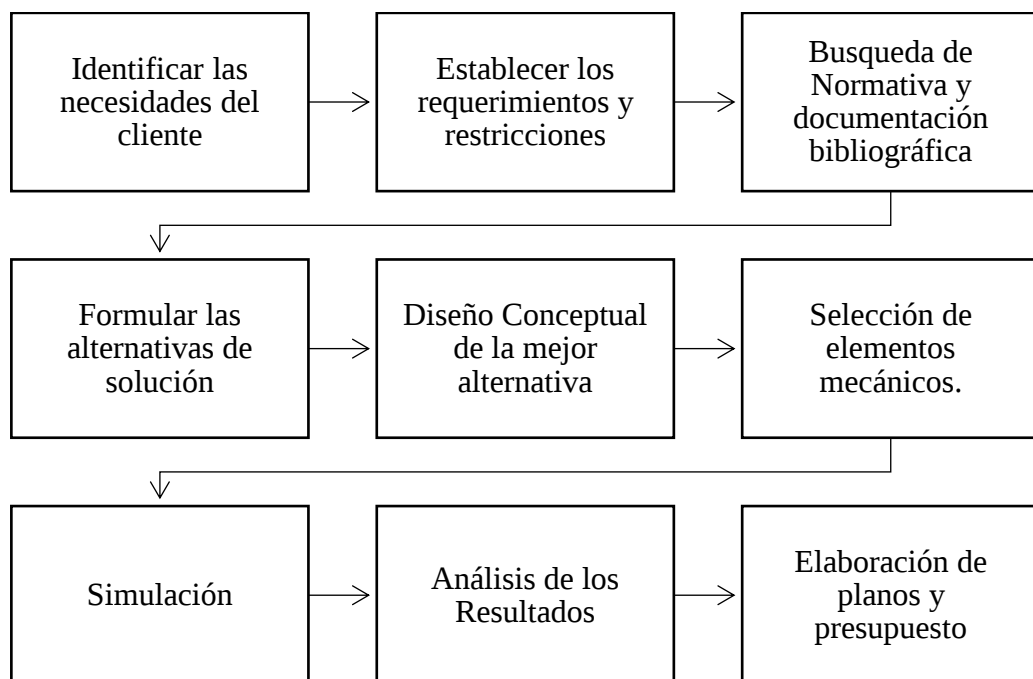
2. METODOLOGÍA.

El diseño es un proceso en el cual se elabora un plan para satisfacer una necesidad particular o resolver un problema en específico aplicando técnicas y conocimientos científicos. El proceso de diseño es una constante búsqueda de soluciones que después de varias iteraciones termina con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad (Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett, 2008). Para la elaboración de la metodología partimos del análisis establecido por Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett, (2008). En la figura 2.1 se presenta el desarrollo de la fase de proceso de diseño del proyecto.

Cabe indicar que en la necesidad del cliente es el diseño de una moto cargadora con capacidad de 1500kg para el transporte de insumos y productos agrícolas.

Figura 2.1

Esquema del Diagrama de Proceso de la moto cargadora



Una vez que se estableció la necesidad se continuó con el levantamiento de información relevante relacionada al diseño, fabricación y cumplimiento de las normas nacionales e internacionales referentes a vehículos automotores dependiendo de su categoría. Por otra parte, mediante el uso de matrices de decisión se plantearon diferentes alternativas, donde se pudo seleccionar la mejor opción para proceder con el diseño. Para el diseño de la estructura mecánica

se ha utilizado conceptos de resistencia en los materiales empleados asegurándose de los criterios de elasticidad y rigidez. Finalmente, se analizó la estructura del vehículo utilizando programas de simulación específicamente el análisis de elementos finitos CAE (Computer Aided Engineering). Asimismo, se desarrollan los planos detallados y costos para el diseño propuesto.

2.1 Necesidades y requerimientos del cliente

Para poder realizar el diseño de un producto se debe cumplir con las necesidades del cliente (tabla 2.1). Por lo cual, se establece requisitos fundamentales; dimensiones y carga del vehículo, de esta manera el producto entra al mercado cumpliendo con los estándares básicos adquiridos para la competitividad en el mercado nacional.

Tabla 2.1

Requerimientos del cliente

Características	Objetivos	Límite
Masa total vehículo lleno [kg]	2500	2700
Longitud total del vehículo [m]	3,900	4150
Carga admisible [kg]	1500kg	1500kg
Largo x Ancho de la Tolva [m]	2,40 x 1,4	2,5x1,6
Pendiente del terreno	13, 5°	18°

Sumado a esto, se detallaron otras especificaciones indicadas por el cliente como el tipo de refrigeración del motor, sea líquida o por ventilación forzada, la transmisión debe ser trasera por medio de cardán y acoplado un mecanismo de inversión de marcha.

Para determinar la pendiente del terreno ideal en zonas agrícolas de Cacao, se estableció como pendiente óptima 13, 5°. No obstante, se permite un máximo de 30% en estas zonas, lo que

significa que por cada 10 metros de avance horizontal se sube 3 metros, lo que dio de resultado 18° como pendiente máxima (López et al., 2021).

2.2 Diseño conceptual

Durante esta etapa de diseño se busca analizar de forma minuciosa y sistemática de las especificaciones de requisitos para identificar claramente los requisitos proporcionados por el cliente.

Se identificó las necesidades del usuario y el cumplimiento de las Normativas Nacionales, a partir de ello, se determinaron las funciones esenciales del vehículo y sus especificaciones de diseño, con la finalidad de obtener alternativas considerando diversos factores, en la tabla 2.2 se presenta las especificaciones de diseño.

Tabla

2.2

Especificaciones de Diseño

Requerimientos	Descripción
Función	Transportar insumos agrícolas
Salud Pública	Reducir el esfuerzo realizado por los trabajadores al momento de transportar insumos previos al cultivo y posterior a la cosecha.
Seguridad	Estabilidad y balance adecuado al maniobrar Evitar vuelcos en terrenos irregulares. Sistema de frenado adecuado que soporte el peso del vehículo con carga.

Ergonomía	Sistema de suspensión adecuado.
	Ubicación adecuada de espejos retrovisores.
	Controles accesibles.
	Sistema de suspensión adecuado para reducir vibraciones.
	Dimensiones permitidas según la Normativa Técnica Ecuatoriana.
Aspectos técnicos	Transporte y soporte de cargas especificadas por el cliente bajo normativas.
	Requerimientos estructurales capaces de cumplir con el funcionamiento adecuado del vehículo.
Aspectos Ambientales	Uso de motor que minimice el consume de combustible.
	Minimizar el derrame de fluidos como aceites o combustible que afecten las propiedades del suelo.

2.2.1 Normas y códigos

A partir de la biografía revisada de presentan las normativas utilizadas para el desarrollo del proyecto.

- Por medio de la norma NTE INEN 2656 (Clasificación Vehicular) se ha determinado la clasificación del vehículo en fase de diseño, el cual corresponde a la categoría L5.

- Conforme a la Norma NTE INEN 1 323:2009 (VEHICULOS AUTOMOTORES. CARROCERIAS DE BUSES. REQUISITOS), se establece los requisitos generales para el diseño fabricación y montaje de carrocerías. Para ello, se aplicó el método ASD (Allowable Strength design), el cual consiste en una combinación de cargas de tal manera que la estructura resista los esfuerzos determinados en base a esas combinaciones.
- La Norma NTE INEN 2477:2009 (Requisitos Vehículos Automotores Vehículos de tres ruedas para transporte de pasajeros) se aplica a todos los vehículos automotores de tres ruedas para el transporte comercial de pasajeros o de cargas.
- De igual manera, el reglamento RTE INEN 034 (4R) “ELEMENTOS MÍNIMOS DE SEGURIDAD EN VEHÍCULOS AUTOMOTORES” permitió identificar los requisitos básicos de seguridad con los que debe de cumplir el vehículo para protección y seguridad de las personas, así como la protección del medio ambiente y el resguardo de la infraestructura.
- Norma NTE INEN 2415 (Tubos de Acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales).

2.2.2 Estudio y selección de alternativas

Para seleccionar las mejores alternativas para el estudio se deben de considerar parámetros importantes como: costos, facilidad de montaje, disponibilidad en el mercado ecuatoriano, seguridad. Además, tener en consideración a las condiciones en las cuales va a ser expuesto el vehículo.

En este capítulo se presentan diferentes alternativas y configuraciones que fueron propuestas para el desarrollo del proyecto, así como, la selección de las mejores opciones mediante el uso de matriz de decisión por método de ponderaciones.

Para establecer las especificaciones, se implementó el método QFD (Quality function deployment), donde se jerarquizaron los requisitos de desempeño según su importancia en el diseño.

- De mayor a menor importancia:

- (9). Construcción robusta y ligera.
- (8). Materiales accesibles y estandarizados.
- (7). Tamaño compacto. Según la norma NTE INEN 2477.
- (6). Velocidad y maniobrabilidad.
- (5). Tracción y estabilidad, evitar atascamientos y volcamientos.
- (4). Facilidad de mantenimiento
- (3). Resistencia a la intemperie.
- (2). Capacidad para un operario.
- (1). Sin techo.

En la tabla 2.3 se presenta el análisis de la matriz de ponderación en relación de los atributos vs parámetros de diseño. La metodología implementada en la tabla, conocida como matriz de calidad o matriz morfología, se basa en representar la influencia positiva, negativa o neutral entre atributos y parámetros, estos valores cualitativos son representados por los signos "+", "0", o "-" (siendo "+" un atributo de impacto favorable, "0" atributo con impacto neutro y "-" atributo con impacto poco favorable o de menor relevancia), de esta manera se determinó el impacto que representa el atributo ante el parámetro de diseño para determinar la importancia en el diseño.

Tabla 2.3

Atributos vs Parámetros de diseño

Atributos/ Parámetros de diseño	Valoración	Armazón de acero ASTM A36	Peso: 400 a 800.	Capacidad: 1500	LxAxH: 3.1x1.5x1.75	Velocidad máx.: 20 km/h	Normas de seguridad	Precio: 1500 . 2000	R1: Tricimotos	R2: Furgones	R3: Autos
Construcción Robusta y ligera	9	+	+	+	+	+	+	-	+	+	-
Materiales estandarizados	8	+	+	-	0	-	+	-	0	0	0
Tamaño compacto	7	+	+	+	+	0	0	-	+	-	-
Velocidad y maniobrabilidad	6	+	+	+	+	+	+	+	+	-	0
Tracción y estabilidad	5	+	+	+	0	+	+	+	-	0	+
Facilidad de mantenimiento	4	0	0	0	0	0	0	0	+	-	-
Resistencia a la intemperie	3	+	0	0	0	0	+	0	-	+	+
Importancia		1	2	2'	3	3'	2"	6	4	5	4'
Unidades		mm	kg	kg	m	$\frac{km}{h}$		dólares			

Nota. Ponderación según su importancia

Tabla 2.4

Alternativas de Diseño

Sistemas	Tipos de Sistemas		
Chasis	Estructura con largueros y travesaños	Chasis en forma de “I” (1 larguero principal)	Estructura en forma de V
Transmisión	Cardan con rooster incorporado	Cardan	Cadena
Suspensión delantera	Horquillas telescópicas con resorte reforzado	Horquillas telescópicas	Resortes
Suspensión trasera	Muelles	Muelles	Resorte
Sistema de Frenos	Disco	Tambor	Tambor
Refrigeración	Líquida	Aire	Híbrida

Nota. Alternativas presentes en el mercado con diferentes sistemas para comparación.

Realizada la matriz morfológica correspondiente a la tabla 2.4, se obtuvieron las distintas alternativas que se podrían implementar para exponer la alternativa final que satisfaga los requerimientos de desempeño, seguridad y aspectos técnicos.

Alternativa A: Estructura de chasis en tubos rectangulares, con sistema de transmisión de potencia por cardan y rooster incorporado, implementando suspensión delantera por horquillas telescópicas con resorte reforzado y suspensión trasera de muelles, sistema de freno de disco y refrigeración líquida.

La ventaja principal de este chasis está en la robustez y rigidez capaz de soportar cargas elevadas, la transmisión por cardán es altamente confiable sobre terreno irregular en conjunto con la suspensión delantera para mayor estabilidad, además de implementar sistema de refrigeración líquida brindando mejor disipación de calor durante la operación. La desventaja de esta alternativa es el coste elevado.

Alternativa B: Estructura de chasis en I, con sistema de transmisión de potencia por cardan, donde se presenta suspensión delantera por horquilla telescópica y suspensión trasera por muelles, sistema de frenos de tambor y enfriamiento por aire.

La ventaja de esta alternativa es en la estructura en I del chasis siendo esta de menor peso, implicando una reducción de carga sobre la suspensión y reducción de carga sobre el motor, por lo que se optó por un enfriamiento por aire. Además de ser una alternativa de menor costo. Con la desventaja que la estructura pierde robustez y más propensa a sufrir deflexión ante cargas elevadas.

Alternativa C: Estructura en forma de V, cuenta con sistema de transmisión por cadena, la suspensión que se emplea tanto para la rueda delantera como para la parte posterior del vehículo es por medio de resorte, cuenta con un sistema de refrigeración híbrido es decir por aire y agua y finalmente un sistema de frenado de tambor.

2.2.1 Matriz de decisión

Con el propósito de establecer una importancia entre las alternativas de diseño planteadas fue necesario definir la escala de importancia presentada en la tabla 2.5.

Tabla 2.5

Escala para la evaluación de los factores

Importancia	Insignificante	Baja	Neutra	Moderada	Alta
-------------	----------------	------	--------	----------	------

Escala	1	2	3	4	5
--------	---	---	---	---	---

Nota. Valores de ponderación según su importancia

Consecuentemente, se llevó a cabo una valoración comparativa de las alternativas, puntuándolas en función de los criterios basados en los requisitos de desempeño mencionados anteriormente. Esta información es apreciable en la tabla 2.6 correspondiente a la matriz de decisión de las diferentes alternativas mencionadas con anterioridad.

Tabla 2.6

Matriz de Decisión para las distintas alternativas

Criterios/ Alternativas	Diseño y construcción	Seguridad	Maniobrabilidad y estabilidad	Durabilidad y Robustez	Costos	Total
Factor de Ponderación	0.3	0.3	0.2	0.15	0.05	1
A	5	5	5	5	3	4.9
B	3	4	4	3	5	3.6
C	3	3	3	4	4	3.2

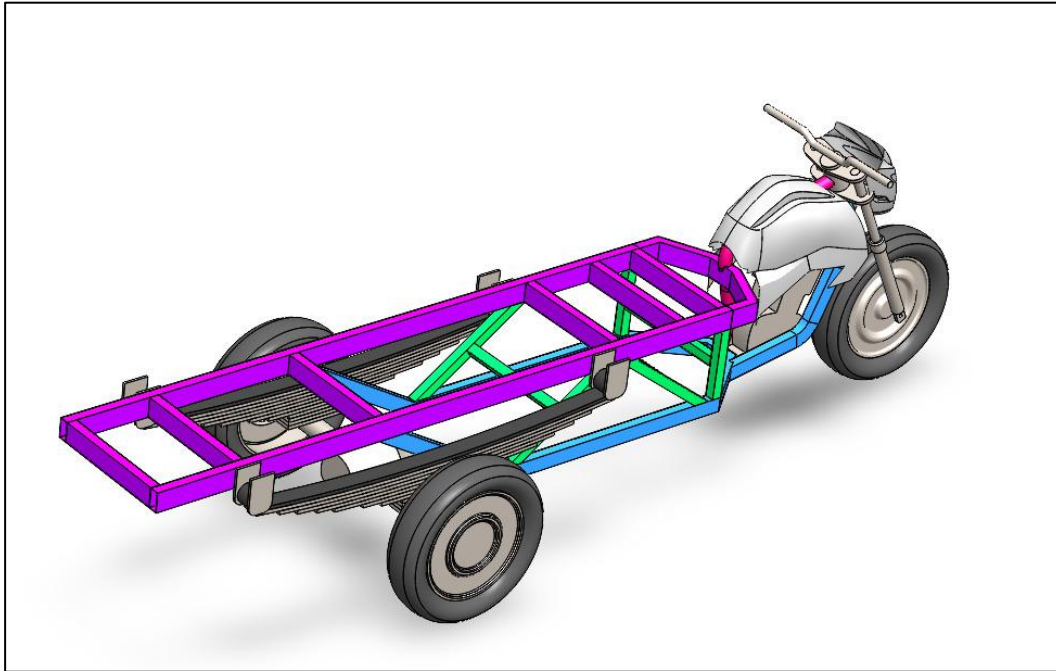
2.2.2 Selección de la mejor alternativa

Una vez que se propuso diferentes alternativas de diseño y se realizó la evaluación de acuerdo con cada criterio, se procedió a seleccionar el diseño óptimo que cumpla con los requerimientos establecidos en las Normativas, es decir la alternativa A ‘Estructura de chasis en tubos rectangulares, con sistema de transmisión de potencia por cardan, implementando suspensión delantera por horquillas telescópicas con resorte externo y suspensión trasera de muelles, sistema de freno de disco y refrigeración líquida’.

En la figura 2.3 se ilustra el prototipo final de los componentes principales del sistema del chasis realizado en un software CAD, donde se muestra a breves rasgos algunos de los componentes que conforman el diseño conceptual final.

Figura 2.3

Diseño de forma de la mejor alternativa



2.3 Análisis de carga y diseño estructural del remolque

2.3.1 Especificaciones y determinación de cargas

El diseño de la estructura se rige por las especificaciones de diseño y normas, las cuales son establecidas mediante códigos para control de construcción y diseño con el fin de salvaguardar la seguridad pública.

De acuerdo con la American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO, 2002), podemos clasificar las cargas según su naturaleza y duración de aplicación como cargas muertas, cargas vivas y cargas ambientales. No se consideraron el impacto causado por el entorno ambiental, debido a que las condiciones son favorables teniendo un porcentaje de impacto mínimo de acuerdo con la American Society Of Civil Engineers (1992).

Equilibrio de un Cuerpo Rígido

Este principio establece que, para que un cuerpo se encuentre en equilibrio rotacional, la sumatoria de todos los momentos aplicados debe ser igual a cero (Beer, F. & Jhonston, E., 2010)

El concepto de equilibrio para un cuerpo rígido es importante al momento de analizar estructuras y sistemas estáticos, en caso de que este principio no se cumpla hará que el cuerpo rote. Por este motivo, al aplicar este principio nos permitirá determinar si un sistema se encuentra en equilibrio o si es necesario realizar un ajuste en las fuerzas.

Según Beer, F y Jhonston, E. (2010) el momento de una fuerza en relación con un punto depende de la magnitud de la fuerza como de la dirección y del brazo de palanca. El momento se calcula como el producto vectorial entre el vector de posición r y el vector de la fuerza F como se muestra en la ecuación 2.1:

$$M = r \times F \quad (2.1)$$

Donde:

M: Momento de fuerza [Nm]

r: Vector de posición [m]

F: Vector de la Fuerza [N]

Para que un cuerpo se encuentre en equilibrio, la sumatoria de todos los momentos debe ser igual a cero.

$$\sum M = 0 \quad (2.2)$$

Este principio nos asegura que no exista una tendencia a rotar en ningún eje del cuerpo, garantizando el equilibrio rotacional.

Centro de Gravedad (CG)

La posición del centro de gravedad influye en gran manera en las cualidades dinámicas del vehículo. Para calcular las coordenadas del centro de gravedad de un sistema, tienes que hallar el sumatorio de los productos de cada masa del sistema por su distancia a un punto de referencia, y luego dividir el resultado entre la suma de todas las masas.

Se calcula la ubicación del centro de gravedad, con estos datos se puede determinar la distribución de cargas en los ejes, ángulo de inestabilidad lateral. También se calcula si existe una mala distribución con respecto al eje transversal.

$$CG_x = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i} \quad (2.3)$$

$$CG_y = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i} \quad (2.4)$$

CG_x : Centro de gravedad en el eje X [mm]

CG_y : Centro de gravedad en el eje Y [mm]

m_i : Masa [kg]

x_i : Distancia [mm]

2.4 Combinación de cargas Básicas

La estructura de las carrocerías debe ser diseñadas de tal manera que resistan los esfuerzos determinados mediante el método de cargas combinadas ASD (Allowable Strength Design) detallado en el apartado 5.1.2.1 de la NTE INEN 1323:2009.

Para cada diseño se realizará 8 simulaciones en la que se aplicaran las siguientes cargas

Donde:

M = cargas muertas, V = carga viva, G = carga de giro, F = carga de frenado, Ab = carga de aceleración brusca y Raf = carga aerodinámica.

- 1) M
- 2) M+V
- 3) M+V+G
- 4) M+V+F
- 5) M+V+F+Raf
- 6) M+V+Raf
- 7) M+V+Ab
- 8) M+V+Ab+Raf

2.4.1 Cargas Muertas o estáticas

Carga correspondiente al peso total de la carrocería incluyendo todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes (NTE INEN 1323, 2009). considerando largueros, travesaños y accesorios correspondientes a la carrocería terminada.

$$M = \text{Carga muerta} \quad (2.5)$$

2.4.2 Cargas vivas de diseño

Son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud, esta se presenta cuando la estructura (McCormac & Cernack, 2012). Para el diseño de la estructura del bastidor se tomó en cuenta una carga a transportar de 1500 kg, la cual se consideró uniformemente distribuida en los respectivos elementos estructurales de la carrocería (NTE INEN 1323, 2009).

$$V = \text{carga a transportar} \quad (2.6)$$

2.4.3 Carga de Frenado

Fuerza producida por el frenado del vehículo, asumiendo una desaceleración mayor o igual a 4m/s^2 .

$$F = \text{carga de frenado} \quad (2.7)$$

2.4.4 Carga de aceleración Brusca

Es la fuerza producida por la aceleración brusca del vehículo. Se calcula aplicando el mismo criterio de la carga de frenado, pero en sentido contrario.

$$A_b = \text{carga de aceleracion brusca} \quad (2.8)$$

2.4.5 Carga de Giro

Esta dependerá de la fuerza centrífuga que se genera cuando el vehículo ingresa a una curva con determinado radio de giro y una velocidad conocida. Esta fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del vehículo a plena carga y su centro de gravedad (NTE INEN 1323, 2009).

$$a_{cen} = \frac{v^2}{R} \quad (2.9)$$

Donde;

V: Velocidad máxima del vehículo. R: Radio de giro máximo

V = 22.2 m/s o 80 km/h se toma la velocidad menor según lo indicado en tabla 2 de NTE INEN 1323 la misma que se muestra en la figura 2.7

R = 250 m según lo indicado en tabla 2 de NTE INEN 1323, este dato es tomado de normas de diseño de carretera y caminos del Ecuador

La aceleración calculada se asignará en la simulación.

Tabla 2.7

Velocidades, radios mínimos y peraltes en carretera

Velocidad (del vehículo) (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
105	500	
110	550	
115	600	
120	700	
125	800	
130	900	7,51
135	1050	6,97
140	1250	6,25
145	1475	5,49
150	1725	4,84

Fuente. (NTE INEN 1323:2009)

2.4.6 Carga Aerodinámica

Es la carga resultante de la fuerza del aire que actúa sobre un área correspondiente a la proyección del vehículo en un plano perpendicular a su eje longitudinal (NTE INEN 1323, 2009).

Se implementará la siguiente fórmula:

$$R_{af} = \left(\frac{1}{2}\right) \times (C_w) \times (\rho) \times A_f \times V^2 \quad (2.10)$$

Donde:

Raf: Carga por resistencia aerodinámica, en (N).

ρ : Densidad del aire, en (kg/m³).

V: Velocidad del aire, en (m/s).

Af: Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en (m²).

Cw: Coeficiente aerodinámico.

2.5 Dimensionamiento de la estructura principal del chasis

2.5.1 Aplicación de cargas en la estructura del remolque

La estructura del chasis está conformada por dos puntos de apoyo los cuales son:

- El primer punto de apoyo se configuró considerando el extremo de la plataforma conectado con la parte motriz que sería la motocicleta.
- El segundo punto de apoyo se encuentra en el eje trasero que soporta la tolva.

Para realizar el estudio de la estructura con las reacciones principales y los momentos flectores se optó por realizar el estudio por medio de una viga con soportes, en donde se colocarán las cargas establecidas, utilizando un programa de elementos finitos se determinó la eficiencia de soporte de la carga en la estructura diseñada.

