



UNIVERSIDAD DEL AZUAY
DEPARTAMENTO DE POSGRADO
MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

TEMAS:

**“DISEÑO DE UN VEHÍCULO DESTINADO AL TRANSPORTE DE PASAJEROS
CONCEBIDO A PARTIR DE LA TRANSFORMACIÓN DE UNA MOTOCICLETA, EN
BASE A LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2477:2012”**

**Trabajo de Graduación previo a la
obtención del Título de Magister en
Sistemas Vehiculares.**

AUTOR:

Ing. Freddy Miguel Orellana Lazo

DIRECTOR:

Ing. Robert Rockwood Iglesias Mst.

CUENCA – ECUADOR

2018

**“DISEÑO DE UN VEHÍCULO DESTINADO AL TRANSPORTE DE PASAJEROS
CONCEBIDO A PARTIR DE LA TRANSFORMACIÓN DE UNA MOTOCICLETA, EN
BASE A LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2477:2012”**

Ing. Freddy Orellana Lazo

Departamento de Posgrados
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
freddyorellana4@hotmail.com

Resumen.

Este proyecto propone el diseño de un vehículo para el transporte de pasajeros transformando una motocicleta en una tricimoto, el proceso de transformación busca un diseño funcional, seguro y económico que cumpla con la normativa nacional. El proyecto se fundamenta en la revisión del estado del arte sobre procesos de diseño y manufactura de vehículos similares, luego se escogió la motocicleta que servirá de base para el estudio, las prestaciones mecánicas fueron determinadas a partir del análisis analíticos de los sistemas que forman este vehículo, la predicción del desempeño estructural se realizó utilizando herramientas computacionales de análisis en base al método de elementos finitos; para terminar, y para facilitar los procesos de manufactura, se elaboró un manual de soporte.

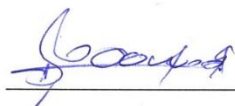
Palabras clave: Tricimoto, Diseño mecánico, Ingeniería asistida. Proceso.

**DESIGN OF A VEHICLE FOR PASSENGER TRANSPORTATION FROM THE
TRANSFORMATION OF A MOTORCYCLE, BASED ON THE ECUADORIAN
TECHNICAL STANDARD NTE INEN 2477: 2012**

ABSTRACT

This project proposed the design of a passenger transport vehicle by transforming a motorcycle into a three-wheeler. The process of transformation sought a functional, safe and economical design that complied with national regulations. The project was based on the review of the state of the art on the design and manufacturing processes of similar vehicles. Then, the motorcycle that would serve as the basis for the study was chosen, the mechanical benefits were determined from the analytical analysis of the systems that made up this vehicle. The prediction of structural performance was made using computational analysis tools based on the finite element method. Finally, a support manual was prepared to facilitate the manufacturing processes.

Keywords: Three-wheeler, mechanical design, assisted engineering, process.



Thesis Director
Ing. Robert Rockwood Mst.



Universidad del
AZUAY
Dpto. Idiomas



Translated by

Ing. Paul Arpi

1 INTRODUCCIÓN.

Los vehículos destinados al transporte de pasajeros, concebidos a partir de la transformación de una motocicleta, han tenido un crecimiento importante en los últimos años en nuestro país. (Telegrafo, 2016). Las características geográficas, así como las condiciones socio económicas, son factores importantes para que este tipo de transporte se masifique, sobre todo en los poblados de la costa ecuatoriana; al igual que lo han hecho en otros países de la región, en la India, y en muchos del sudeste asiático.

1.1 Problemática.

El transporte en vehículos ligeros como la tricimoto es un complemento del transporte público que cubre una demanda de movilidad insatisfecha por el sistema convencional especialmente en la ciudad y se ha convertido en una fuente de ingreso para un importante segmento de la población, el crecimiento desordenado de las ciudades principalmente en la costa ha creado nuevos centros poblados sin acceso a servicio y alejados a las ventajas que tienen las ciudades como el transporte público.

Sin lugar a duda, las “tricimotos”, satisfacen las necesidades de transportación de un importante segmento de la población ecuatoriana, sobre todo por los bajos costos asociados al equipamiento y operación de este tipo de unidades.

Sin embargo, se ha podido constatar que los vehículos que actualmente operan en nuestro país, no cumplen a cabalidad los requisitos de equipamiento, estudios estructurales y de materiales que exige la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2477:201 “Vehículos Automotores. Vehículo de tres ruedas para transporte de pasajeros y para transporte de carga. Requisitos”, por otro lado, se cree que estos vehículos han sido manufacturados sin considerar procesos y técnicas adecuadas; estos factores constituyen un riesgo para la población que utiliza este tipo de unidades de transporte.

1.2 Justificación.

La norma NTE INEN 2477:201, establece los requisitos mínimos que los vehículos de tres ruedas deben cumplir para el transporte de pasajeros siendo los principales:

- Velocidad máxima del diseño debe ser de 60 km/h
- Elementos de seguridad deben cumplir con el RTE INEN 034 “Elementos de Seguridad en vehículos automotores”
- La capacidad del vehículo debe ser diseñado para transportar cuatro pasajeros más el conductor
- La cubierta superior, no debe existir parrilla portaequipajes.
- Material de la cubierta superior debe ser no flamable, impermeable, con durabilidad a la intemperie y resistente a la ruptura y a la corrosión.
- La estructura de la carrocería debe tener una estructura de perfiles metálico de protección para los pasajeros y el conductor, de tal forma que permita la protección en volcamientos laterales.