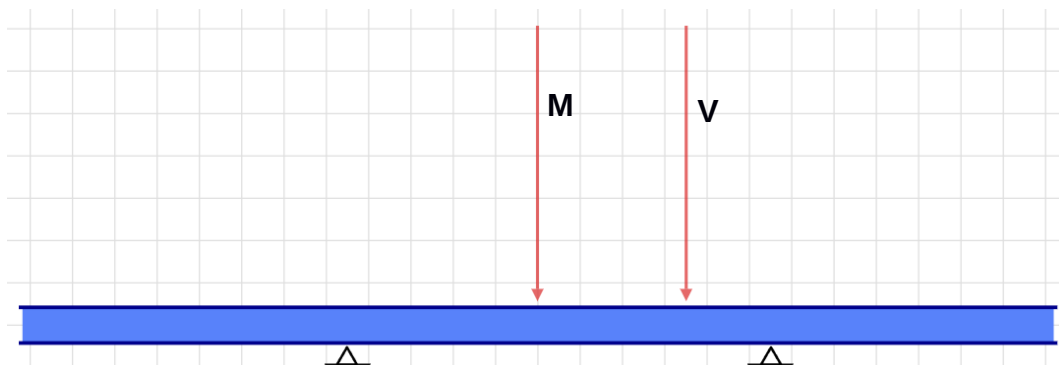
De la misma manera, la estructura está sometida a cargas estáticas como el peso de la estructura del chasis y la carga a transportar. Por otra parte, en el dimensionamiento se consideró los requerimientos propuestos por el cliente de tal manera que cumpla con la normativa local. Finalmente, el dimensionamiento del vehículo cumple con los requerimientos establecidos para las fincas de cacao, debido a las dimensiones que presentan entre plantaciones de cuadrantes de 3x3 metros, permitiendo el fácil acceso al vehículo.

2.5.2 Determinación y aplicación de cargas a la estructura principal en reposo

Como se mencionó anteriormente, para el análisis de las cargas estáticas se lo realizó por medio de una viga, el material utilizado fue el acero ASTM A36 por la accesibilidad y competitividad en costos en el mercado local. Es el material estructural más utilizado para la construcción de estructuras en el mundo, se caracteriza por su alta resistencia, conformabilidad, durabilidad lo que lo hace ideal debido a sus excelentes propiedades mecánicas.

Es necesario destacar la función de los componentes que forman parte de la estructura del chasis, se conforma por largueros y travesaños. Los largueros, son los tubos principales de la estructura, se sitúan a lo largo del vehículo, actuando como vigas longitudinales que proporcionando estabilidad y rigidez necesaria. En cambio, los travesaños tienen una disposición transversal, cruzando los largueros y desempeñando un papel crucial en la conexión y refuerzo de la estructura. Ambos elementos trabajan conjuntamente para garantizar la resistencia y durabilidad del chasis. Además, el análisis de deformación y esfuerzos, necesarios para evaluar la integridad de la estructura, se realizó a través de un programa computacional especializado, lo que permitió obtener resultados precisos para el diseño y optimización del chasis.

Para el análisis se consideró como carga viva los 1500 kg de capacidad de carga del vehículo, esta carga se encuentra distribuida en la tolva por lo que se lo colocará en el centro de esta para su análisis. De igual forma, la carga muerta corresponde al peso total de la carrocería terminada con sus accesorios, tal como se puede observar en la figura 9.



(Explicar esta imagen)

Donde:

M: Carga muerta localizada en la mitad de la viga.

V: Carga viva más una sobrecarga del 10%, se la coloca antes del eje trasero para evitar volcamientos.

Una vez establecido esto, continuamos con la selección del perfil para lo cual se debe de utilizar la relación que existe entre el momento flector máximo y el módulo de Inercia debido a que la distribución de los esfuerzos normales de una sección depende del momento en dicha sección y geometría. Se introdujo el término de módulo de sección elástico para comparar con la ficha técnica del proveedor, de esta manera se elige un perfil adecuado. Además, se consideró un factor de seguridad mayor a 1.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad (2.11)$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo máximo normal.

M_{max} : Momento flector máximo.

S : Módulo de sección elástico.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{F.S} \quad (2.12)$$

S_y : Esfuerzo de fluencia del material (Acero ASTM A36).

$F.S$: Factor de seguridad mayor a 1.

De acuerdo con lo mencionado, solo se realizará el análisis estático para dimensionar los elementos externos como lo son soportes fijos, sistema de suspensión, selección de sistema de frenado.

Capítulo 3

3 Resultados y análisis

3.1 Estructura

La estructura del remolque está conformada por un chasis o bastidor, marco de la plataforma, plancha, anclaje y un sistema de transmisión conformado por un eje con transmisión por cardán, la suspensión por ballesta y neumáticos.

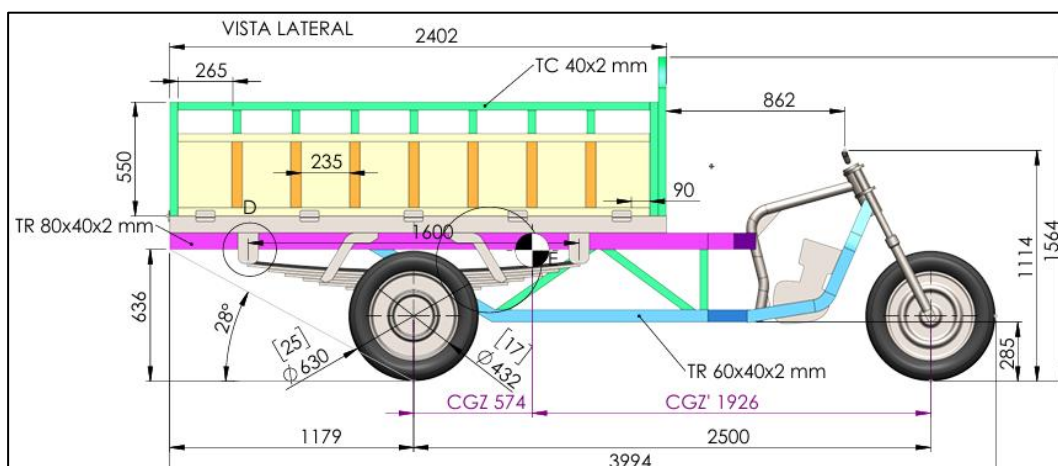
Para evaluar la resistencia de la estructura y obtener un resultado más favorable se optó por realizar dos configuraciones de la tolva:

3.1.1 Diseño A

En el diseño A, el bastidor está confirmado por tuberías con sección rectangular ASTM A36 de (80x40x2) [mm] para la sección de largueros que conforman el chasis o bastidor tal como se muestra en la Figura 3.1 con color morado, la estructura que conforma la unión entre la parte trasera del remolque y la motocicleta con dimensiones de (60x40x2) [mm] de color azul, también dispone de travesaños de refuerzo de color verde entre el chasis y el sistema de sujeción de la moto de perfil cuadrado con dimensiones de (40x2) [mm], la altura del vehículo es de 1564 [mm], un ancho de 1404 [mm] y un largo de 3994 [mm], la base de la tolva está hecha con perfiles en C con dimensiones de (80x40x25x2).

Figura 3.1

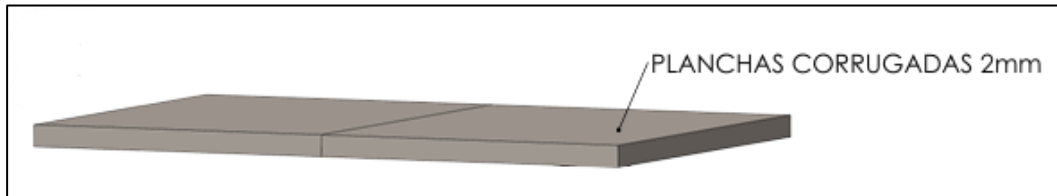
Dimensiones del chasis de la moto cargadora.



Dentro de la tolva se colocó una plancha corrugada de 2mm como se muestra en la figura 3.2.

Figura 3.2

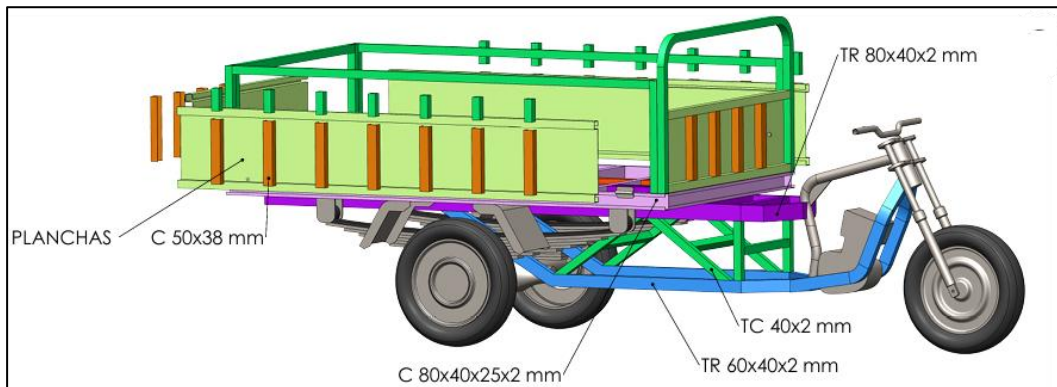
Plancha corrugada para la base de la tolva



Para las paredes de la tolva se utilizaron planchas corrugadas como se observa en la figura 3.3 y las dimensiones que se muestran en la figura 3.4, dentro de esta plancha se colocaron perfiles en C soldados para evitar que se doble, para la estructura de la tolva que soporta a la plancha se seleccionó tubos cuadrados de dimensiones (40x2mm).

Figura 3.3

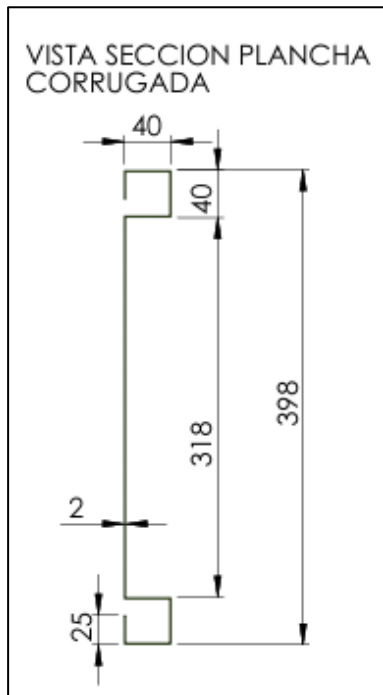
Vista Lateral de las partes de la moto cargadora



Nota. En esta figura se aprecia los perfiles utilizados para la elaboración del diseño

Figura 3.4

Vista de sección de la plancha corrugada



Nota. Se muestra las dimensiones de la plancha corrugada en milímetros.

Centro de gravedad

Se calcula la ubicación del centro de gravedad, con estos datos se puede determinar la distribución de cargas en los ejes, ángulo de inestabilidad lateral y también se analiza si existe una mala distribución con respecto al eje transversal.

Diseño A

En la figura 3.5 se observa el centro de gravedad de la sección lateral, el cual representa el punto en el que se concentra la masa de la parte lateral del vehículo. Este centro de gravedad es crucial por motivo que influye directamente en la estabilidad y el manejo del vehículo, especialmente en curvas y maniobras a alta velocidad. Una ubicación adecuada de este punto puede mejorar la distribución del peso y reducir el riesgo de volcaduras, hay que tener en cuenta que, si el centro de gravedad va más allá del eje trasero, el riesgo por volcadura aumenta. Este caso se vuelve crítico cuando se sube por una pendiente generándose un punto de apoyo insuficiente en la rueda delantera haciendo que el vehículo pierda tracción. Por otro lado, en la figura 3.6 se muestra

el centro de gravedad de la sección frontal. Este punto se refiere a la concentración de la masa en la parte delantera, y también es un factor determinante en la conducción, afectando la distribución del peso entre los ejes delantero y trasero. El centro de gravedad frontal tiene un impacto significativo en la tracción, el frenado y la respuesta ante cambios de dirección, siendo esencial en el diseño para garantizar un comportamiento seguro y predecible bajo diversas condiciones de manejo.

Figura 3.5

Vista lateral del vehículo Diseño A

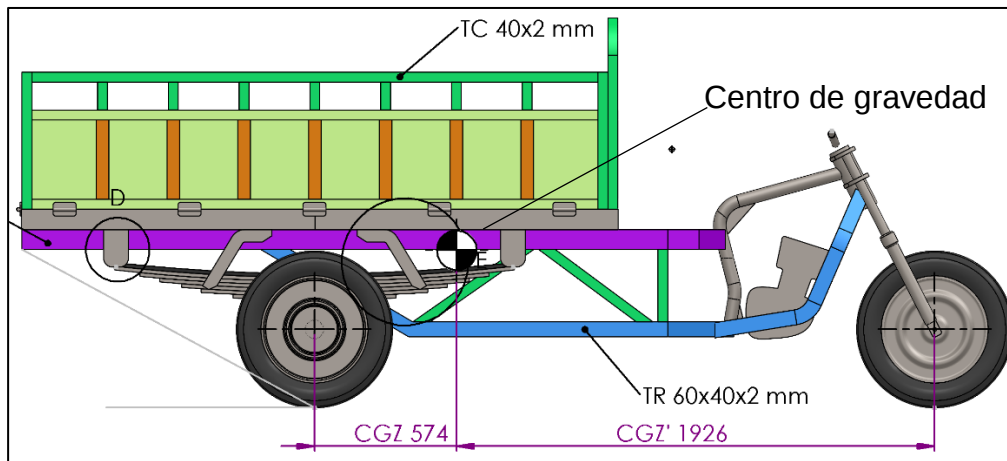
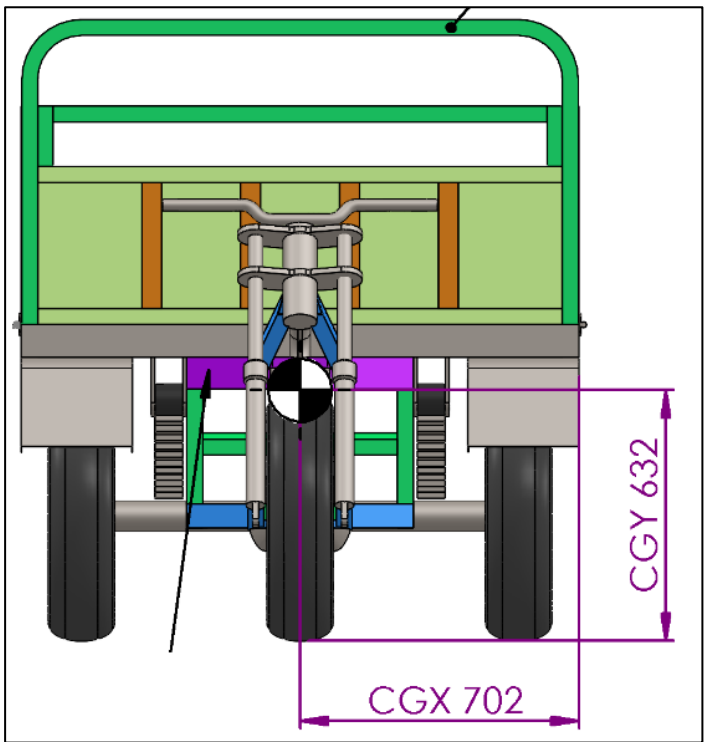


Figura 3.6
Vista frontal del vehículo Diseño A



En la tabla 3.1 se detallan los valores obtenidos mediante simulación del centro de gravedad mostrados en la figura 3.5 y 3.6.

Tabla 3.1
Ubicación del centro de gravedad en la vista lateral y frontal del vehículo

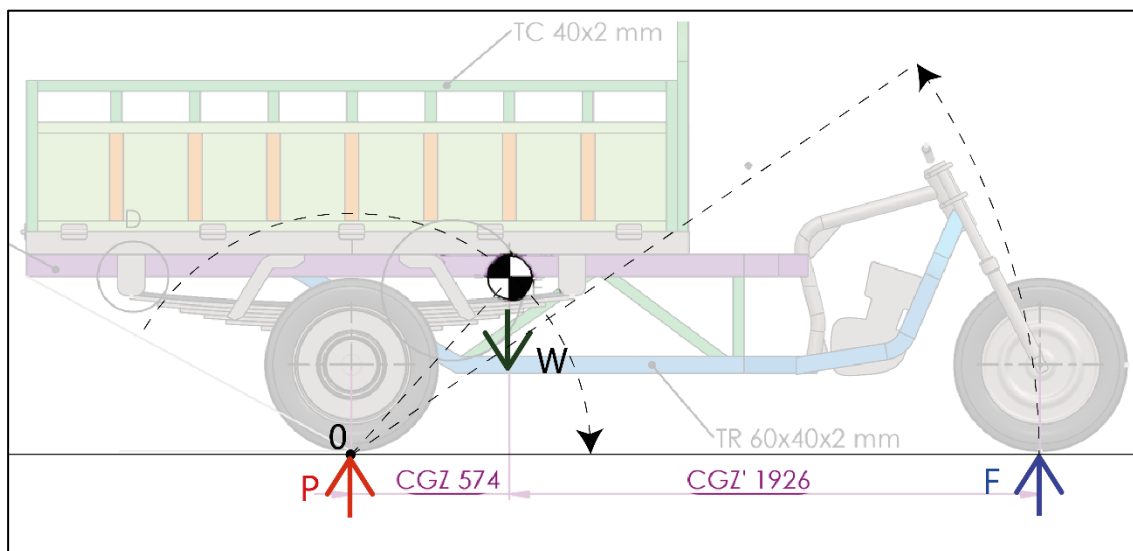
Diseño A		
Ubicación del centro de gravedad	Dimensión mm	Observación
Posición transversal medido desde la parte más saliente proyectada frontalmente CGX	702	Se encuentra en la mitad del vehículo
Posición longitudinal medida desde el eje frontal al CG CGZ'	1926	

Posición longitudinal medida desde el eje posterior al CG CGZ	574
Altura del centro de gravedad medido desde piso al CG CGY	632

En la figura 3.7 se observa cómo se distribuyen las cargas en los ejes, se emplea esto debido a que si una fuerza se encuentra concentrada en un área va a ocasionar un mayor momento y esto aumentaría el riesgo de volteo del vehículo. Es decir, el centro de masa o centro de gravedad (CG) debe de estar dentro de la base de apoyo es decir entre la fuerza P y F, en caso de que el CG se desplace fuera de esta área el vehículo estará propenso a vuelcos.

Figura 3.7

Distribución de carga en los ejes Diseño A



Una vez calculado el centro de gravedad, se procede a colocar las fuerzas de reacción valores que son de vital importancia para la selección de componentes clave como los neumáticos

traseros y el delantero, para la elección del motor según la potencia necesaria y la suspensión. En la tabla 3.2 se muestran los resultados obtenidos del análisis estático realizado.

Tabla 3.2

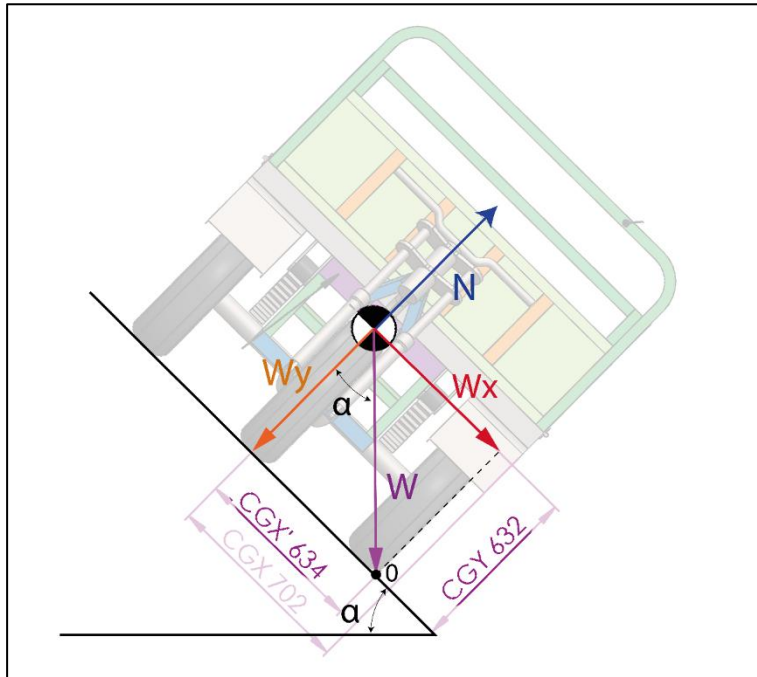
Resultado de la distribución de carga en los ejes

Fuerzas	Resultado
Peso (W)	8785.7 N
Fuerza (F)	2017.1 N
Fuerza (P)	6768.6 N

Por medio de las sumatorias de momento es posible calcular el ángulo de inestabilidad lateral, es decir se podrá obtener el ángulo máximo que el vehículo podrá soportar antes de experimentar el vuelco. En la figura 3.8 se muestra el vehículo con una inclinación α , con el fin de determinar el ángulo máximo antes de que ocurra el vuelco, se realiza un análisis estático en donde las fuerzas involucradas se calculan a partir del centro de gravedad anteriormente determinado. Se fija la normal con un valor de cero ya que cuando tiene ese valor el vehículo se vuelca, dando como resultado un ángulo de 45° , lo que resulta correcto a lo indicado por Ministerio de Agricultura y Ganadería en la Guía 2 ‘Selección del sitio para el cultivo de Cacao’, el cual indica que el terreno en zonas agrícolas de cacao por cada 10 metros de avance horizontal se suben 3 metros dando como resultado una pendiente de $13,5^\circ$ con un máximo del 30% lo que equivale a un ángulo de 18° .

Figura 3.8

Angulo de inestabilidad lateral



Análisis Estructural

Para validar los diseños de los modelos, se analiza la resistencia estructural mediante el método de cargas combinadas ASD (Allowable Strength Design) detallado en el apartado 5.1.2.1 de la NTE INEN 1323:2009 mencionado en el capítulo 2 sección 2.4. Este método combina las cargas generadas durante el funcionamiento normal del vehículo, las cuales son simuladas en un software que implementa el método de elementos finitos. Según lo indicado en el literal 5.1.4, la estructura debe garantizar que existan únicamente deformaciones elásticas en todos los componentes de la carrocería y que sean igual o menor a $1/240$ de su longitud. Esto implica que se evaluará tanto el esfuerzo combinado máximo como la deformación máxima generada.

Teniendo en cuenta las variables a utilizar tenemos:

La carga muerta (M)

El modelo está diseñado para cargar 1500 Kg por esta razón la carga muerta será considerado para dicho valor, adicionalmente en la simulación se agrega la aceleración de la gravedad para que actúe como carga de los componentes estructurales.

Carga viva (V)

El vehículo estará tripulado por una persona, por esta razón la carga viva será 75 kg que representa el peso promedio de una persona.

Carga de giro (G)

Para análisis de la carga de giro, se calcula la aceleración centrípeta máxima que el vehículo experimentara al circular por una curva, de la ecuación 2.9 dando una aceleración centrípeta a_{cen} igual a 1.971 m/s^2 .

Carga de frenado (F) y carga de aceleración brusca (Ab)

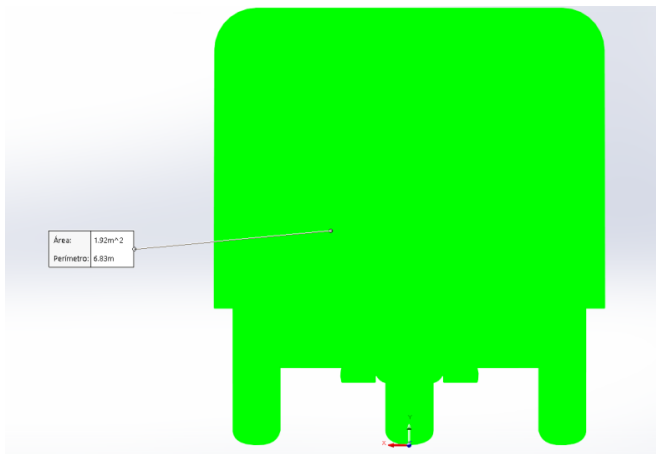
En la simulación se agrega la aceleración de 4 m/s^2 para frenado y aceleración brusca, para el análisis se varía la dirección considerando como la carga de frenado positiva y la aceleración brusca negativa.

Carga aerodinámica (Raf)

Se considera un coeficiente aerodinámico de 1 para obtener la carga aerodinámica más alta posible, con el fin de analizar las condiciones críticas de la estructura. Se dibuja el área de proyección frontal del vehículo, dibujando una superficie que delimita el modelo proyectado frontalmente y se calcula el área correspondiente, el área calculada es de 1.92 m^2 , tal como se muestra en la figura 3.9.

Figura 3.9

Área frontal del Vehículo



Nota. Área analizada utilizando programas computacionales

Las variables involucradas en el cálculo de la carga aerodinámica son: el área de proyección frontal del vehículo $1,92 \text{ m}^2$, la densidad del aire considera para el análisis es de $1,2 \text{ kg/m}^3$ y la velocidad máxima del vehículo va a ser de 80 km/h o $22,2 \text{ m/s}$ como se muestra en la tabla 2.7.

Según el método ASD (Allowable strength design) los resultados que se obtuvieron realizando las 8 combinaciones mediante el análisis de elementos finitos fueron los que se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3

Combinación de Cargas según el Método ASD (Allowable strength design)

Combinaciones	Esfuerzo MPa	Deformación total	Factor de
ASD		mm	seguridad
1	112,08	0.76	2.23
2	111,9	0.75	2.23
3	114,4	0.75	2.18
4	93,0	0.72	2.6
5	91,3	0.72	2.73
6	94,1	0.72	2.65
7	98,6	0.72	2.53
8	96,9	0.72	2.57

En ANSYS, la escala de colores en las simulaciones de deformación y esfuerzo máximos se utiliza para representar visualmente los resultados de las simulaciones, facilitando la interpretación de cómo se distribuyen estos valores a lo largo de la estructura.

Deformación Máxima:

La figura 3.10 muestra la escala de colores de la deformación máxima, se observa las áreas de la estructura que han experimentado las mayores y menores deformaciones bajo las condiciones

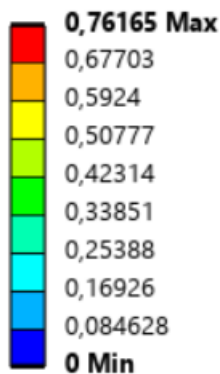
donde se aplican las cargas. Los colores cálidos (rojo, naranja, amarillo) indican las áreas de mayor deformación. Los colores fríos (azul, verde) indican las áreas con menor deformación.

Esto te permite identificar rápidamente las zonas más susceptibles a deformaciones excesivas, lo cual podría llevar a fallos estructurales si no se controla adecuadamente.

Figura 3.10

Escala de colores deformación total

A: ASD 1
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
29/1/2025 11:30



Esfuerzo Máximo:

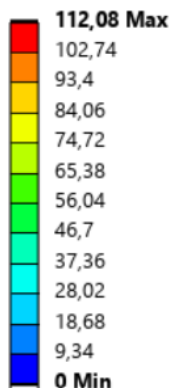
La figura 3-35 muestra la escala de colores del esfuerzo máximo, se utiliza para representar la distribución de los esfuerzos en el material, es decir, las fuerzas internas generadas por las cargas aplicadas. Los colores cálidos (rojo, naranja, amarillo) indican las áreas con mayores esfuerzos, lo cual puede ser crítico para evaluar si el material está bajo riesgo de falla o si los valores de esfuerzo superan la resistencia del material. Los colores fríos (azul, verde) indican las áreas con esfuerzos más bajos.

Las zonas rojas, por ejemplo, pueden indicar que el material está sometido a esfuerzos cercanos o superiores a su resistencia, lo que podría provocar fracturas o fallos si no se toman las medidas adecuadas (como aumentar el grosor de las paredes o mejorar el material).

Figura 3.11

Escala de colores esfuerzo máximo

A: ASD 1
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1 s
Custom Obsolete
29/1/2025 11:51



A continuación, desde la figura 3.12 hasta la figura 3.27 muestran la simulación por elementos finitos de cada una de las combinaciones mostradas en la tabla 3.3. Lo que se quiere demostrar es que la estructura resista los esfuerzos determinados en base a cada una de las combinaciones. Para poder obtener el factor de seguridad se utilizó el esfuerzo máximo permisible obtenido de la simulación comparándolo con el esfuerzo máximo permisible del material ‘ASTM A36’ de 250 MPa.

En la tabla 3.3 se presentan los resultados de las 8 combinaciones, que permitirá obtener el promedio de los valores de deformación generados en la estructura por la carga de 1500 kg siendo de 0,734 mm. Según la normativa NTE INEN 1323 literal 5.1.4 establece que las cargas combinadas deben alcanzar una deformación elástica menor o igual a $\frac{1}{240}$ la longitud del vehículo, por lo tanto, el valor que se obtuvo como resultado de 0,734 mm debe ser menor o igual a 15,329 mm. Por ende, se cumple lo indicado en la normativa por lo cual, el diseño propuesto será capaz de soportar la carga de 1500kg.

Figura 3.12

Combinación ASD 1 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

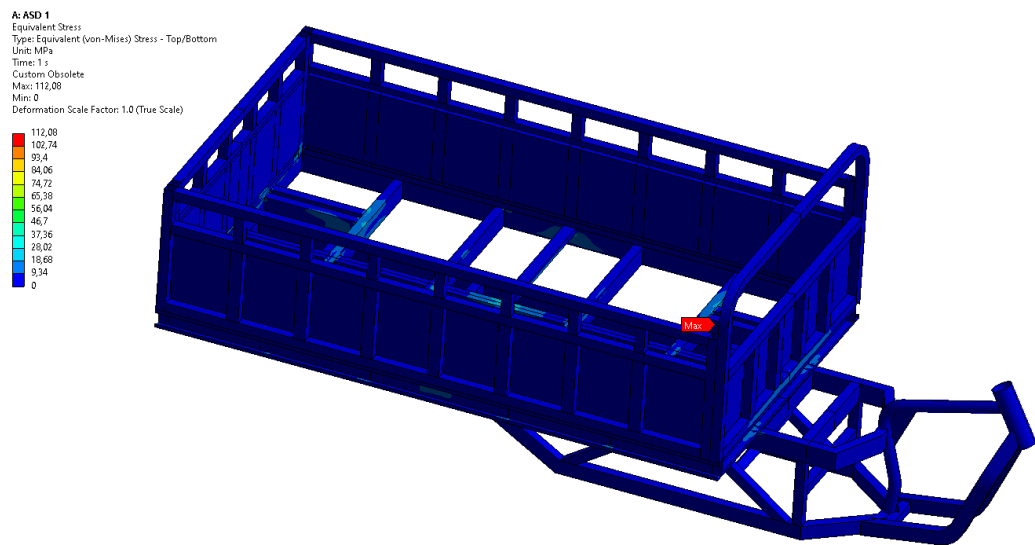


Figura 3.13

Combinación ASD 1 – Deformación Total

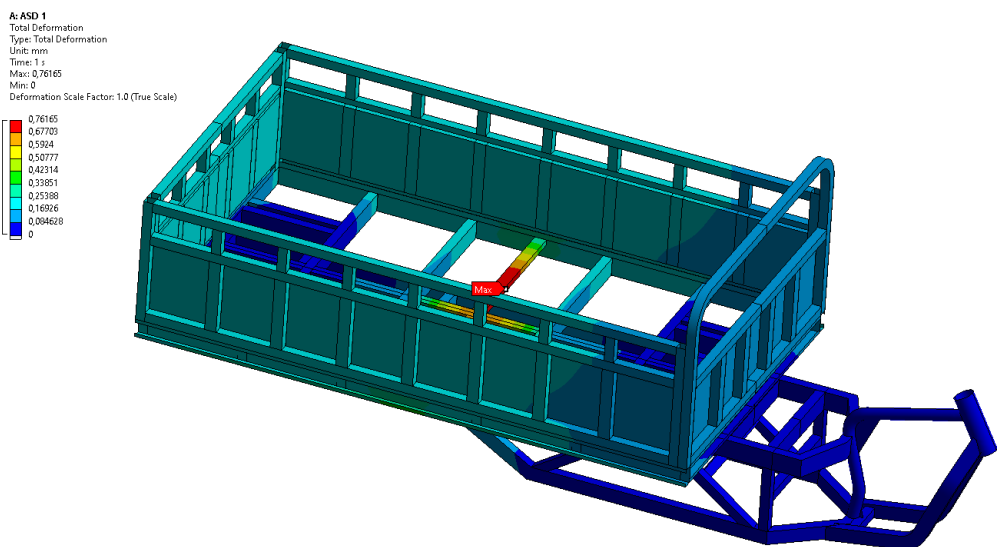


Figura 3.14
Combinación ASD 2 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

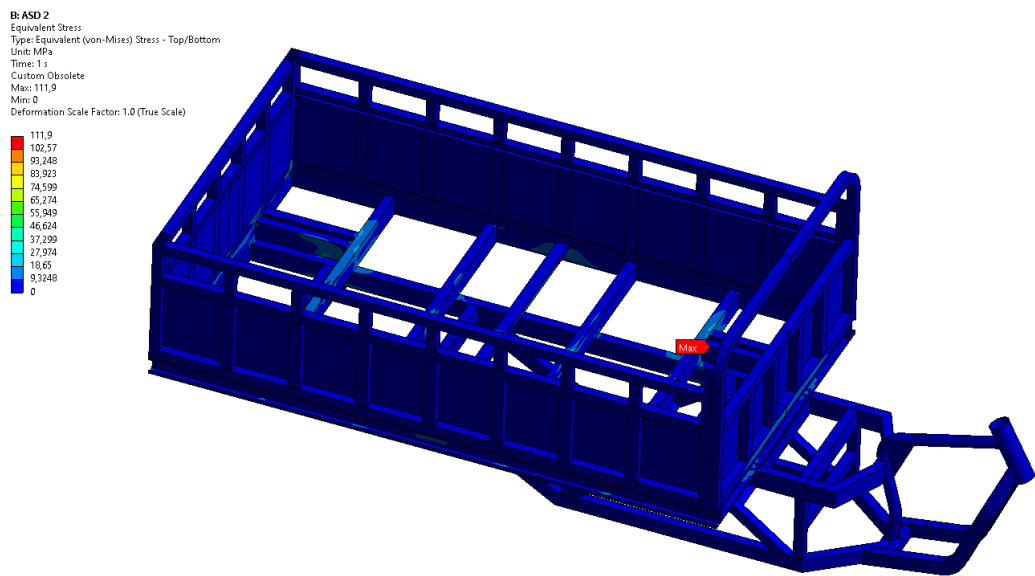


Figura 3.15
Combinación ASD 2 – Deformación Total

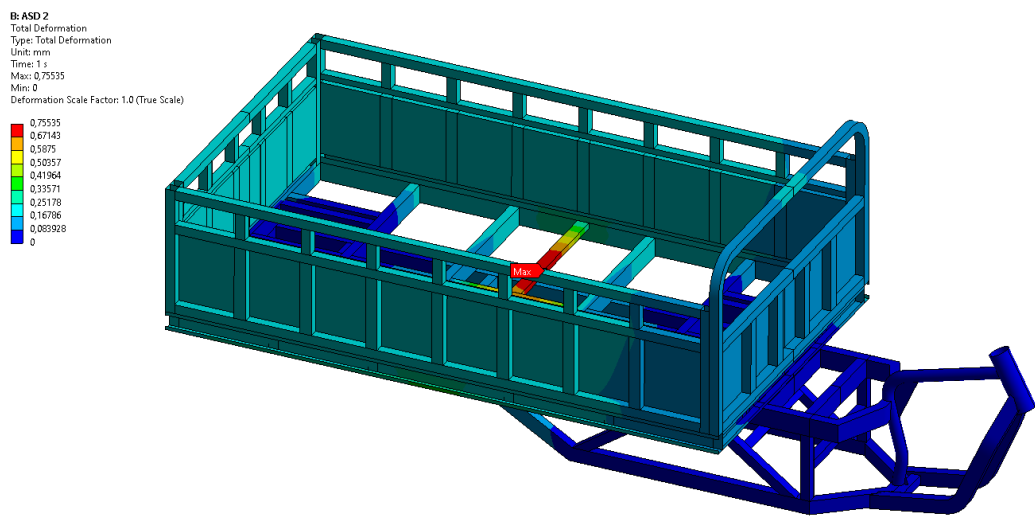


Figura 3.16
Combinación ASD 3 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

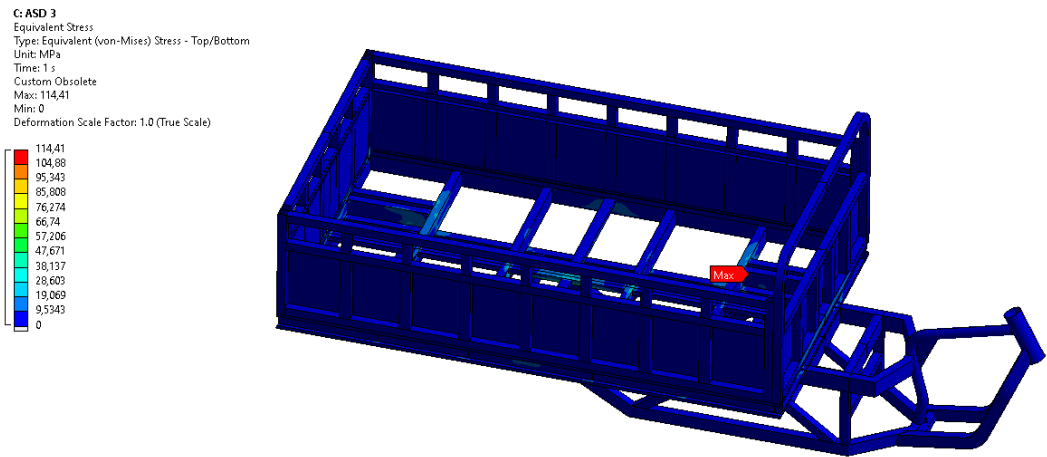


Figura 3.17
Combinación ASD 3 – Deformación Total

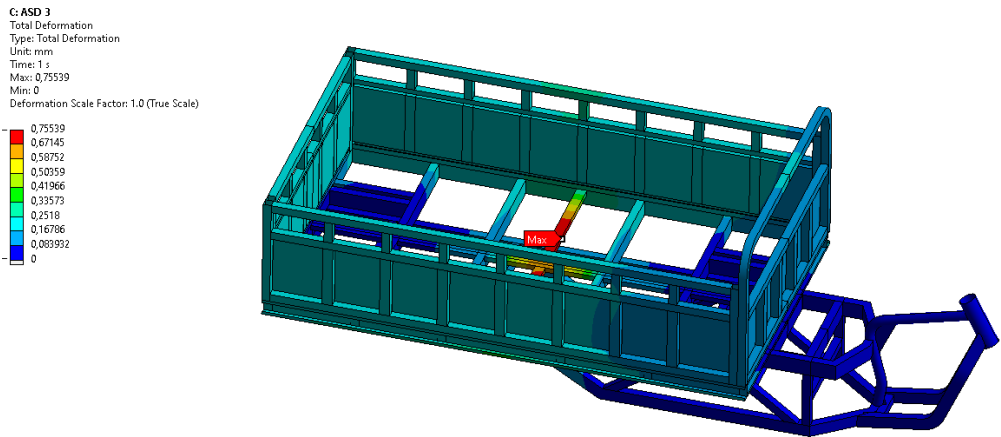


Figura 3.18
Combinación ASD 4 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

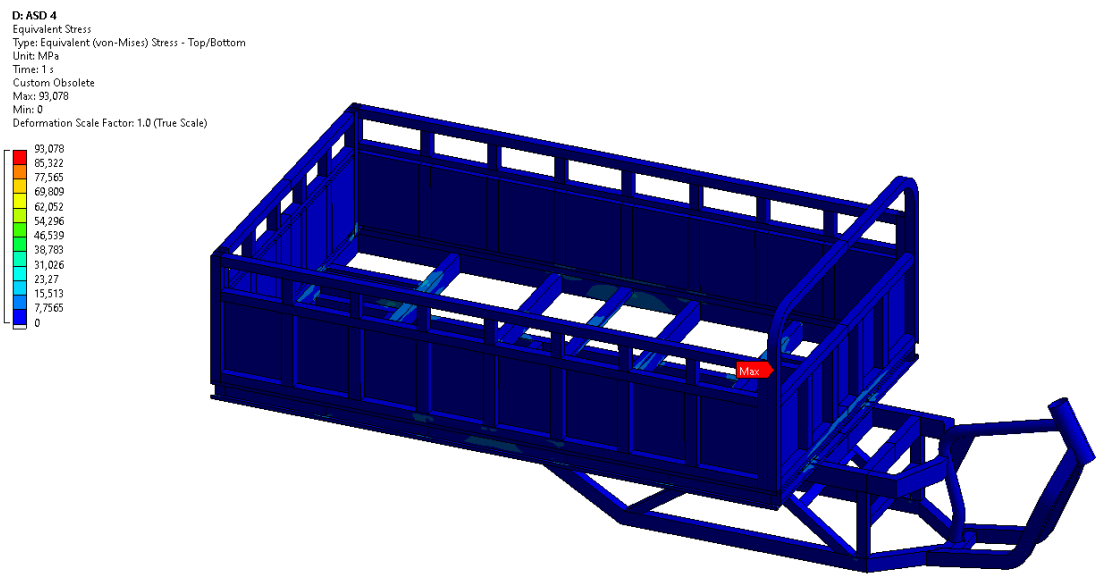


Figura 3.19
Combinación ASD 4 – Deformación Total

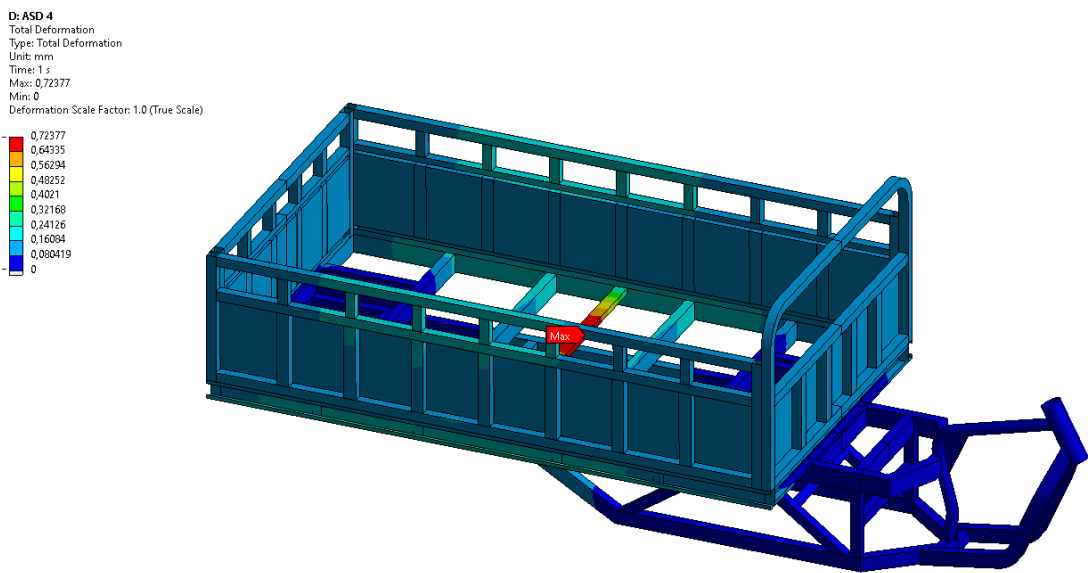


Figura 3.20
Combinación ASD 5 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

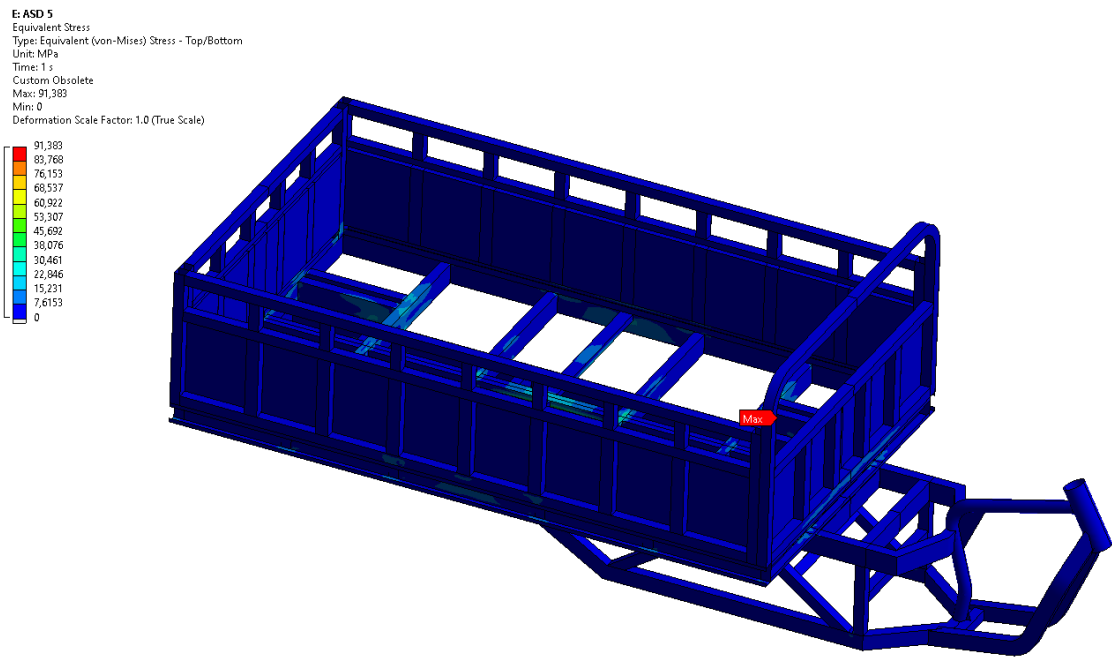


Figura 3.21
Combinación ASD 5 – Deformación Total

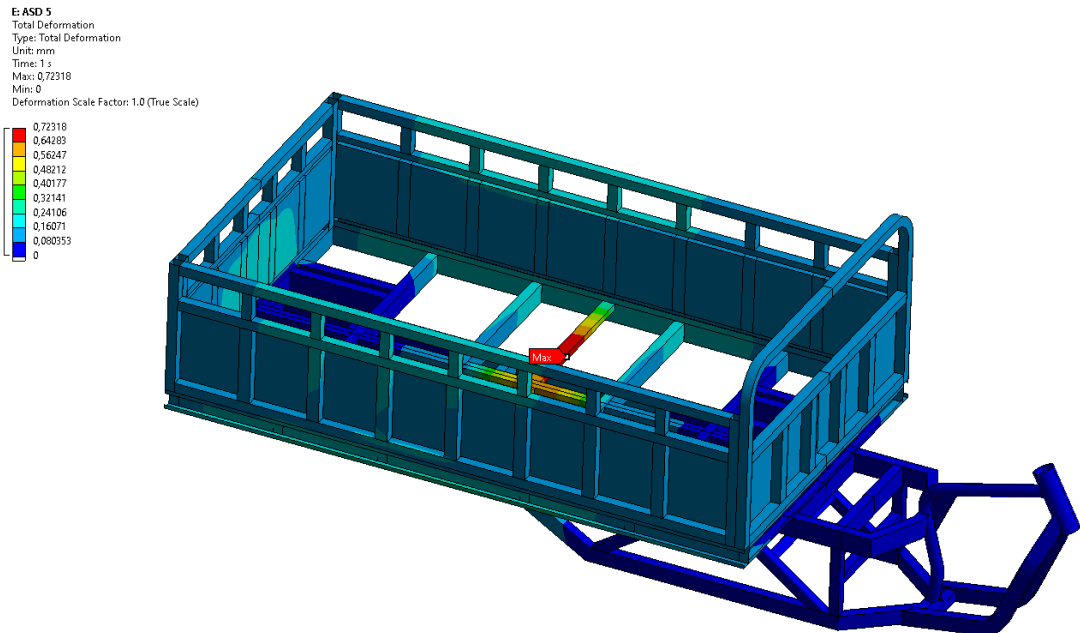


Figura 3.22
Combinación ASD 6 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

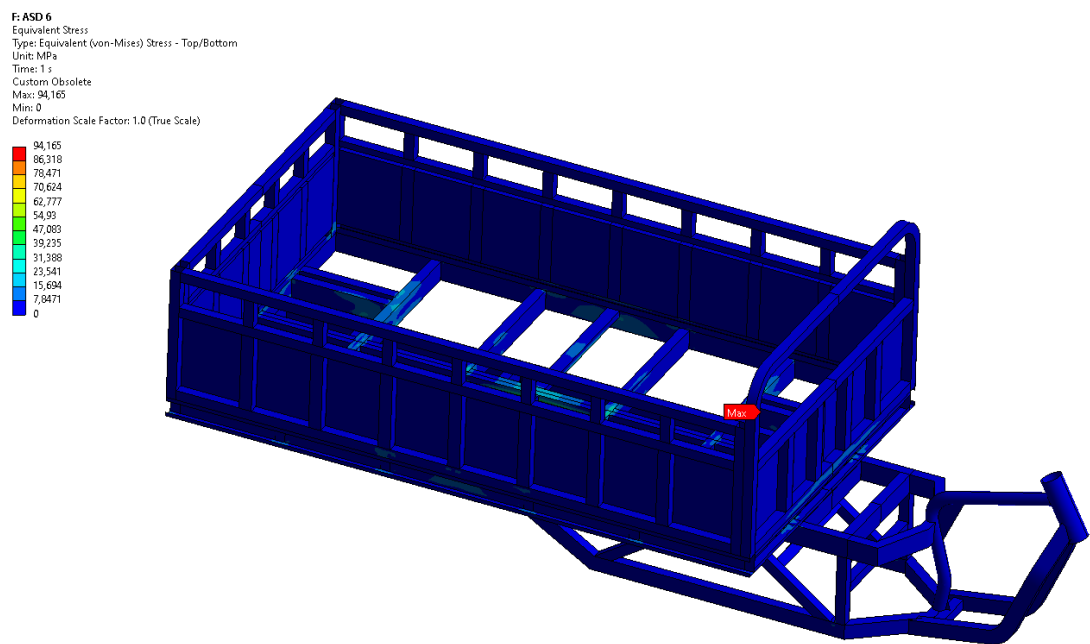


Figura 3.23
Combinación ASD 6 – Deformación Total

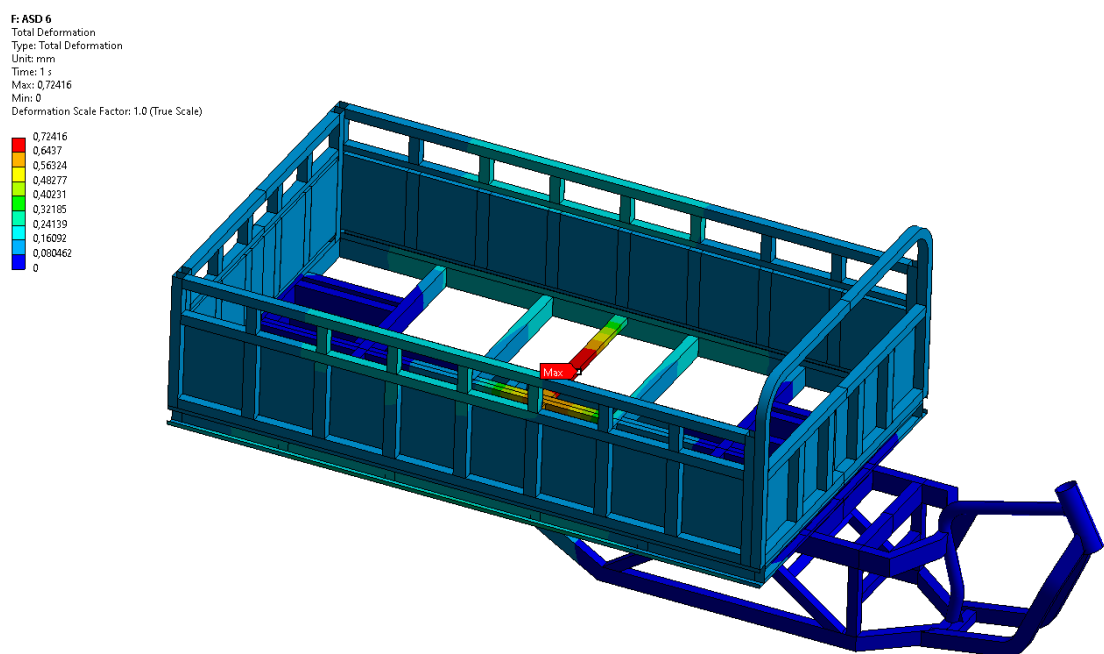


Figura 3.24
Combinación ASD 7 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

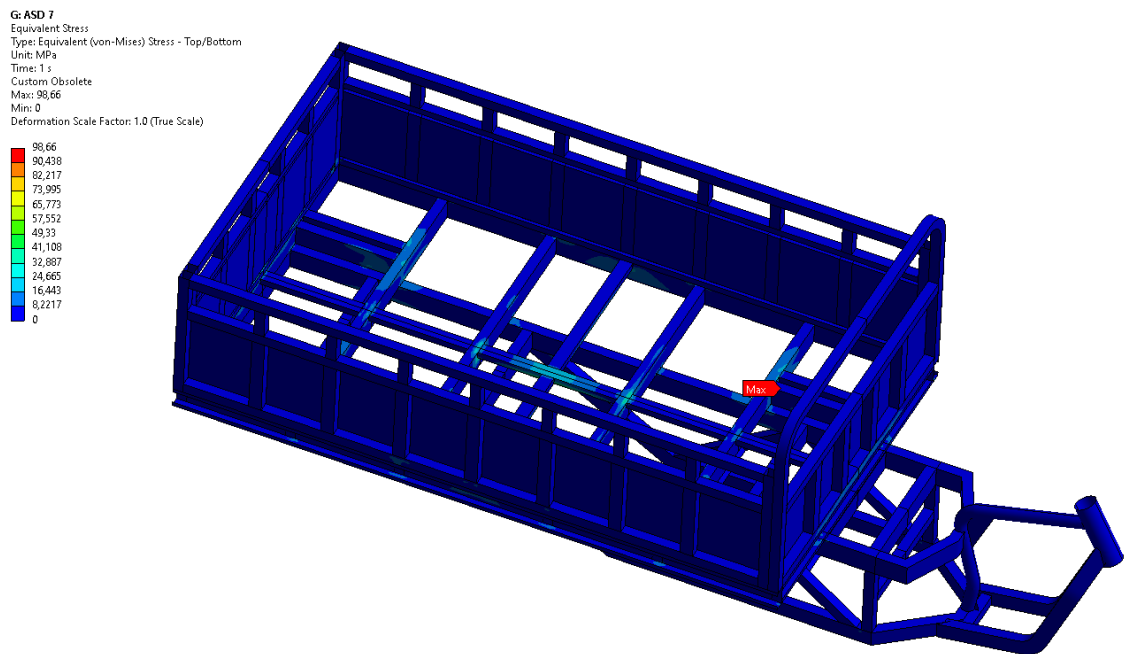


Figura 3.25
Combinación ASD 7 – Deformación Total

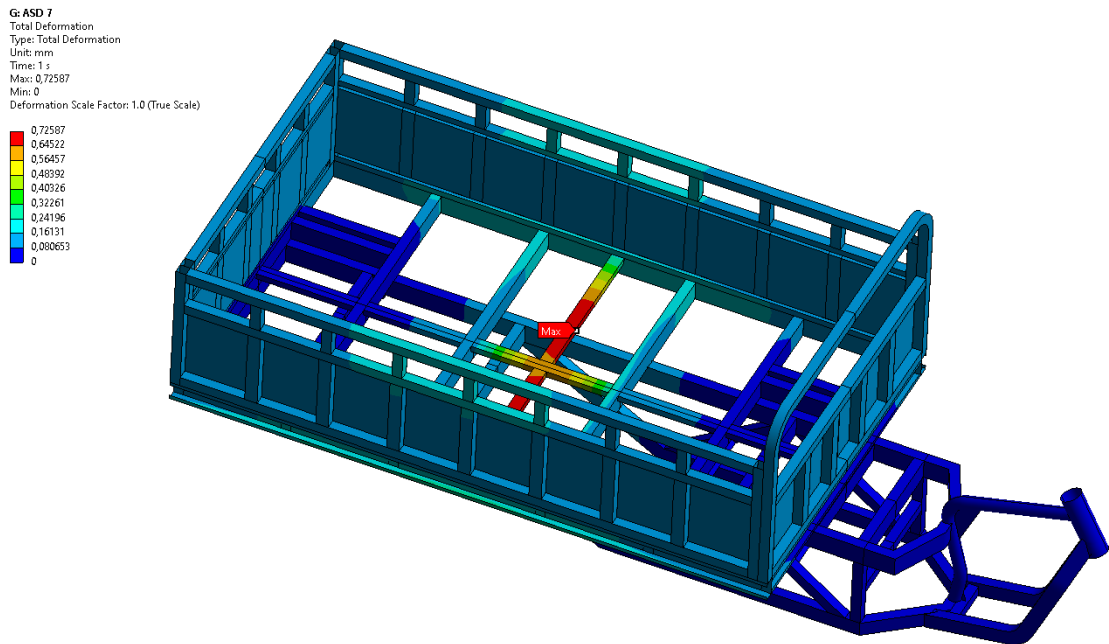


Figura 3.26
Combinación ASD 8 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

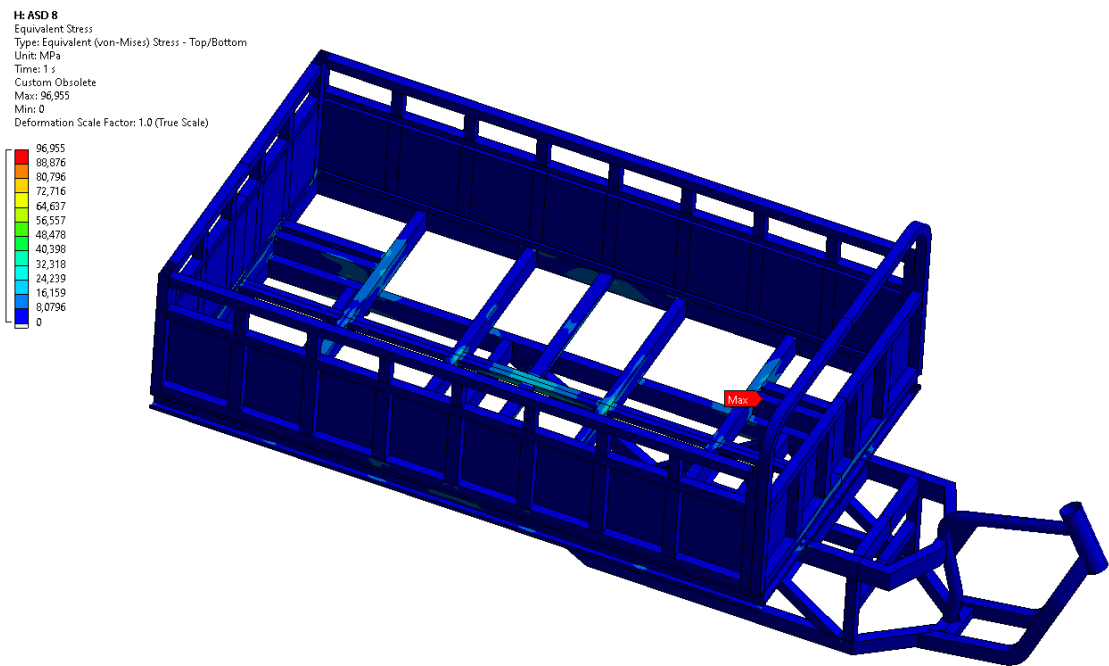
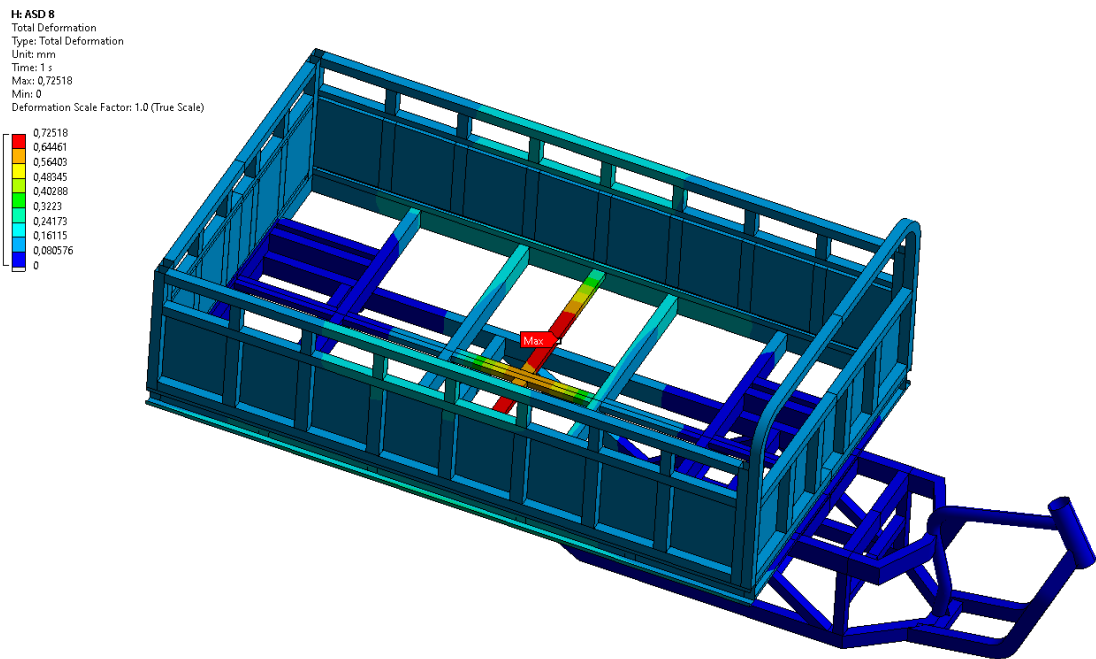


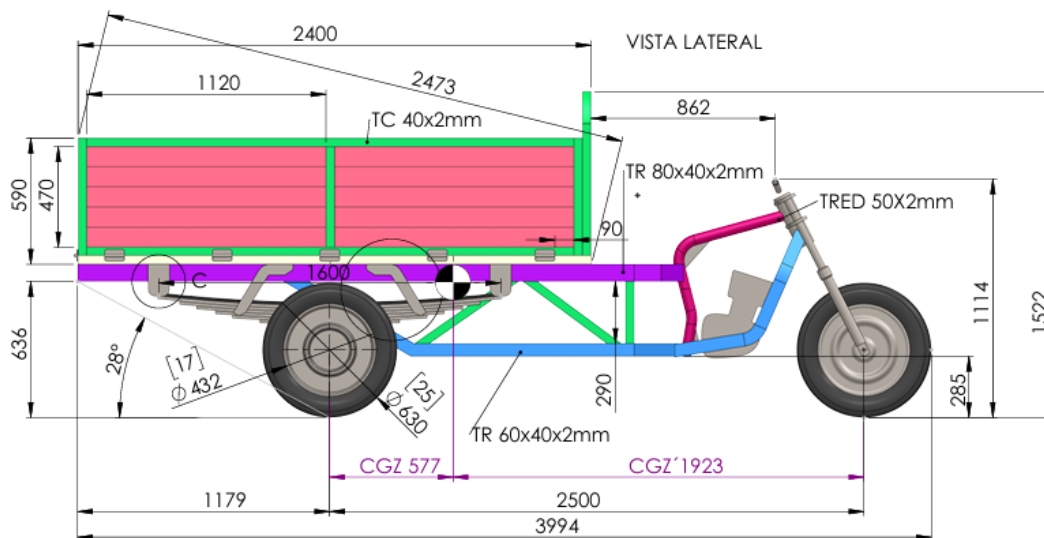
Figura 3.27
Combinación ASD 8 – Deformación Total



3.1.2 Diseño B

En el diseño B, el bastidor está confirmado por tuberías con sección rectangular ASTM A36 de (80x40x2) [mm] para la sección de largueros que conforman el chasis o bastidor tal como se muestra en la Figura 3.28 con color morado, la estructura que conforma la unión entre el remolque y la motocicleta con dimensiones de (60x40x2) [mm] de color azul, también dispone de travesaños de refuerzo en configuración triangular de color verde entre el chasis y el sistema de sujeción de la moto de perfil cuadrado con dimensiones de (40x2) [mm], la altura del vehículo es de 1522 [mm], un ancho de 1400 [mm] y un largo de 3994 [mm].

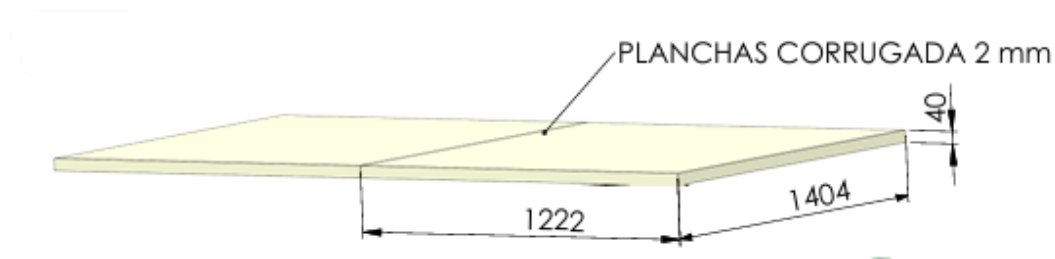
Dimensiones del diseño B de la moto cargadora



Dentro de la tolva se colocó dos planchas corrugadas de 2mm como se muestra en la figura 3.29, en este modelo la base del chasis no dispone de una base en donde una plancha entera pueda estar sin deformarse por lo que se optó por utilizar dos planchas de 40 mm de espesor.

Figura 3.29

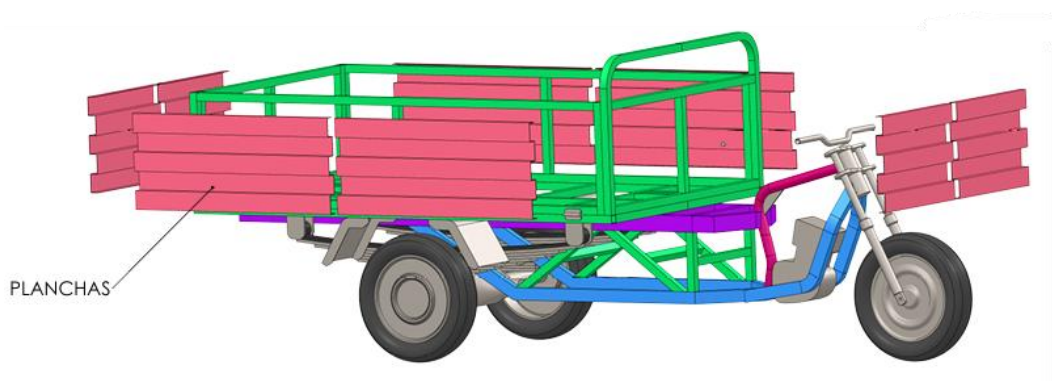
Plancha corrugada para la base de la tolva Diseño B



Para las paredes de la tolva se utilizaron planchas corrugadas como se observa en la figura 3.30, las dimensiones que se muestran en la figura 3.31, como se puede observar las paredes de la tolva se encuentran divididas por un tubo cuadrado a la mitad, por lo que en este diseño se prefirió colocar planchas corrugadas con mayor firmeza, separándola en dos y de esta manera tener mayor rigidez y evitar que la plancha se doble.

Figura 3.30

Vista Lateral de las partes de la moto cargadora Diseño B

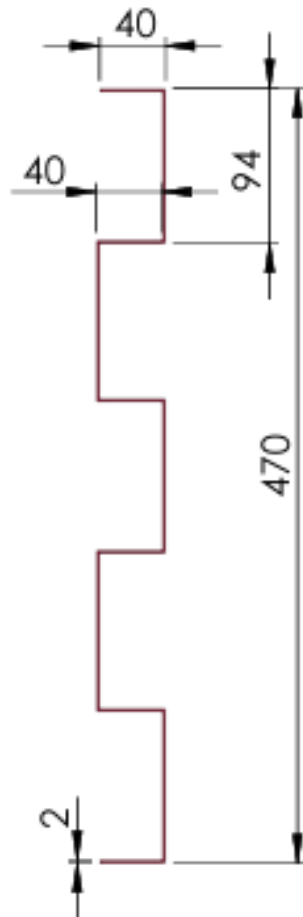


Nota. En esta figura se aprecia los perfiles utilizados para la elaboración del diseño

Figura 3.31

Vista de sección de la plancha corrugada

SECCION PLANCHA CORRUGADA



Nota. Se muestra las dimensiones de la plancha corrugada

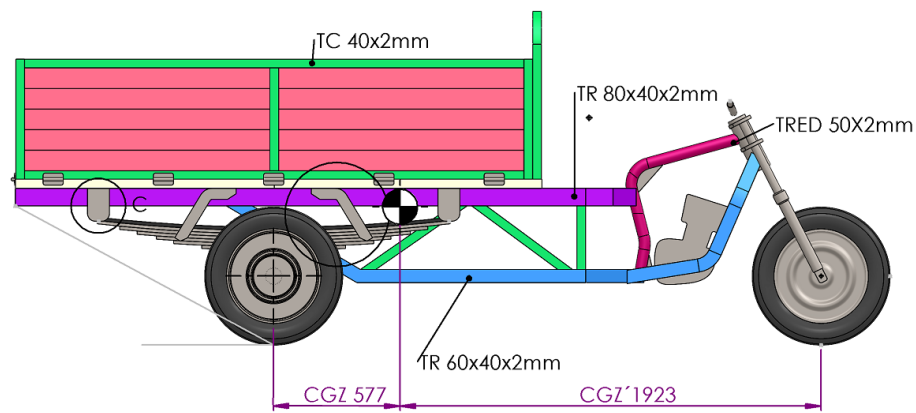
Centro de gravedad y Cálculo del ángulo de volcamiento

De la misma forma que se obtuvo el centro de gravedad en el Diseño A se lo realizó en el Diseño B, teniendo en cuenta la importancia del centro de gravedad para determinar las fuerzas de reacción y cálculo del ángulo de inestabilidad.

La figura 3.32 muestra la distancia del eje delantero y trasero en relación con el centro de gravedad. De igual manera, en la figura 3.33 se observa la posición del centro de gravedad.

Figura 3.32

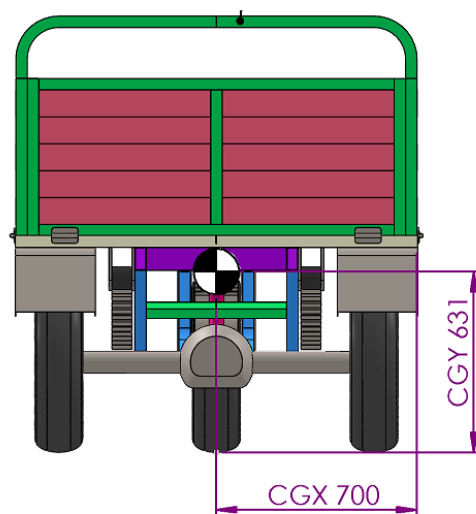
Vista lateral del vehículo Diseño B



Nota. Dimensiones de los ejes en relación con el centro de gravedad

Figura 3.33

Vista frontal del vehículo Diseño B



En la tabla 3.4 se detallan los valores obtenidos mediante simulación del centro de gravedad mostrados en la figura 3.32 y 3.33.

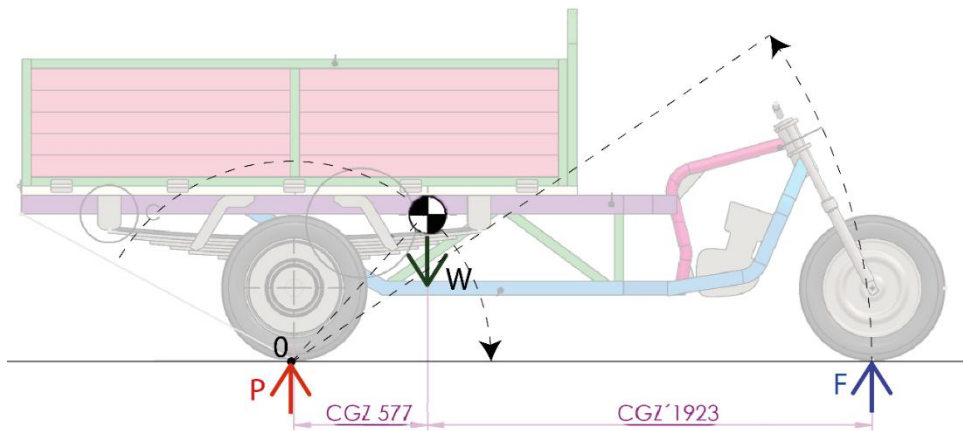
Tabla 3.4*Ubicación del centro de gravedad en la vista lateral y frontal del vehículo*

Diseño B		
Ubicación del centro de gravedad	Dimensión mm	Observación
Posición transversal medido desde la parte más saliente proyectada frontalmente CGX	700	Se encuentra en la mitad del vehículo
Posición longitudinal medida desde el eje frontal al CG CGZ'	1923	
Posición longitudinal medida desde el eje posterior al CG CGZ	577	
Altura del centro de gravedad medido desde piso al CG CGY	631	

En la figura 3.34 se observa cómo se distribuyen las cargas en los ejes, el centro de gravedad debe ubicarse dentro de la base de apoyo, es decir, entre las fuerzas P y F. Si el centro de gravedad se desplaza fuera de esta área el vehículo se vuelve susceptible a volcarse.

Figura 3.34

Distribución de carga en los ejes



Se procede a colocar las fuerzas de reacción valores que son de vital importancia para la selección de componentes clave como los neumáticos traseros y el delantero, para la elección del motor según la potencia necesaria y la suspensión. En la tabla 3.5 se muestran los resultados obtenidos del análisis estático realizado.

Tabla 3.5

Resultado de la distribución de carga en los ejes

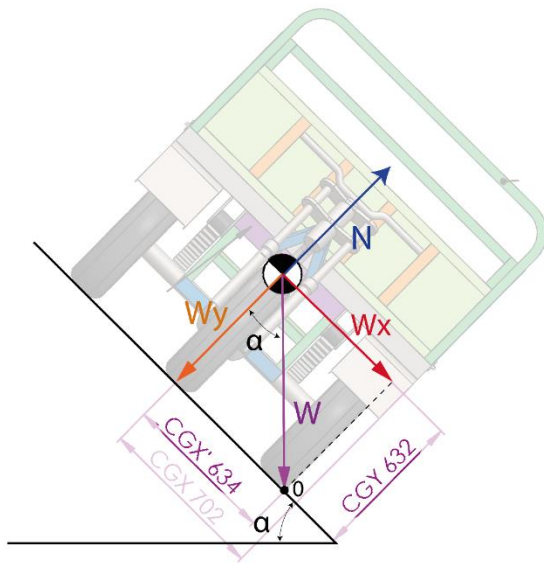
Fuerzas	Resultado
Peso (W)	8825.8 N
Fuerza (F)	2036.9 N
Fuerza (P)	6788.8 N

De igual forma que el Diseño A se realiza la sumatoria de momento, es posible calcular el ángulo de inestabilidad lateral, ángulo máximo que el vehículo va a soportar antes de volcarse. En la figura 3.35 se muestra el vehículo con una inclinación α , con el fin de determinar el ángulo máximo antes de que ocurra el vuelco, se realiza un análisis estático en donde las fuerzas involucradas se calculan a partir del centro de gravedad anteriormente determinado. Se fija la normal con un valor de cero ya que cuando tiene ese valor el vehículo se vuelca, dando como resultado un ángulo de 45° .

En los dos diseños analizados, se encontró que la diferencia máxima en la posición del centro de gravedad es de 3 mm. Esto indica que ambos diseños presentan valores similares en cuanto al ángulo inestable lateral y la distribución de cargas en los ejes. Por lo tanto, la ubicación del centro de gravedad no es un parámetro determinante para definir si un diseño es mejor al otro.

Figura 3.35

Ángulo de inestabilidad lateral Diseño B



A continuación, desde la figura 3.36 hasta la figura 3.51 muestran la simulación por elementos finitos de cada una de las combinaciones, como se muestra en la tabla 3.6. Lo que se quiere demostrar que la estructura resista los esfuerzos determinados en base a cada una de las combinaciones.

Teniendo en cuenta la tabla 3.6 hacemos un promedio de los valores de deformación generados en la estructura por la carga de 1500 kg siendo de 0,181 mm. Según la normativa NTE INEN 1323 literal 5.1.4 establece que las cargas combinadas deben alcanzar una deformación elástica menor o igual a $1/240$ la longitud del vehículo, por lo tanto, el valor que se obtuvo como resultado de 0,181 mm debe ser menor o igual a 16,64 mm. Por ende, se cumple lo indicado en la normativa por lo cual, el diseño propuesto es capaz de soportar la carga de 1500kg.

Según el método ASD (Allowable strength design) los resultados que se obtuvieron realizando las 8 combinaciones mediante el análisis de elementos finitos fueron los siguientes:

Tabla 3.6

Combinación de Cargas según el Método ASD (Allowable strength design)

Combinaciones ASD	Esfuerzo MPa	Desplazamiento mm	Factor de seguridad
1	66.1	0.18	3.7
2	66.0	0.18	3.7
3	67.3	0.2	3.7
4	67.4	0.18	3.7
5	68.2	0.18	3.6
6	66.9	0.18	3.7
7	64.7	0.17	3.8
8	65.5	0.18	3.8

Los resultados de cada una de las combinaciones luego de emplear elementos finitos fueron:

Figura 3.36

Combinación ASD 1 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

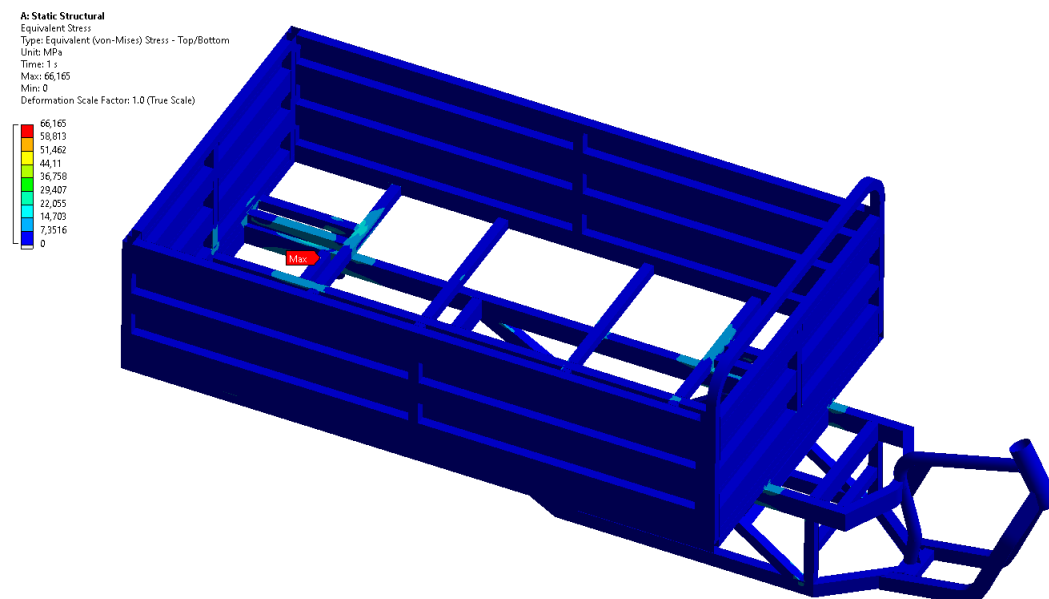


Figura 3.37

Combinación ASD 1 – Deformación Total

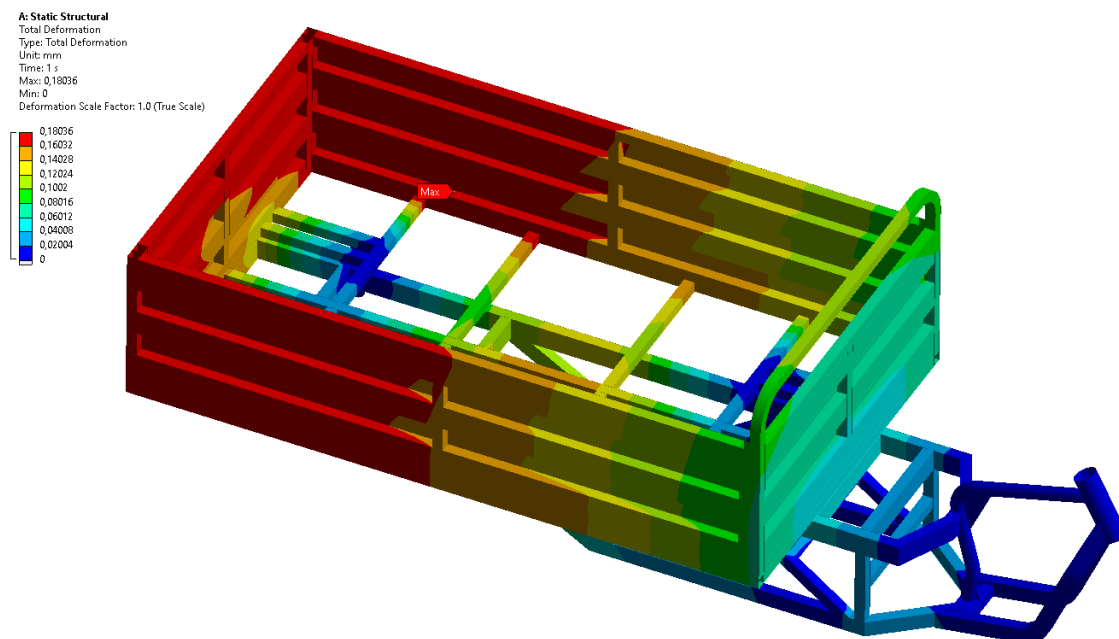


Figura 3.38

Combinación ASD 2 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

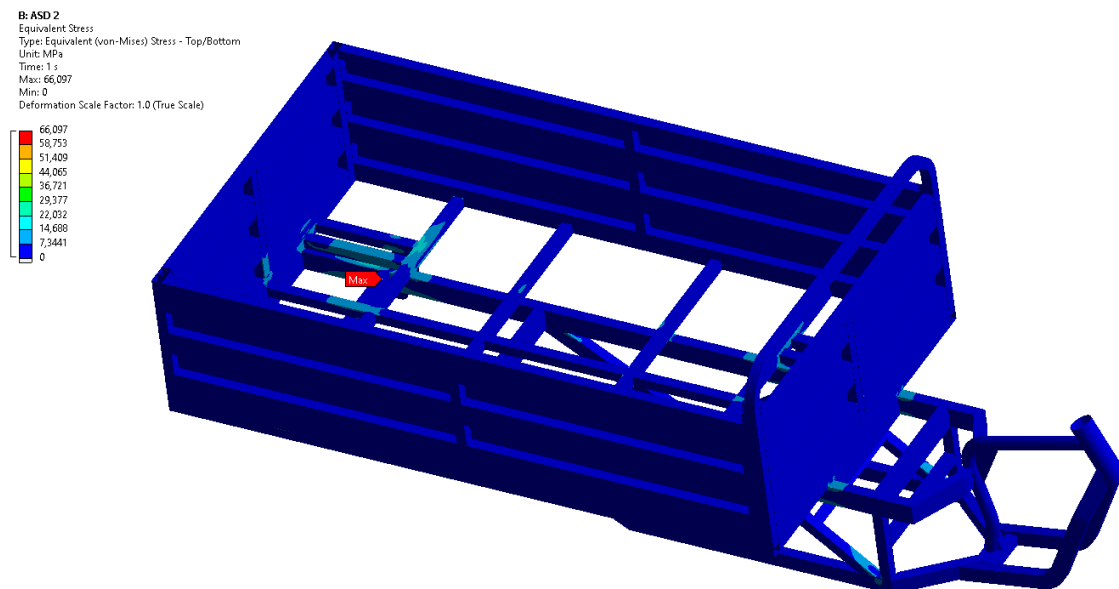


Figura 3.39

Combinación ASD 2 – Deformación Total

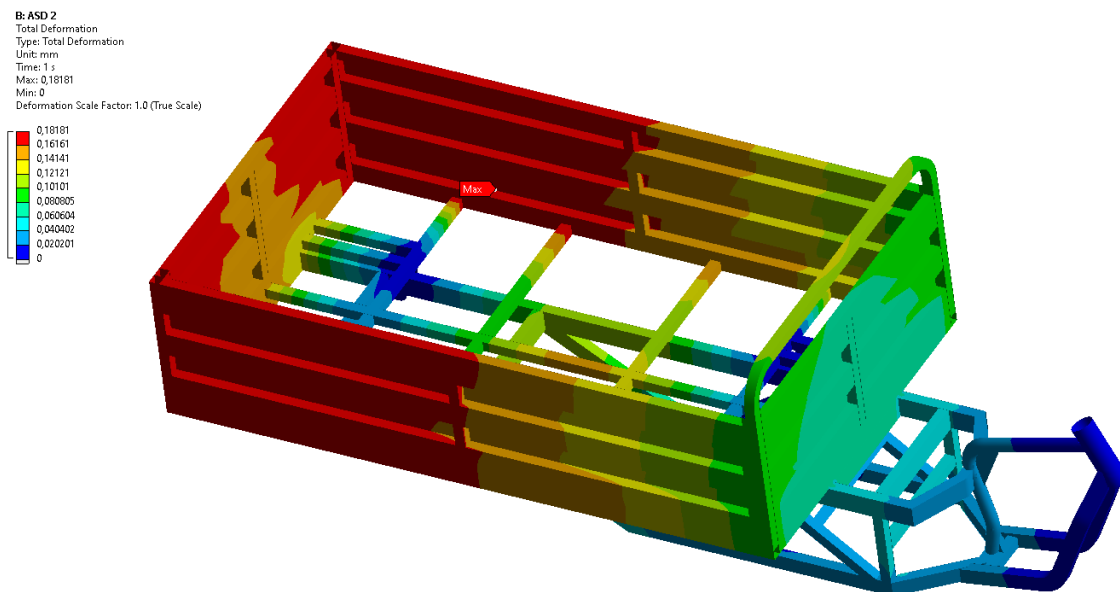


Figura 3.40

Combinación ASD 3 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

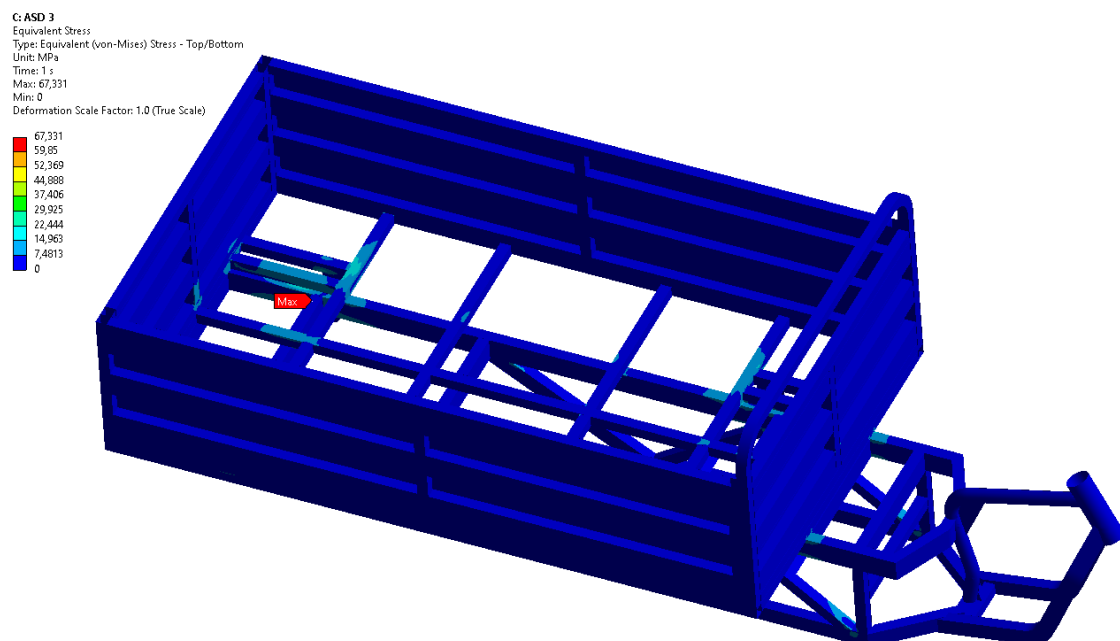


Figura 3.41

Combinación ASD 3 – Deformación Total

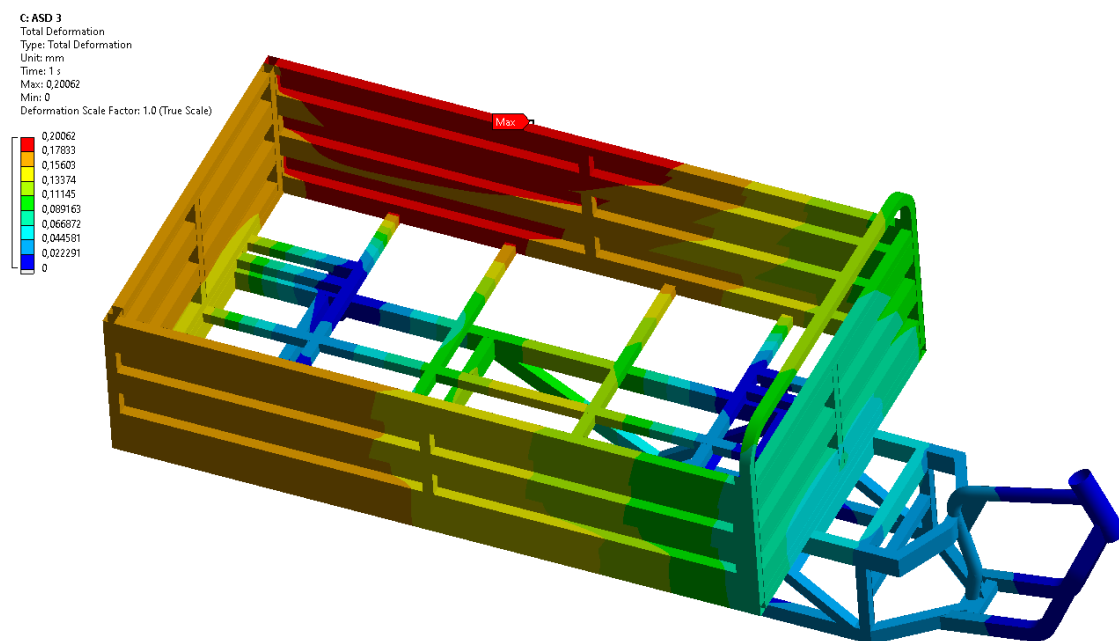


Figura 3.42

Combinación ASD 4 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

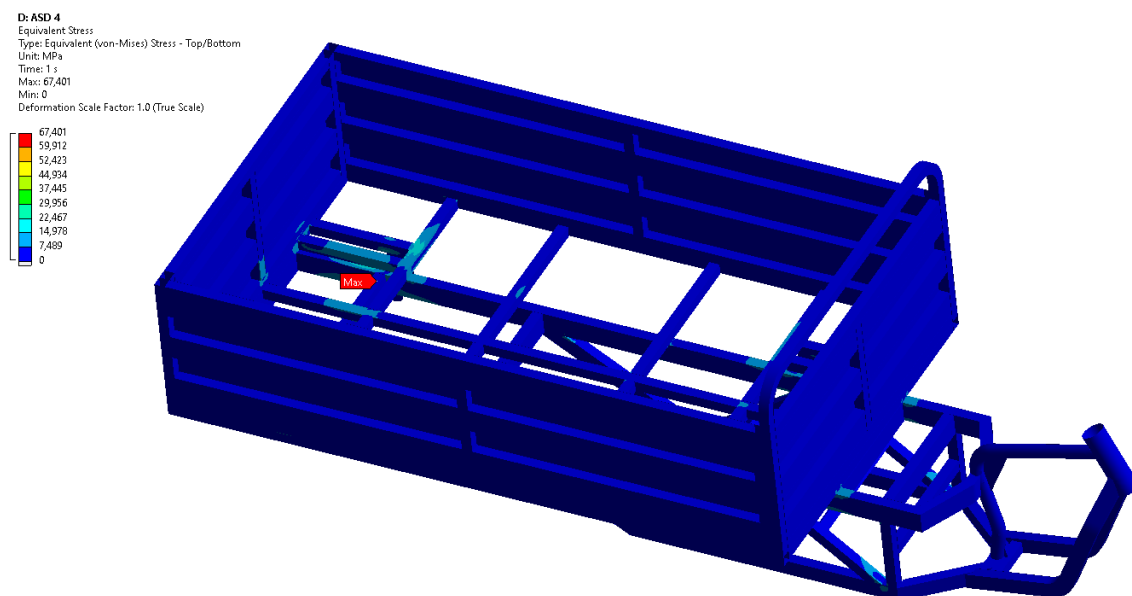


Figura 3.43

Combinación ASD 4 – Deformación Total

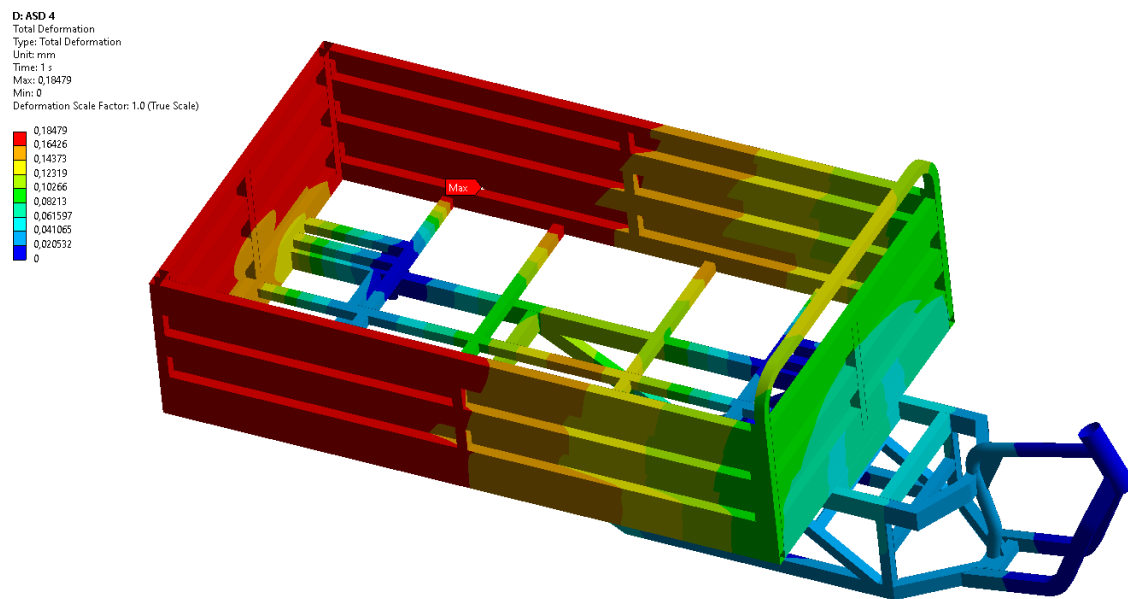


Figura 3.44

Combinación ASD 5 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

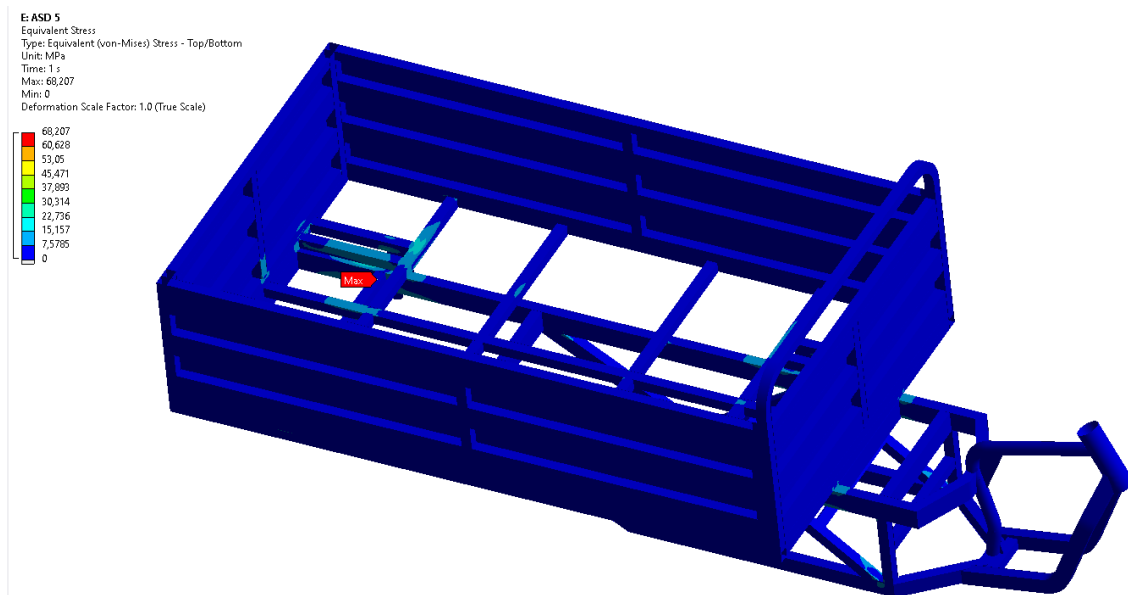


Figura 3.45

Combinación ASD 5 – Deformación Total

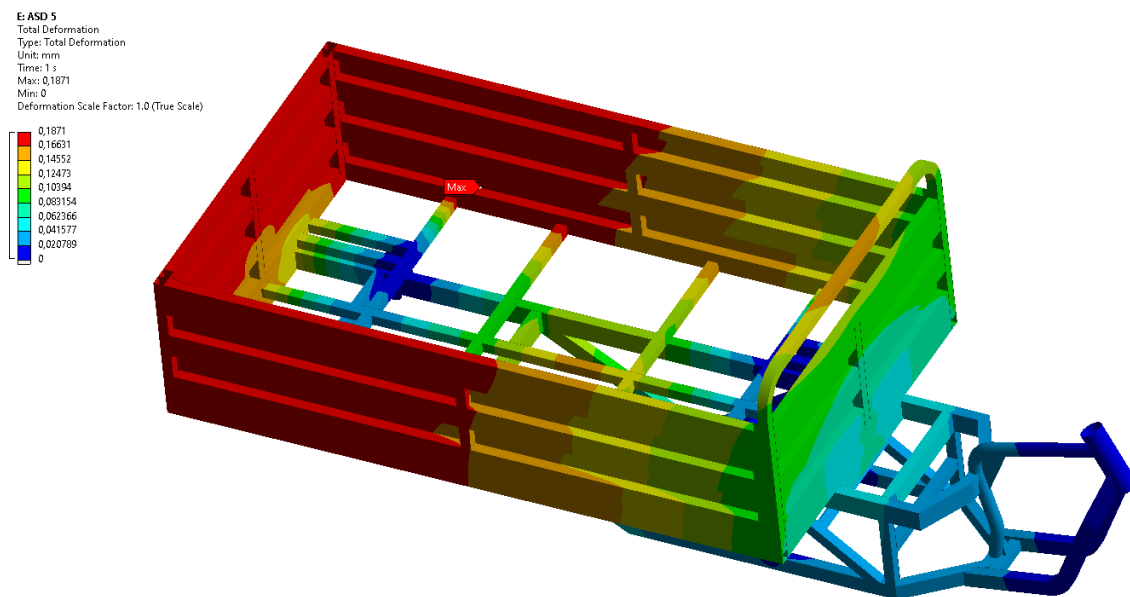


Figura 3.46

Combinación ASD 6 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

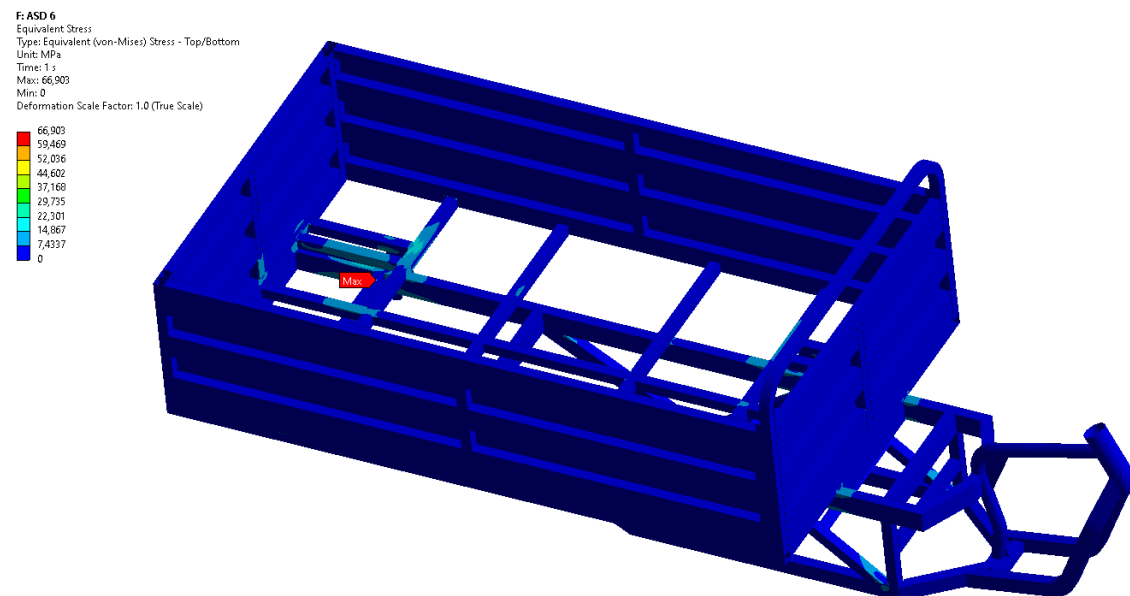


Figura 3.47

Combinación ASD 6 – Deformación Total

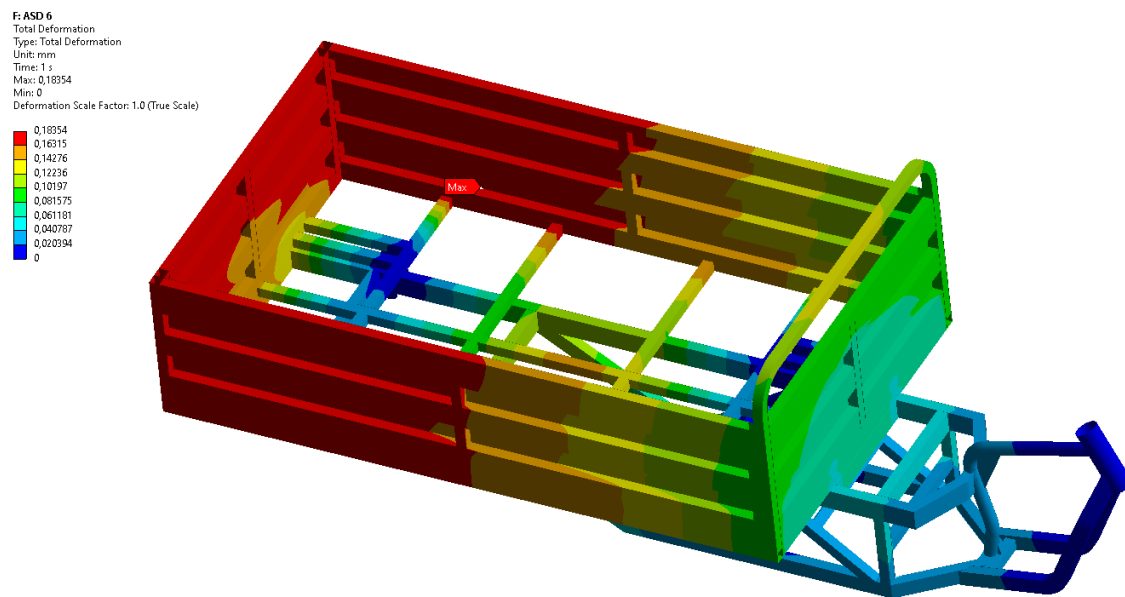


Figura 3.48

Combinación ASD 7 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

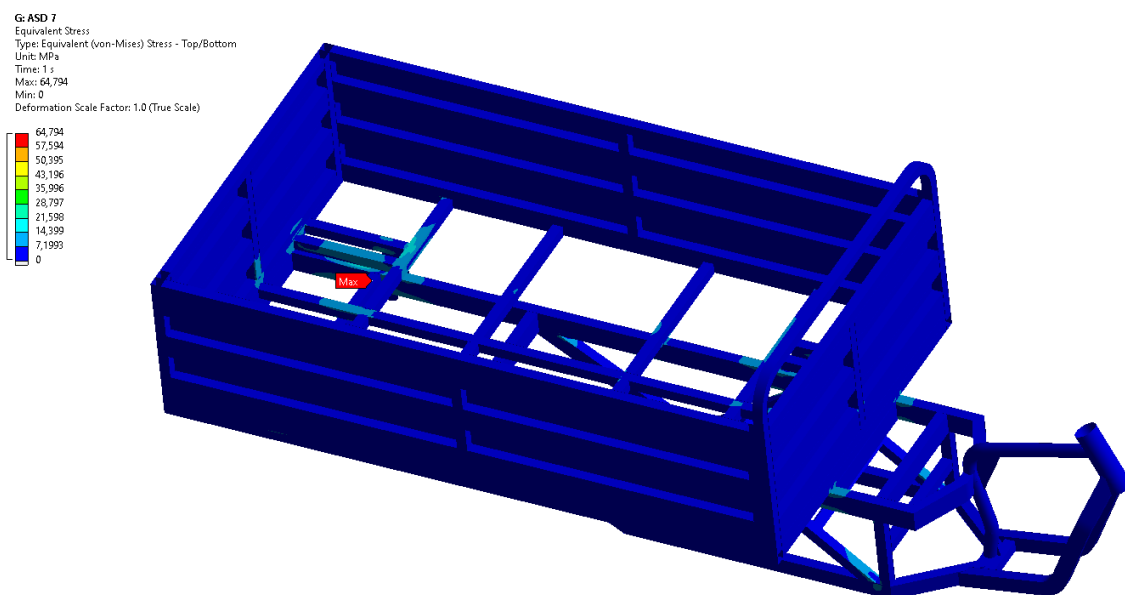


Figura 3.49

Combinación ASD 7 – Deformación Total

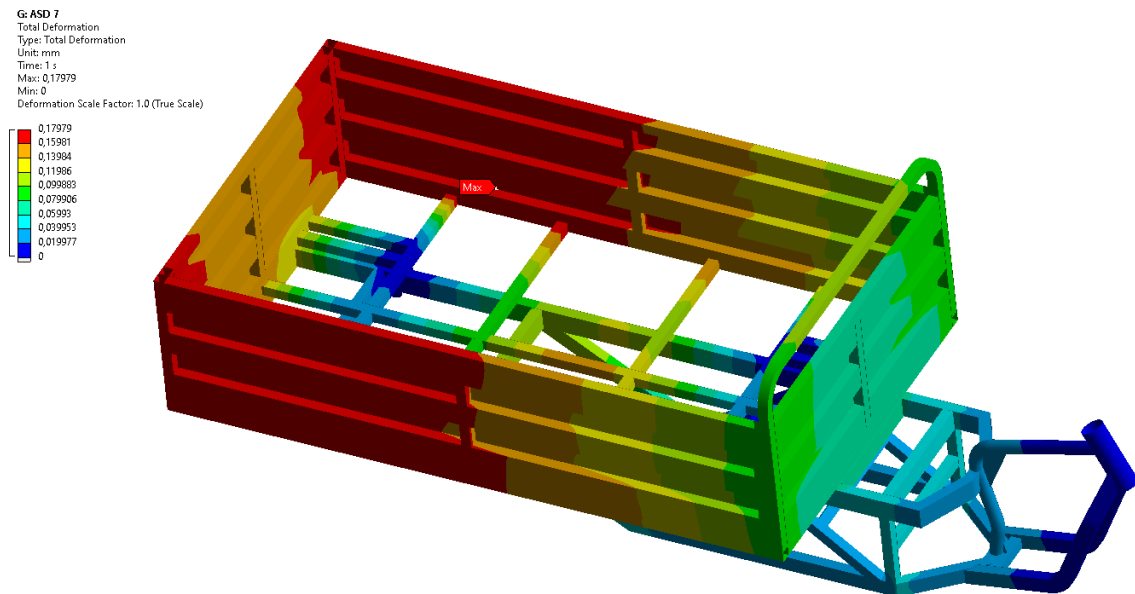


Figura 3.50

Combinación ASD 8 – Esfuerzo equivalente (Von Mises)

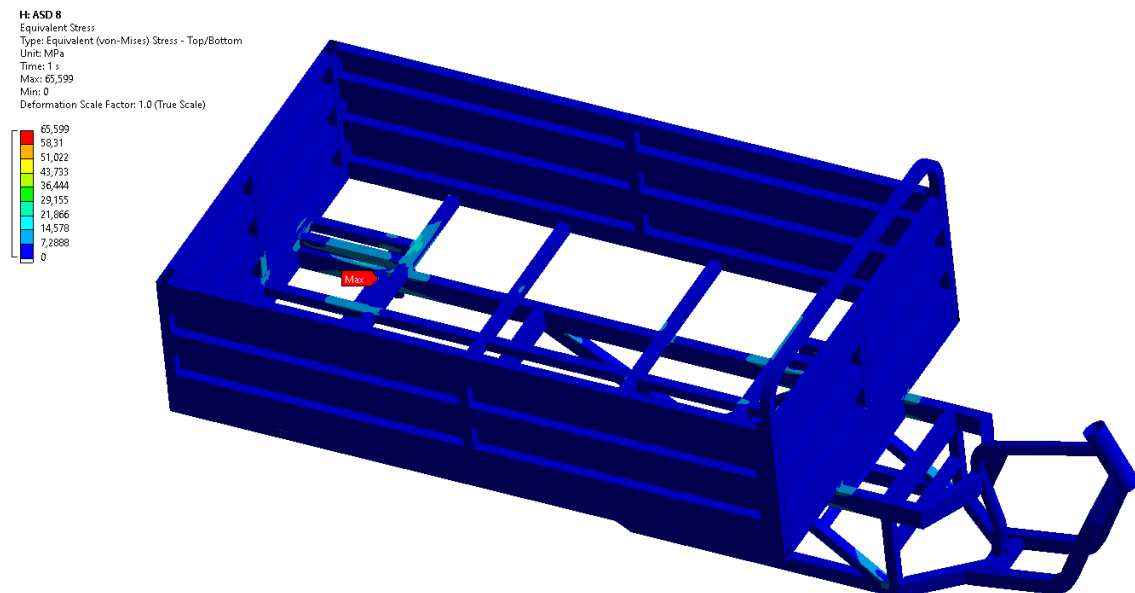
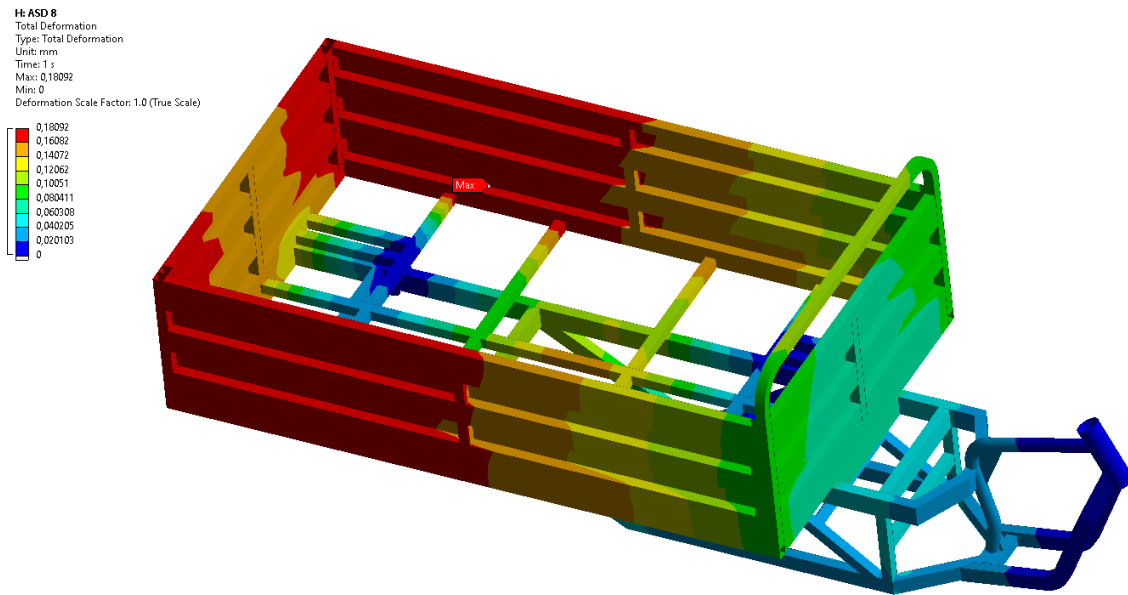


Figura 3.51

Combinación ASD 8 – Deformación Total



Finalmente, a partir de los resultados obtenidos en ambos diseños, se establece lo siguiente:

Ambos cumplen con el valor de ángulo de volcamiento, alcanzando un valor de 45° en ambos casos, lo que confirma la estabilidad del vehículo cuando se encuentra en curvas o pendientes. Según el método ASD (Allowable Strength Design) descrito en la sección 5.1.4, ambos diseños cumplen con el valor de deformación elástica permitida, siendo este inferior a $1/240$ de la longitud del vehículo.

Por lo tanto, para determinar cuál de las dos estructuras representa la mejor opción, se deben analizar los valores de esfuerzo máximo equivalente, deformación total y factor de seguridad.

El diseño A presenta un esfuerzo máximo promedio de 101,53 MPa, mientras que el diseño B tiene un promedio de 66,51 MPa. Un menor esfuerzo máximo en el diseño B indica que este experimenta una menor carga interna, lo que se traduce en un menor riesgo de falla por esfuerzos excesivos.

En cuanto a la deformación, el diseño A tiene un promedio de 0,732 mm, mientras que el diseño B presenta 0,181 mm, lo que sugiere que el diseño B es más resistente a la deformación y

más estable bajo carga.

De igual manera, el factor de seguridad del diseño B es superior, lo cual es favorable ya que proporciona un mayor margen de seguridad frente a posibles fallos.

Considerando estos aspectos, se concluye que el diseño B es la mejor opción, ya que presenta un mejor desempeño en términos de esfuerzo máximo, deformación y factor de seguridad, lo que lo hace más eficiente y seguro frente a posibles fallos.

3.2 Sistema de Transmisión

3.2.1 Selección de Neumáticos

En el diseño de la moto cargadora se consideran 2 neumáticos que en el caso más crítico van a soportar la carga viva total junto con la carga muerta de la estructura del chasis 900kg y la carga viva de 1500kg, de manera que el centro de gravedad estará mucho más cerca del eje trasero, de esta manera se realiza nuevamente el cálculo estático para calcular la fuerza que soportará el eje trasero dando como resultado una fuerza de 22584 [N] con este resultado se obtuvo el índice de carga que soportarán los neumáticos, cada uno debe soportar 1152 [kg].

De esta manera, se ha seleccionado un neumático de mayor capacidad entre 1500 a 2000kg. La normativa NTE INEN 1323 y como se muestra en este proyecto en la tabla 2.7 la velocidad máxima del vehículo es de 80 [km/h] por lo que su índice de velocidad es de tipo 'F', su índice de carga es 122 capaz de soportar 1500kg en cada neumático. Teniendo en cuenta esto, se realiza la búsqueda de los neumáticos, donde se eligió el neumático 'SURETRAC® TACOMA H/T - LT 265/75R16 123/120Q'.

La figura 3.52 muestra la ficha técnica del neumático.

Figura 3.52

Ficha técnica Neumático Cooper Discoverer STT PRO



Especificaciones

Medida	265/75R16
Indice de carga ①	123 = 3418 lbs (1550 kg) 120 = 3087 lbs (1400 kg)
Indice de velocidad ①	Q (160km/h)
País de fundación ①	China

3.2.2 Selección de la Ballesta

En base a la fuerza crítica que va a soportar el eje trasero de 22584 [N], cada extremo del eje debe de soportar 1152 kg. Las ballestas que se seleccionaron es lo suficientemente fuerte para soportar la carga de diseño, pero también deben ser lo suficientemente flexibles para proporcionar comodidad y estabilidad al vehículo. Escogiendo una ballesta con capacidad de 2000 - 3000kg de doble ojo, con 6 hojas, como se muestra en la figura 3.53.

Figura 3.53

Ballesta de 6 hojas seleccionada

Capacidad: 2000-3000 kg

Tipo: Doble Ojo

Hojas: 6

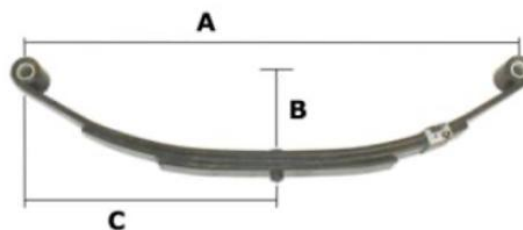
Ancho de Hoja: 45 mm

Bujes: Tecnil

A= 64 cm

B= 80 mm

C= 32 cm



3.2.3 Selección del motor

Para la selección del motor es necesario conocer la potencia requerida para mover la estructura donde se obtuvo que para mover el vehículo a una velocidad de máxima de 80 km/h fue de 15.58 hp y un torque necesario de 28.11 N·m, esto para el caso de que la carga sea la máxima de 1500 Kg. Por lo que se optó por el motor ‘MOTOR YX CG33 W Yang Zu’, entre sus especificaciones se tiene una potencia de 17.43 hp y un par torsión de 23.6 N·m. La figura 3.54 muestra el motor que cumple con estos requisitos.

Figura 3.54

Motor seleccionado



3.3 Materiales y Costos

3.3.1 Costo de Estructura

Los costos totales de los materiales necesarios para poder construir la estructura del chasis y la tolva del vehículo se muestran en la tabla 3.7 y 3.8

Tabla 3.7

Precios para la Soldadura

Proceso	Consumible	Denominación	Aplicación	Cant.	Precio por kilogramo	Precio Total
SMAW	Electrodo 1/8"	6011	Fondeo	4kg (100 electrodos)	\$4,42	\$17,68

SMAW	Electrodo 1/8"	E-7018	Acabado	4kg (100 electrodos)	\$8,98	\$35,92
						\$53,60

Tabla 3.8

Precios de perfiles para chasis y tolva

Componente	Tipo	Dimensiones [mm]	Longitud [mm]	Cantidad	P. unitario	P. Total
Chasis	Tubo rectangular	80x40x20	9090	2	21.53	43.06
	Tubo rectangular	60x40x2	5400	1	18.43	18.43
	Tubo cuadrado	40x2	3330	1	14.15	14.15
	Tubo redondo	50x2	900	1	14.81	14.81
Tolva	Tubo cuadrado	40x2	39320	7	14.15	99.05
						189.5
						IVA (15%)
					Total	217.92

3.3.2 Costo del Sistema de Transmisión

En la tabla 3.9, 3.10, 3.11 se muestran los costos de los diferentes elementos que conforman el sistema de transmisión.

Tabla 3.9

Precios para distintos componentes que conforman el sistema mecánico

Componente	Característica	Cantidad	Precio U.	Precio T.
Kit Motor	MOTOR 300CC Yang Zu	1	729,27	729,27
Caja Retro	CAJA RETRO CARGUERO 300 20MM MR&AB	1	34,89	34,89
Transmisión trasera	CORONA MECANICO C/RUSTER(8:24)(5P)(I NT.1040MM,EXT.1250 MM)(C/CABLE Y	1	294,60	294,60

PALANCA + ACCESORIOS)				
Tanque de combustible	TANQUE COMBUSTIBLE CARG. YZ 300A C/CHAPA CONTACTO Y C/TAPAS LATERALES	1	85,55	85,55
Tanque de agua	DEPOSITO AGUA RADIADOR GRANDE C/CUB MR & AB	1	17,38	17,38
Suspensión delantera	JG. BARRA TELES CARGUERO WY MR & AB	1	184,00	184,00
Eje de transmisión	EJE CARDAN - TRANSMISION 1260MM(20MM)	1	20,05	20,05
			Flete	300,00
			Seguro	30,00
			Arancel Advalorem	\$169,52
			I.V.A.	\$279,23
			TOTAL	\$2144,43

Tabla 3.10*Precio de los Neumáticos*

Componente	Característica	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Neumático	Cooper Discoverer STT PRO 305/70 R16 124/121K'	3	\$159,70	\$479,1

Tabla 3.11*Ballestas y accesorios*

Componente	Característica	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Ballesta	Long: 64cm 6 hojas	2	\$145,18	\$290,36
Abrazaderas		4	\$15,8	\$63,2
				\$353,56

3.3.3 Costos Finales de Diseño

En la tabla 3.12 se presenta el cuadro de costo por la fabricación del vehículo dando un valor de \$4.042,86.

Tabla 3.12*Costos Totales*

Cuadro de costos Totales	
Estructura	
Perfiles	\$217,92
Planchas	\$131,52
Soldadura	\$53,60
SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
Neumáticos	\$479,1
Ballestas y accesorios	\$353,56
Sistema mecánico	\$2.144,43

Total	\$3.380,13
--------------	------------

3.3.4 Comparación con el mercado Internacional

El precio por la fabricación del vehículo es de \$3.380,13 teniendo en cuenta esto se debe de calcular cuánto será el valor del vehículo estando en el mercado, para lo cual, primero se estima un margen de ganancia, el cual fue del 20% teniendo una ganancia deseada de \$676,03, lo cual nos daría un valor de \$4.056,16 del vehículo sin IVA. Finalmente, se tiene un valor de \$4.664,58 que sería el valor que tendría el vehículo en el mercado. En la tabla 3.13 se presentan dos modelos de motocargadoras.

Tabla 3.13

Tabla comparativa de modelos de motocargadoras y precios

Detalles	Marca	Modelo	Precio
Moto cargadora con capacidad de 1500 kg	RONCO	TRAKTOR 300D	\$4.152,12
Moto cargadora con capacidad de 1500 kg	GDM	RACING 330XL.W	\$4.285,21

En la tabla 3.14 se presentan los Valores agregados correspondientes a los costos adicionales por impuestos, transporte, seguro y otros impuestos aduaneros que se aplican a la importación de una motocargadora de capacidad de 1500kg.

Tabla 3.14

Tabla de Valores agregados al importar una motocargadora de Perú

Motocargadora	RONCO TRAKTOR 300D	GDM RACING 330XL W
Costo	\$4152,12	\$4285,21
Flete	\$400,00	\$400,00
Seguro	\$100,00	\$100,00
TOTAL1	\$4.652,12	\$4.785,21

Advalorem (10%)	\$465,21	\$478.52
TOTAL2	\$5.117,33	\$5.263,73
IVA (15%)	\$767,59	\$789,55
VALORES AGREGADOS	\$1.732,81	\$1.768,08
COSTO FINAL	\$5.884,932	\$6.053,29

El precio final, con los valores obtenidos de impuestos por transporte y aduana, refleja el costo real en caso de querer importar este tipo de vehículos a Ecuador. En este contexto, nuestro diseño tiene un valor en el mercado de \$4.664,58, mientras que el costo final de otras motocargadoras es de \$5,884.93 y \$6,053.29.

Capítulo 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

A lo largo de este proyecto, se llevó a cabo el diseño de una moto cargadora con capacidad de 1500 kg y tracción trasera, orientada a optimizar el traslado de insumos y productos agrícolas en el sector cacaotero, empleando principios de ingeniería mecánica. En este proceso, se desarrollaron diversas propuestas de diseño, las cuales fueron evaluadas mediante un enfoque metodológico estructurado, cumpliendo con las normativas ecuatorianas correspondientes y respaldadas por análisis de elementos finitos. A continuación, se presentarán los resultados más relevantes, la selección de la mejor alternativa y las ventajas competitivas que el diseño ofrece en comparación con el mercado internacional.

4.1.1 Conclusiones

- El diseño de la estructura de la cargadora pasó por un proceso en el que, a partir de diversas alternativas, se seleccionó la que cumplía con las especificaciones del cliente. De esta manera, se utilizó el software SolidWorks, herramienta que permitió realizar el diseño de la estructura. En cuanto al diseño del chasis, no existe una normativa específica que regule su geometría o disposición de los tubos, por lo que dicha configuración quedó a criterio del diseñador. Se optó por utilizar el material ASTM A36, dado que es uno de los aceros estructurales más comercializados a nivel mundial. Se demostró la estabilidad del vehículo mediante el análisis del centro de gravedad, el cual fue obtenido utilizando el software SolidWorks que a partir de las propiedades de los materiales empleados en el diseño calcula la distribución del peso en toda la estructura y determina el centro de gravedad. Este valor resulta crucial, ya que, si el centro de gravedad se encuentra excesivamente desplazado hacia atrás del eje posterior, podría incrementar el riesgo de volcamiento. Sin embargo, se verificó que, en el diseño final, el centro de gravedad se encuentra dentro de la base de apoyo, es decir, entre el eje delantero y el eje posterior, incluso cuando la motocargadora se encuentra cargada, lo que asegura su estabilidad lateral. Adicionalmente, el centro de gravedad en la vista frontal también es un parámetro fundamental

para el análisis de la estabilidad global del vehículo. Según la Guía 2 "Selección del sitio para el cultivo de Cacao" del Ministerio de Agricultura y Ganadería, las pendientes en las zonas agrícolas de cacao deben ser de $13,5^\circ$ como máximo, con un ángulo de inclinación no superior a 18° . El diseño de la motocargadora cumple con estos criterios, garantizando que la estabilidad del vehículo se mantenga dentro de los rangos seguros en terrenos agrícolas de cacao, alcanzando un ángulo de volcamiento de 45° , lo que garantiza la estabilidad del vehículo en pendientes y curvas

- Mediante el análisis de elementos finitos, se llevó a cabo la evaluación estructural de los dos diseños propuestos, empleando la normativa NTE INEN 1323:2009 y el método ASD (Allowable Strength Design). Este método establece que las estructuras de las carrocerías deben ser diseñadas de tal manera que puedan resistir los esfuerzos determinados, basándose al menos en las combinaciones de carga especificadas en la normativa. Tras realizar el análisis de las ocho combinaciones de carga, se obtuvieron los valores correspondientes a esfuerzo, deformación y factor de seguridad para ambos diseños. Según la normativa, la deformación causada por la carga en el vehículo debe ser inferior a $1/240$ de la longitud total del mismo, condición que se cumple en ambos diseños. Al comparar los esfuerzos, se observó que los del Diseño B son menores que los del Diseño A, lo que indica que el Diseño B soporta una carga interna más baja. Además, el factor de seguridad en el Diseño B es superior, proporcionando un mayor margen de seguridad. Finalmente, la deformación total del Diseño B es también inferior a la del Diseño A. En conclusión, los resultados obtenidos demuestran que el Diseño B presenta un rendimiento superior en términos de esfuerzo, factor de seguridad y deformación, lo que lo convierte en la opción más adecuada.

- El análisis estático realizado para calcular la fuerza ejercida sobre el eje delantero y trasero fue clave para la correcta selección de diversos componentes del vehículo, tales como los neumáticos, el sistema de suspensión por ballesta, el motor de 300 cc y la suspensión delantera. El diseño de la motocargadora no solo cumplió con los requisitos de capacidad y estabilidad, sino que se optimizó para ofrecer un rendimiento superior en terrenos difíciles, lo que lo hace ideal para

su uso en el sector cacaotero. La estructura fue diseñada de forma eficiente, manteniendo un equilibrio entre resistencia, peso y durabilidad, sin sacrificar la funcionalidad. En comparación con las alternativas importadas, al incorporar costos adicionales como los de aduana y transporte, elevan su precio final, nuestra motocargadora ofrece una solución local más accesible, sin comprometer su calidad ni rendimiento.

4.1.2 Recomendaciones

1. Se recomienda elaborar un manual de mantenimiento preventivo para la motocargadora, que incluya información clara sobre las piezas de desgaste más comunes y los intervalos de tiempo recomendados para su reemplazo. Este manual debe detallar procedimientos específicos, como el cambio de aceite, revisión y reemplazo de filtros, inspección de sistemas de suspensión, frenos, y neumáticos, entre otros. Además, es importante incluir pautas sobre la calibración y ajustes periódicos necesarios para asegurar el rendimiento óptimo de la máquina y prolongar su vida útil. Con este manual, se busca garantizar una operación eficiente y segura de la motocargadora, reduciendo el riesgo de fallas imprevistas y aumentando la confiabilidad del equipo a largo plazo.

2. Para futuros proyectos, se recomienda llevar a cabo la implementación del prototipo y realizar pruebas en condiciones reales para evaluar su rendimiento. Es esencial considerar la inclusión de sistemas de seguridad adicionales según lo establecido en la normativa NTE INEN 2477, así como realizar mejoras en la selección de materiales para optimizar la relación entre peso y resistencia. También se sugiere explorar el uso de tecnologías más avanzadas, como sistemas electrónicos para monitoreo de la carga y rendimiento, y realizar pruebas adicionales de durabilidad y fiabilidad. Además, sería beneficioso evaluar el diseño con diferentes configuraciones de chasis y sistemas de suspensión para aumentar la estabilidad y la capacidad de carga.

3. Para la manufactura del remolque y sus componentes, se recomienda contar con personal altamente calificado, especialmente en el proceso de soldadura, para garantizar que las juntas y

uniones permanentes de la estructura estén libres de defectos y con un acabado adecuado. Además, es crucial seguir un estricto protocolo de seguridad industrial en cada etapa de la construcción, ya que el prototipo final no contempla posibles fallas relacionadas con la calidad de la mano de obra. Por otro lado, para los agricultores y fabricantes de zonas agrícolas con recursos limitados, se sugiere aprovechar materiales reciclados, como perfiles de vehículos en desuso, tubos metálicos o componentes provenientes de otras máquinas. La reutilización de estos materiales no solo optimiza los recursos y reduce costos de fabricación, sino que también contribuye a una economía circular al disminuir la necesidad de materiales nuevos y minimizar el impacto ambiental. Esta estrategia resulta fundamental en contextos donde los recursos son escasos, favoreciendo tanto la sostenibilidad como la eficiencia en la construcción de la motocargadora.

4. Se recomienda explorar el uso de otros programas de simulación complementarios a los ya empleados como COMSOL Multiphysics o Abaqus para optimizar el diseño estructural y el rendimiento de la motocargadora. Aunque SolidWorks es una excelente herramienta para modelado y simulación básica, programas más especializados en análisis de la estructura, pueden proporcionar resultados más detallados y precisos, especialmente en condiciones de cargas extremas.

5. Es posible optar por motos comerciales disponibles en el mercado con características y capacidad adecuadas para ser adaptadas a la tolva de la motocargadora, lo que permitiría aprovechar los componentes ya existentes, como luces, freno delantero, y suspensión, entre otros. Esta opción podría ser beneficiosa, ya que proporciona la posibilidad de utilizar partes ya desarrolladas y probadas, lo que puede reducir el tiempo de diseño y fabricación, además de garantizar que el vehículo cuente con elementos que cumplen con los estándares de seguridad y funcionalidad. Sin embargo, se debe considerar que adaptar una moto comercial a la estructura de la motocargadora aumentará el costo del vehículo. Esto se debe a que no solo se sumará el costo

de la moto base, sino también el trabajo necesario para realizar las adaptaciones estructurales, como la integración del motor con la tolva, el ajuste del sistema de suspensión y frenos.

Referencias

- Albiño Cargua, J. I. (2019). *Influencia del cambio climático en la producción de los cultivos de cacao en el cantón Shushufindi*.
- Chong-Qui Cordero, E. A. (n.d.). *Identificación de Oportunidades de mejora para los vendedores ambulantes en la Ciudad de Guayaquil sector Santiaguito de Roldós*.
- El Diario. (2019, May 18). *Vuelve el comercio y el desorden al centro de Portoviejo*.
- Granja Jijón, M. A., & Mendoza, J. (2018, March). *Fincas Tecnificadas Rutas de Cacao* (J. Aguirre, Trans.). www.anecacao.com
- Henao, S., Patiño, D., & Perez, P. (2017). *CONVERSIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UNA MOTOCICLETA*. INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO.
- Hernandez Cervantez, M., & Michael Hernandez, A. (2006). *Triciclo Motorizado para Transporte de Cargas y Pasajeros*.
- Honda. (2017, September 29). *Tipos de motores para motos ¿Cuántos conoces?*
<https://Motos.Honda.Com.Co/Honda-Te-Cuenta/Blog/Tipos-de-Motores-Para-Motos-Cuantos-Conoces>.
- Honda Motos. (n.d.). *Qué tipos de transmisión de moto existen*.
<https://Www.Hondamotovalencia.Es/Blog/Que-Tipos-de-Transmision-de-Moto-Existen/>.
- López, M., Jaimez, R., & Orozco, L. (2021). *GUÍA 2 SELECCIÓN DEL SITIO PARA EL CULTIVO DE CACAO*.
- Monsalve Pedro. (2017). *DISEÑO Y FABRICACIÓN DE BANCO DE TRABAJO MULTIFUNCIONAL PARA EL DESPIECE DE MOTORES DE MOTOCICLETAS*.
- Orellana, F. (2018). *UNIVERSIDAD DEL AZUAY Trabajo de Graduación previo a la obtención del Título de Magister en AUTOR*.
- Orellana William. (2016, June 20). *El Telégrafo - El número de tricimotos se incrementó en 59,2% en la urbe*. <https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/guayaquil/1/el-numero-de-tricimotos-se-incremento-en-59-2-en-la-urbe>
- RESOLUCIÓN No. 16 382, Pub. L. No. 16 382 (2016).
<https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/reglamentos/RTE-034-4R.pdf>
- Richard G. Budynas, & J. Keith Nisbett. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.).

Sámano, J., & Navarro, M. (2020). DISEÑO INDUSTRIAL DE REMOLQUE PARA MOTOCICLETAS. In *Tecnológico Nacional de México en Celaya Pistas Educativas* (Vol. 2020, Issue 137). <http://itcelaya.edu.mx/ojs/index.php/pistas>

Sánchez, V., Zambrano, J., & Iglesias, C. (2018). *La Cadena de Valor del Cacao en América Latina y el CARIBE*.

Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2016). *NTE INEN 2656 CLASIFICACIÓN VEHICULAR*.

XINGE VEHICLE. (n.d.). *Triciclo de pasajeros eléctrico 800w*.

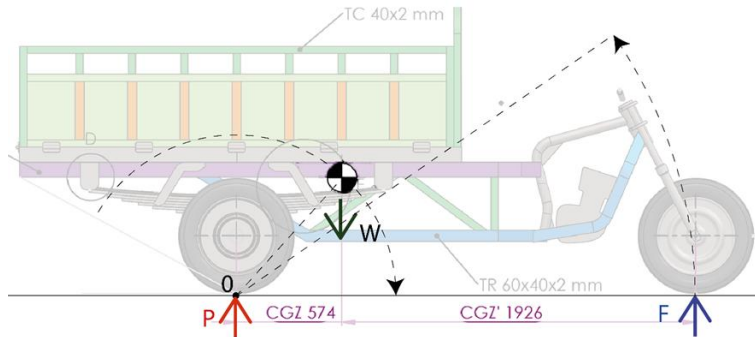
ZONGSHEN. (n.d.). *Tricimoto de Carga* .

APÉNDICE

Apéndice A

Cálculo Detallado Modelo Diseño A

Diseño A



Donde;

$m = 896.5 \text{ kg}$ incluido conductor (masa del vehículo)

$CGZ = 574 \text{ mm}$

$CGZ' = 1926 \text{ mm}$

$$\sum M_0 = 0$$

$$-W \cdot CGZ + F \cdot (CGZ + CGZ') = 0$$

$$F = \frac{W \cdot CGZ}{(CGZ + CGZ')}$$

$$W = m \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$W = 8785,7 \text{ [N]}$$

$$F = \frac{8785,7 \text{ N} \times 574 \text{ mm}}{(574 \text{ mm} + 1926 \text{ mm})}$$

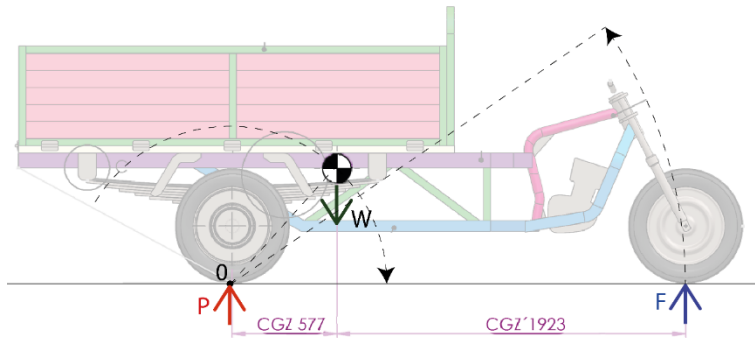
$$F = 2017,1 \text{ [N]}$$

$$W = F + P$$

$$P = W - F$$

$$P = 6768,6 [N]$$

Cálculo Detallado Modelo Diseño B



$$\sum M_0 = 0$$

$$-W \cdot CGZ + F \cdot (CGZ + CGZ') = 0$$

Donde;

$m = 900,6$ kg incluido conductor (masa del vehículo)

$CGZ = 577$ mm

$CGZ' = 1923$ mm

$$F = \frac{W \cdot CGZ}{(CGZ + CGZ')}$$

$$W = m \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$W = 8825,8 [N]$$

$$F = \frac{8825,8 \text{ N} \times 577 \text{ mm}}{(577 \text{ mm} + 1923 \text{ mm})}$$

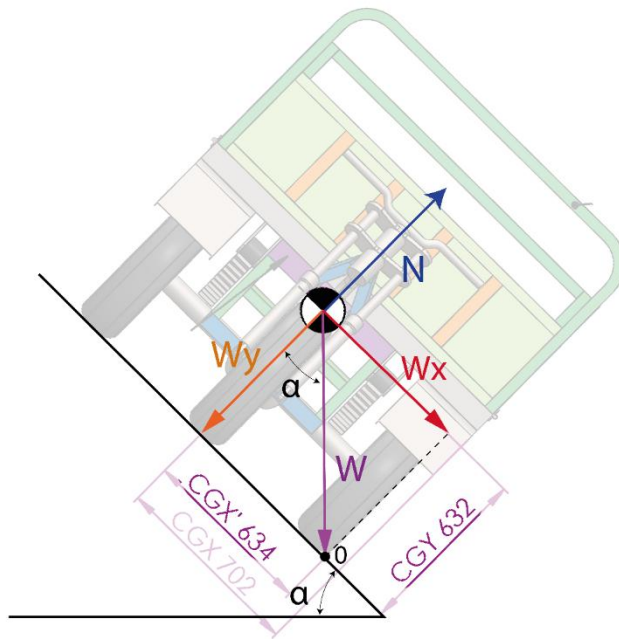
$$F = 2036,9 [N]$$

$$W = F + P$$

$$P = W - F$$

$$P = 6788,8 \text{ [N]}$$

Angulo de inestabilidad lateral



$$\sum M_0 = 0$$

$$N = 0$$

$$-CGX'.Wy + CGY.Wx = 0$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{CGX'}{CGY}\right)$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{634}{632}\right)$$

$$\alpha = 45^\circ$$

Análisis estructural

Para validar los diseños de los modelos, se analizó la resistencia estructural mediante el método de cargas combinadas ASD (Allowable Strength Design).

Para cada diseño se realizó 8 simulaciones en la que se aplicaran las siguientes cargas

Donde:

M = carga muerta, V = carga viva, G = carga de giro, F = carga de frenado, Ab = carga de aceleración brusca y Raf = carga aerodinámica.

1. M
2. M+V
3. M+V+G
4. M+V+F
5. M+V+F+Raf
6. M+V+Raf
7. M+V+Ab
8. M+V+Ab+Raf

Carga muerta M

El modelo está diseñado para cargar 1500 Kg por esta razón la carga M será este valor.

Carga viva V

El vehículo estará tripulado por una persona, por esta razón la carga viva será 75 kg que representa el peso promedio de una persona

Carga de giro G

Para análisis de la carga de giro, se calcula la aceleración centrípeta máxima que el vehículo experimentara al circular por una curva, para esto aplica el siguiente análisis:

Donde

V = Velocidad máxima del vehículo

R = Radio de giro máximo

V = 22,2 m/s o 80 km/h se toma la velocidad menor según lo indicado en tabla 2 de NTE

INEN 1323

R = 250 m según lo indicado en tabla 2 de NTE INEN 1323, este dato es tomado de normas de diseño de carretera y caminos del Ecuador.

$$a_{cen} = \frac{v^2}{R}$$

$$a_{cen} = \frac{(22,2)^2}{250}$$

$$a_{cen} = 1,971 \text{ m/s}^2$$

La aceleración calculada se asignará en la simulación.

Carga de frenado F y carga de aceleración brusca Ab

En la simulación se agrega la aceleración de 4 m/s² para frenado y aceleración brusca, para el análisis se varia la dirección considerando como la carga de frenado positiva y la aceleración brusca negativa.

Raf carga aerodinámica.

Para el cálculo de carga aerodinámica se implementa la siguiente ecuación

$$R_a = \frac{1}{2} C_w \times A \times \rho \times V^2$$

Donde;

C_w : Coeficiente aerodinámico

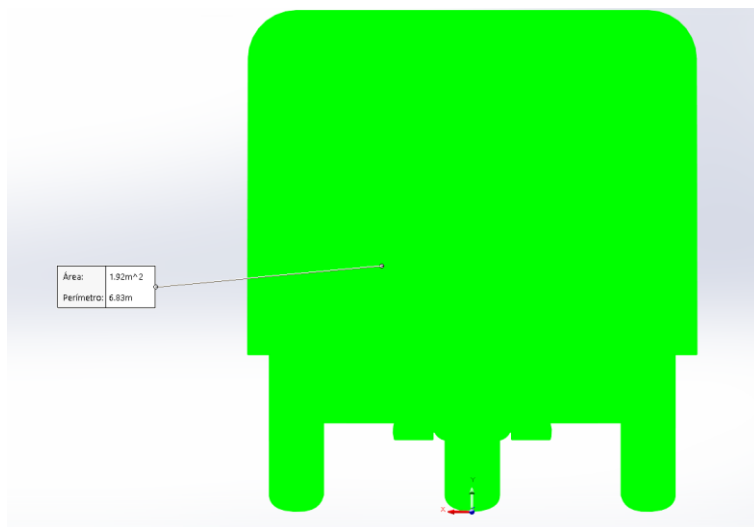
A: Área de proyección frontal del vehículo

ρ : Densidad del aire

V: Velocidad máxima del vehículo

Se considera un coeficiente aerodinámico de 1 para obtener la carga aerodinámica más alta posible, con el fin de analizar las condiciones críticas de la estructura.

Se dibuja el área de proyección frontal del vehículo, dibujando una superficie que delimita el modelo proyectado frontalmente y se calcula el área correspondiente, el área calcula es de 1.92 m²



Área de proyección frontal del vehículo 1.92 m²

La densidad del aire considera para el análisis es de 1.2 kg/m³

La velocidad máxima del vehículo va ser de 80 km/h o 22.2 m/s

Calculo de Potencia para selección del motor

Calculo Potencia y torque

Fuerza de tracción o rodamiento:

Dependiente del peso total del vehículo (con carga) y del coeficiente de rodadura del terreno:

Ruta	Cr
Pavimento	0.0146
Tierra	0.0247
Ladrillo	0.0093

Tabla x Coeficientes de Rodadura en distintos tipos de terreno. (F. Camacho, 2014)

$$F_{rodamiento} = C_r \cdot M \cdot g$$

Donde:

Cr: coeficiente de rodadura.

M: masa total del vehículo incluida la carga y el ocupante.

g: aceleración gravitacional (9.81 m/s²)

Cálculo potencia requerida

$$P = (F_{rodamiento}) \cdot V \cdot \eta$$

Donde:

V: velocidad máxima deseada (22.2m/s)

η : Eficiencia de la transmisión por eje/cardan (0.9 para transmisión mecánica)

RT Relación de Transmision de la corona (8:24 lo que se intepreta como 24/8 = 3)

$$P = ((0.0247 \cdot 2400.6 \cdot 9.81)) \cdot 22.2 \cdot 0.9$$

$$P = (581.68) \cdot 22.2 \cdot 0.9$$

$$P = 11622.01W$$

o

$$P = 15.58 \text{ hp}$$

Se calcula el torque T en función de la fuerza de tracción, donde la fuerza de

$$F_{tracción} = (F_{rodamiento})$$

$$F_{tracción} = 581.68 \text{ N}$$

Dado que el torque en las ruedas esta dado por la siguiente ecuación:

$$T = F_{tracción} \cdot r$$

Donde:

r: es el radio de la rueda en metros

$$T = 581.68 \cdot 0.406$$

$$T = 236.163 \text{ N} \cdot m$$

Calculo Torque Final

$$T_f = \frac{T}{R_t}$$

Rt: relación de transmisión total (producto de la relación de transmisión de la corona con la relación de transmisión de la caja de cambio, 2.8x3)

$$T = \frac{236.163}{R_t}$$

$$T = \frac{236.163}{2.8 * 3}$$

$$T = 28.11 \text{ N} * m$$

Cálculo Velocidad Angular

$$w = \frac{V}{r}$$

$$w = \frac{22.2V}{0.406}$$

$$w = 54.37 \text{ [rad/seg]}$$

Donde:

w: Velocidad angular

Dado que la velocidad angular se da en rpm en las especificaciones de los motores, es necesario realizar la conversión correspondiente:

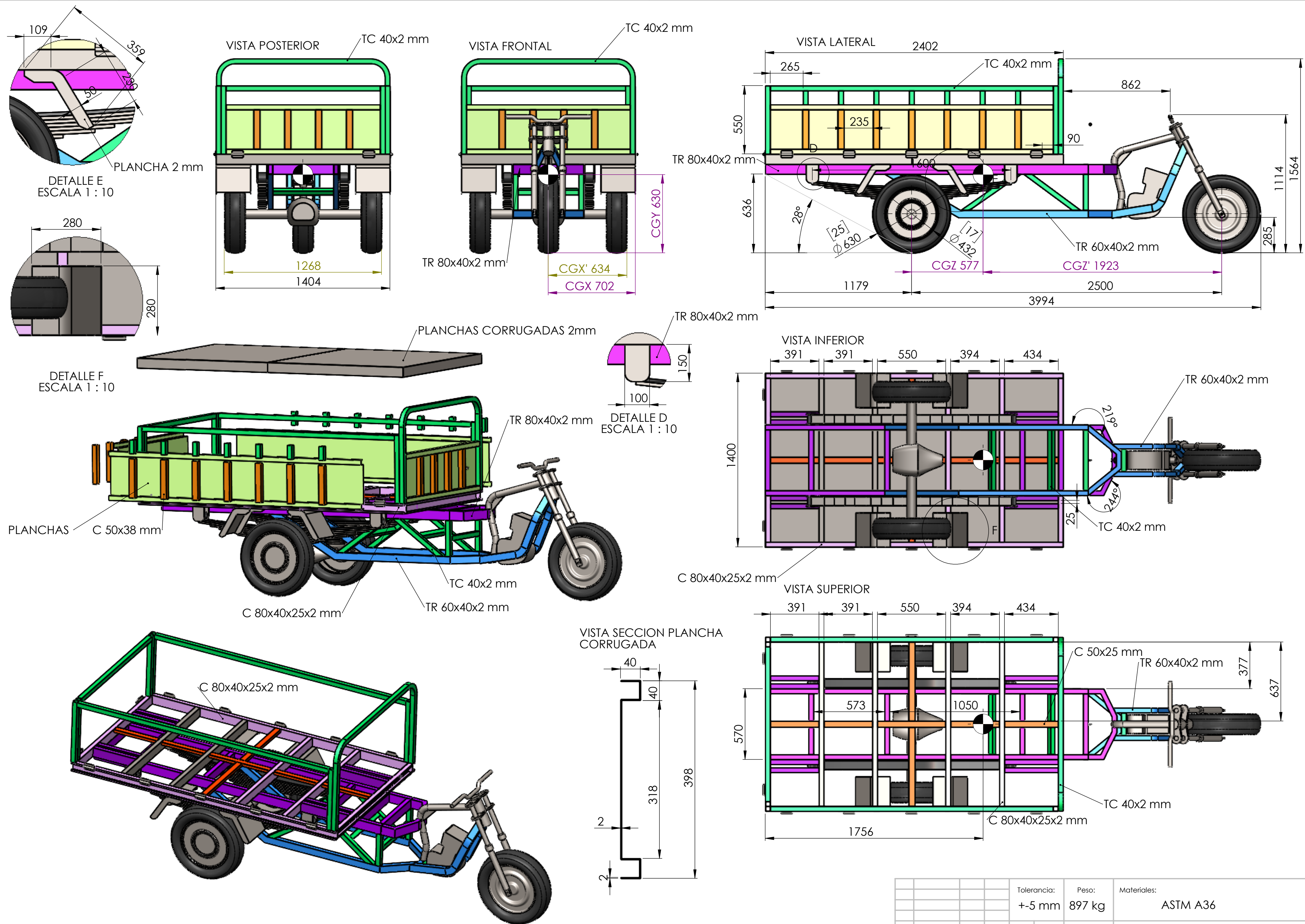
$$W_{RPM} = \frac{(w) * 60}{2\pi}$$

$$W_{RPM} = \frac{(54.37) * 60}{2\pi}$$

$$W_{RPM} = 522.15 \text{ rpm}$$

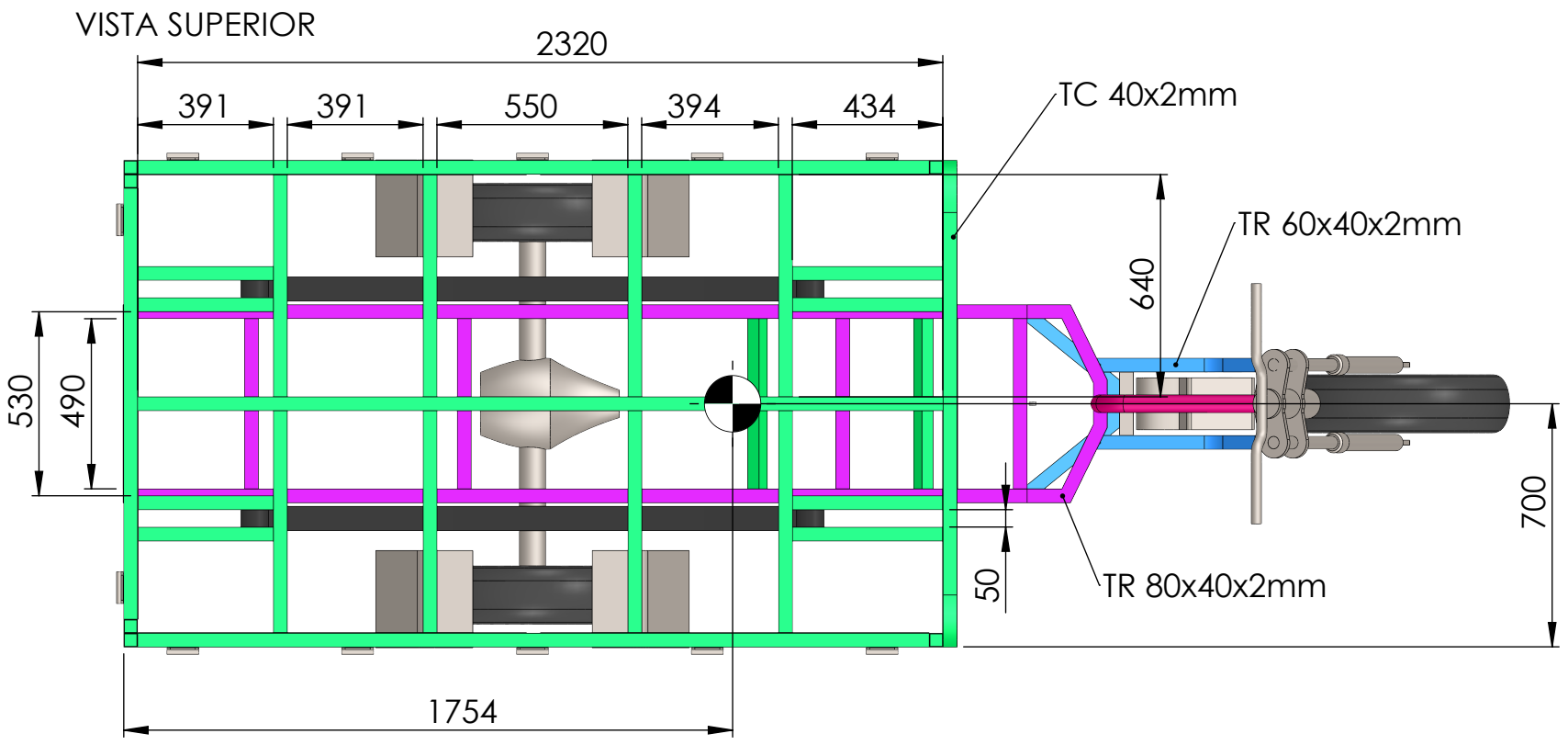
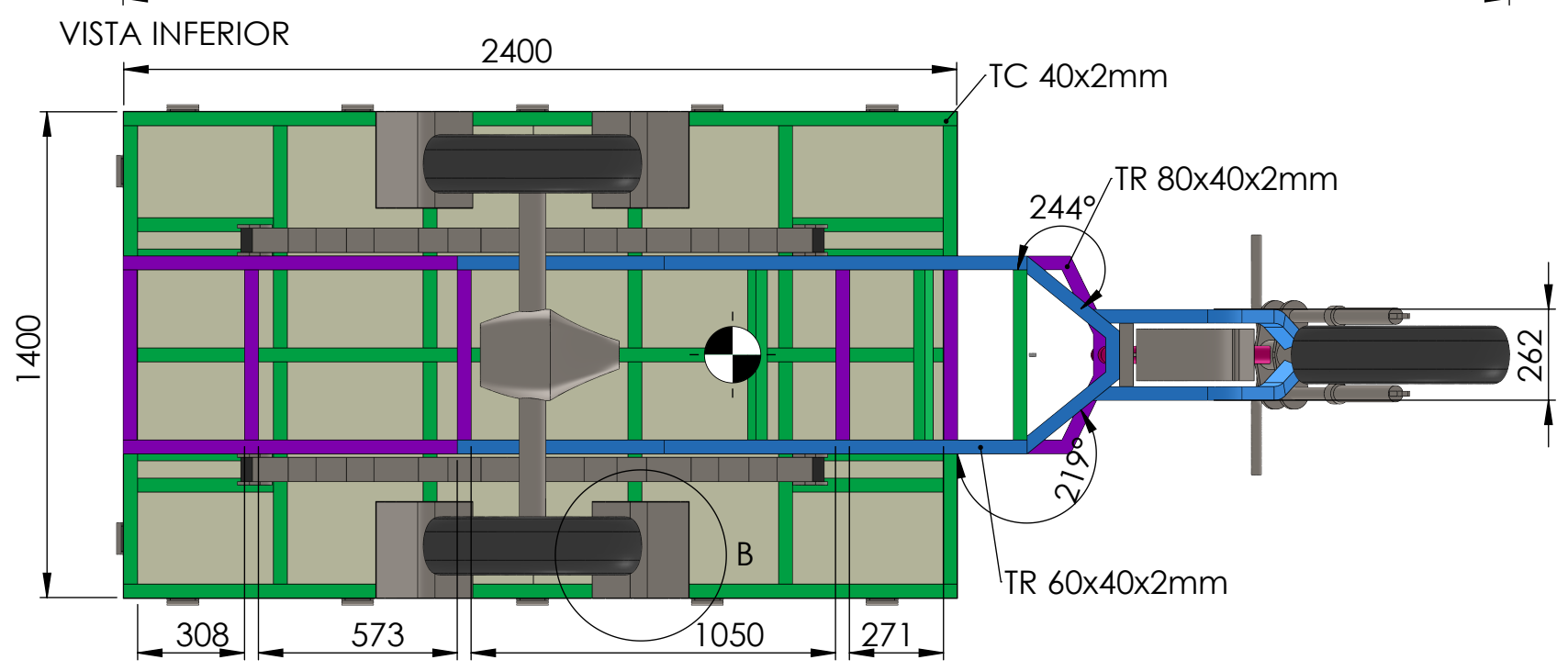
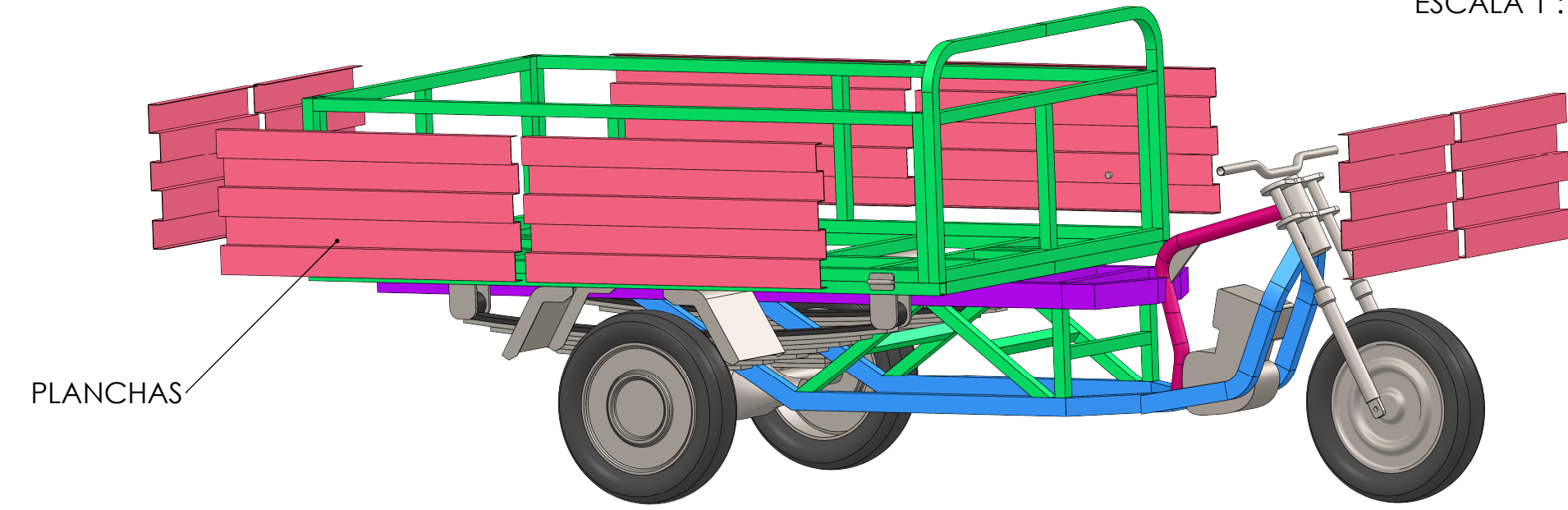
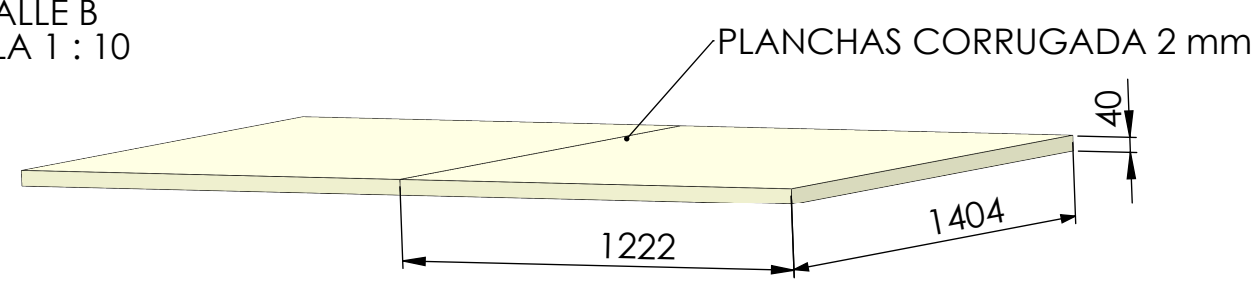
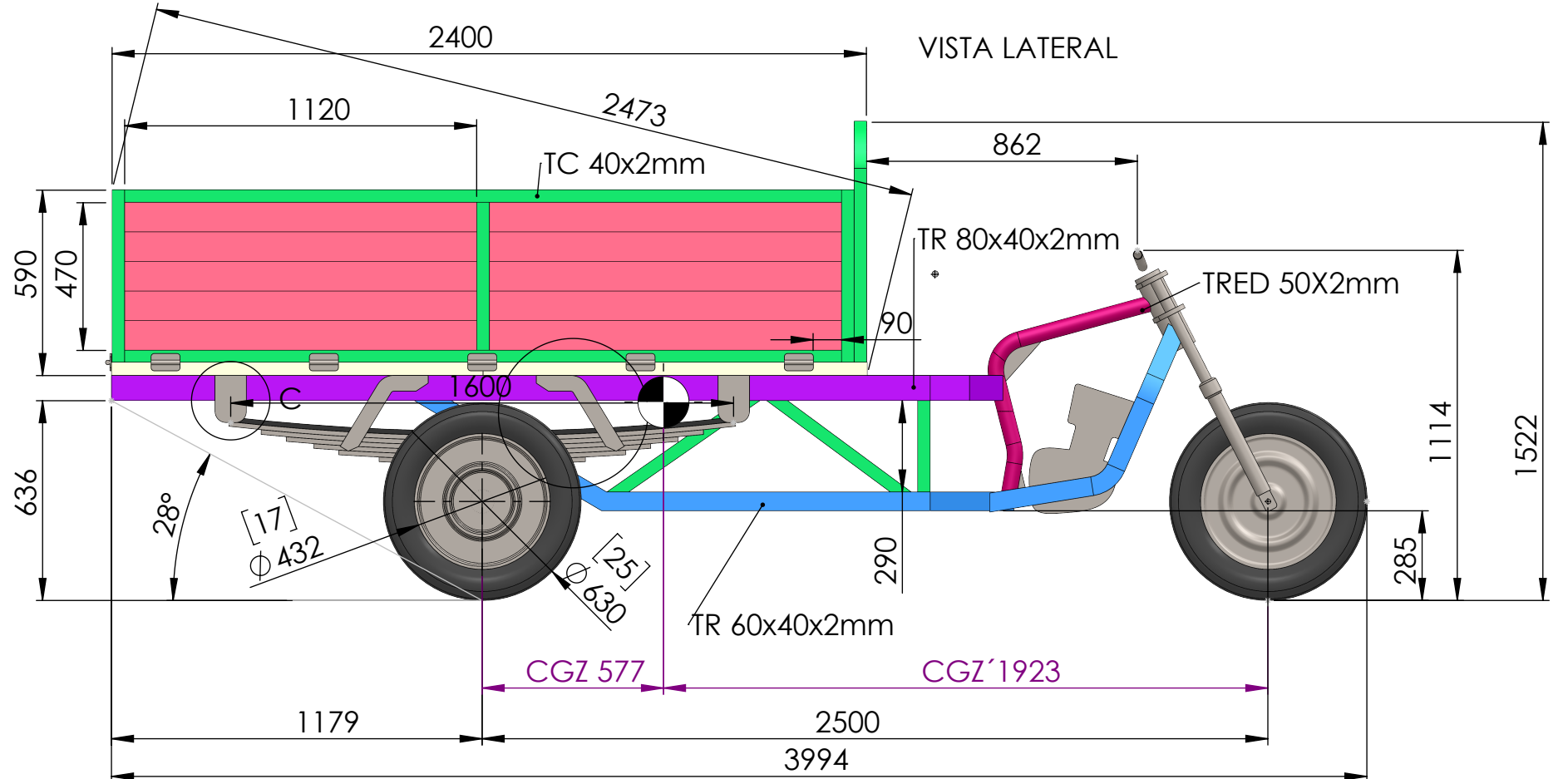
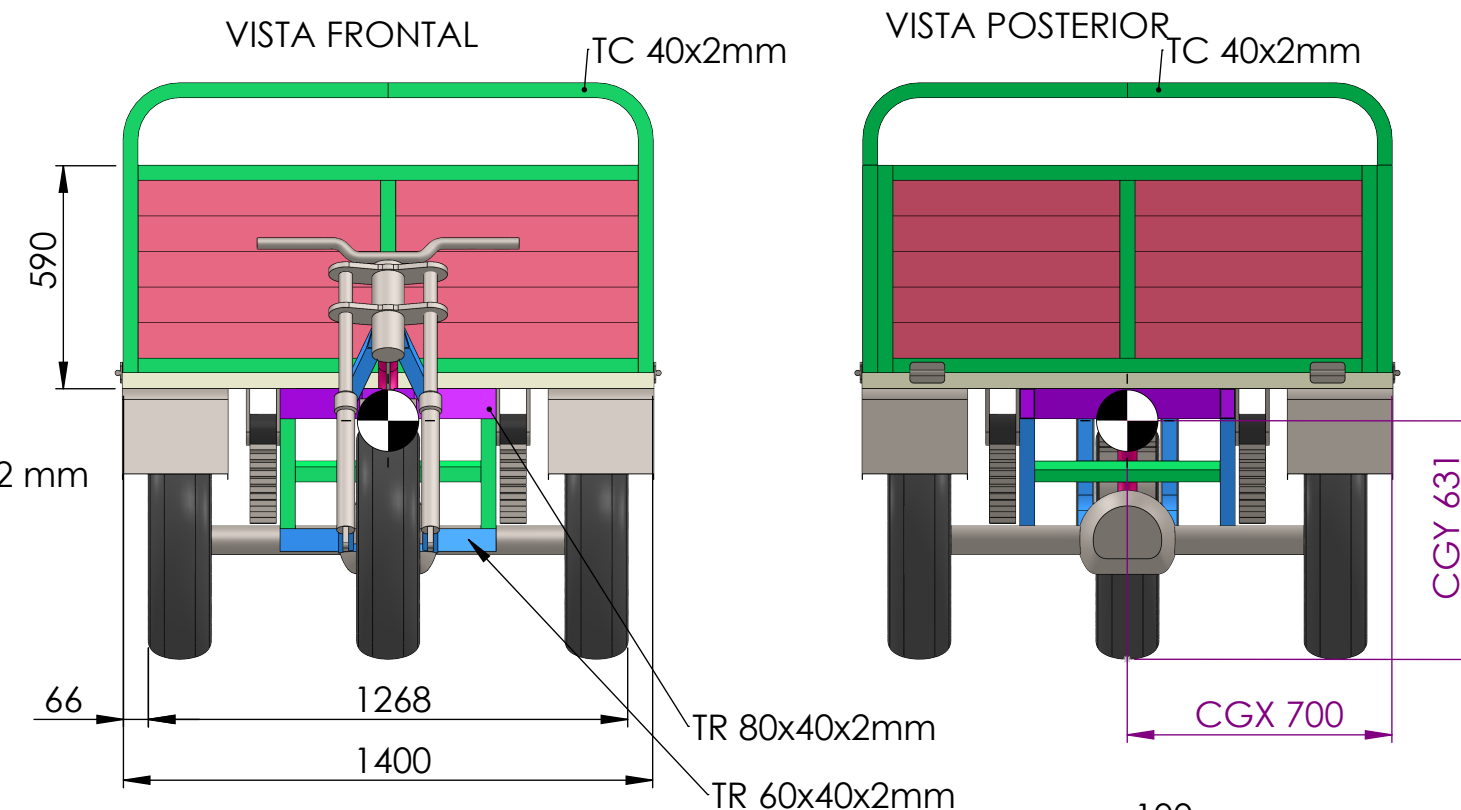
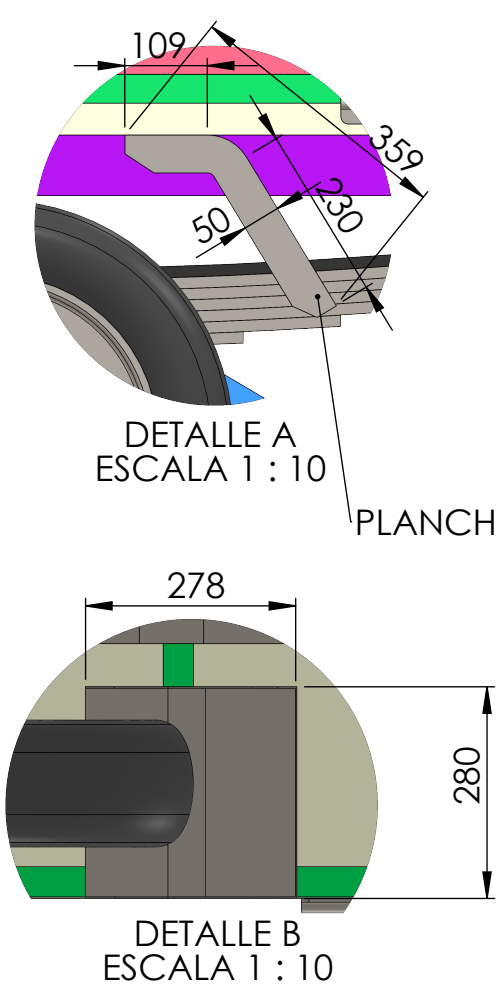
APÉNDICE B

PLANOS DEL EQUIPO

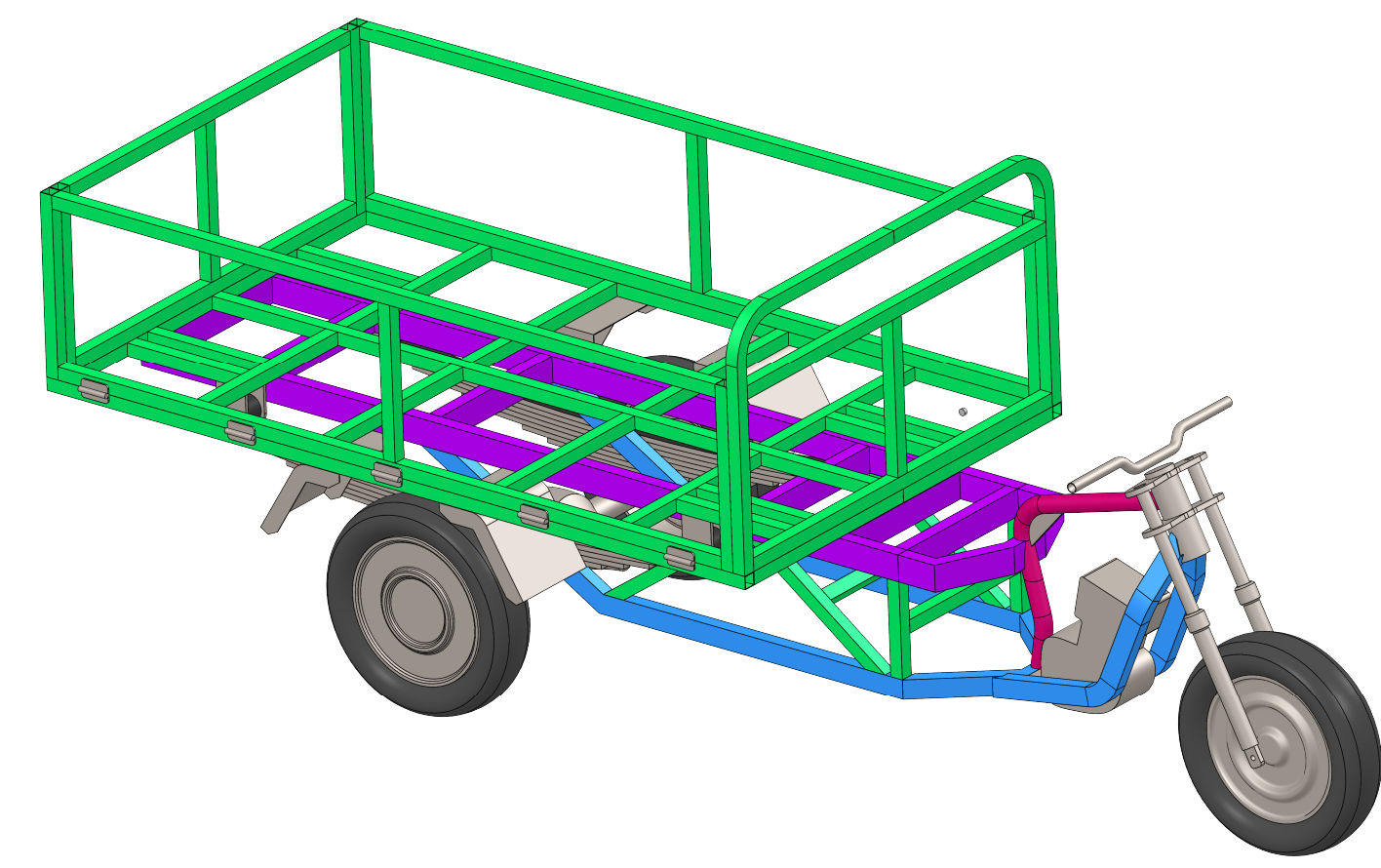
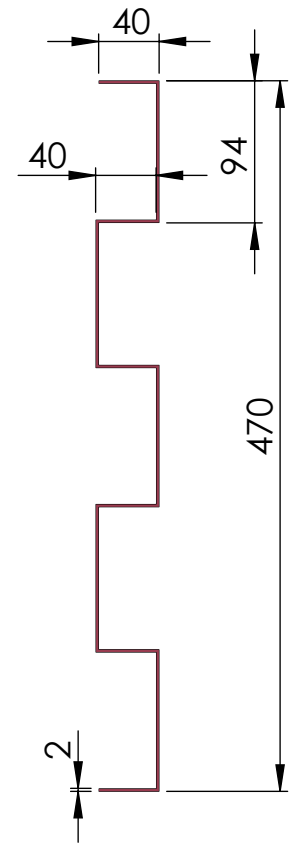


NOTA:
CGY altura del centro de gravedad
CGZ distancia desde el centro del eje posterior al CG
CGZ' distancia desde el centro del eje delantero al CG
CGX distancia transversal de CG

				Tolerancia:	Peso:	Materiales:	
				+5 mm	897 kg	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala
				Dib.	22/11/24	MOTO CARGADORA DISEÑO A	1:20
				Rev.			
				Apro.			
						LAMINA 01	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nombre				



SECCION PLANCHA CORRUGADA



NOTA:
CGY altura del centro de gravedad
CGZ distancia desde el centro del eje posterior al CG
CGZ' distancia desde el centro del eje delantero al CG
CGX distancia transversal de CG

				Tolerancia: +5 mm	Peso: 900 kg	Materiales: ASTM A36		
				Fecha 22/11/24	Nombre	Denominación: MOTO CARGADORA DISEÑO B	Escala 1:20	
				Dib.				
				Rev.				
				Apro.				
				LAMINA 01				
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nombre					