- Debe tener un techo con estructura de perfiles metálicos de protección para los pasajeros y el conductor.
- Los vehículos deben tener limpia parabrisas
- Los vehículos deben tener cinturones de seguridad
- Los vehículos deben tener parachoques posterior
- Los vehículos deben contar con una mampara de protección detrás del asiento del conductor
- Superficie del piso debe ser de material antideslizante
- Debe contar como mínimo con dos sistemas de frenado, uno que actúe sobre la rueda delantera y otro que actúe en las ruedas posteriores.
- Debe tener las siguientes dimensiones:
 - Altura máxima del estribo: 350 mm
 - Altura máxima del vehículo debe ser de 1850 mm
 - Ancho máximo del vehículo: 1500 mm
 - Largo máximo del vehículo: 3500 mm para capacidad de cuatro pasajeros.
- Centro de gravedad debe estar mínimo a 100 mm por delante del eje posterior.
- Asientos y/o banca para pasajeros deben ser fijos a la carrocería
- La arrancabilidad de superar una pendiente del 25%

La falta de estudios para la fabricación nacional de las tricimotos y el valor excesivo para obtener uno de estos vehículos homologados, hace que este proyecto aporte favorablemente a la sociedad.

En la actualidad para el proceso de diseño mecánico de las estructuras se lo realiza a través de programas de ingeniería asistida en base al método de elementos finitos, estos programas presentan múltiples ventajas como la interactividad y facilidad de crear nuevos diseños, la posibilidad de simular el comportamiento del modelo antes de la construcción del prototipo, modificando si es necesario sus parámetros; la generación de planos con todo tipo de vistas, detalles y secciones.

El método de diseño mecánico aplicado mediante el programa CAD Inventor Profesional de un vehículo monoplaza para personas con paraplejía que utiliza mallado de los componentes es importante para el análisis de funcionamiento de la estructura que está sometida a esfuerzo cortante máximo y esfuerzo Von-Mises, dicho análisis refleja que la estructura propuesta puede soportar el peso de los ocupantes y las fuerzas generadas por la circulación en la vía. (Pachar, 2016)

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo General.

“Diseñar un vehículo destinado al transporte de pasajeros concebido a partir de la transformación de una motocicleta, en base a la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2477:2012”.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Delimitar el estado del arte referente al diseño de vehículos de tres ruedas destinados para el transporte de pasajeros, concebidos a partir de la transformación de una motocicleta lineal.
- Escoger la motocicleta que servirá de base de este estudio, en base al análisis de las prestaciones, y del mercado.
- Diseñar y/o seleccionar los componentes del vehículo que permitirán la transformación de la motocicleta en un vehículo de tres ruedas destinado al transporte de pasajeros, en estricto cumplimiento de la norma INEN **2477:2012**.
- Elaborar un manual que facilite el proceso de manufactura de los componentes mecánicos.
- Estimar costos de fabricación de las tricimotos en base al diseño propuesto.

1.4 Estado del arte.

A través de la revisión del estado del arte se han identificado algunas propuestas de diseño, así como propuestas metodológicas relacionadas a la transformación de motocicletas, algunos de los más relevantes se describen a continuación.

En Filipinas en el año 2011, había alrededor de 3,5 millones de triciclos y motocicletas; el impacto del triciclo ha sido positivo, principalmente por la falta de alternativas de transporte; según una encuesta el 40% de los encuestados mencionó que la tricimoto o triciclo es el único medio de transporte disponible para llevarlos dentro o fuera de su vecindario debido a las estrechas carreteras y a la conveniencia por las ventajas en velocidad y costo.

Los usuarios prefieren tricimotos ya que pueden llevarlos a su destino más rápido y a un costo menor que otros tipos de transporte, como los jeepneys (medios populares de transporte público en Filipinas, son reconocidas por su decoración extravagante y sus cabinas llenas de pasajeros, convirtiéndose en un símbolo de la cultura de dicho país). Sin embargo, una tricimoto tiene varias ventajas y desventajas. En primer lugar, la mayoría de diseños no son seguros ya que la carrocería es estrecha para alojar de cuatro a cinco pasajeros como máximo y son unas de las principales contribuyentes a la contaminación del medio ambiente siendo este tipo de transporte en Filipinas el 67% de la contribución total del transporte público. (Luansing, Pesigan, & Rustico, 2015).

Según datos obtenidos de la Agencia Nacional de Tránsito (ANT), a nivel nacional existen aproximadamente 1.728 tricimotos, sin embargo se debe considerar que muchos de estos vehículos no han sido matriculados, ya que incumplen con los requisitos de matriculación; la distribución de estos, por provincia, se muestra en la figura 1, donde se puede apreciar que las provincias costaneras como por ejemplo El Oro y Guayas tienen la mayor cantidad de tricimotos en relación a las provincias de la sierra. (Transito, 2013)



Fig. 1. Distribución de tricimotos en las diferentes provincias del país.
Fuente: (Transito, 2013)

Al comparar la cantidad de vehículos matriculados en la provincia del Guayas, entre los años 2007 y 2016, se observa un crecimiento del 59,26% (ANT, 2016), este valor indica que la tendencia de crecimiento de este segmento de transportación es hacia el alza (Telegrafo, 2016).

En cuanto al diseño de este tipo de vehículos, se han observado diferentes propuestas, como la presentada por (Oliveira, 2008) quien propone el diseño de una tricimoto en base a una configuración triangular en su chasis, en el vértice frontal de la parte posterior de la tricimoto permite la conexión y fijación con la parte posterior del chasis de la motocicleta, en este proyecto se indica que este tipo de transporte de carga y personas es evidente que no se considera la seguridad de los ocupantes en fabricaciones artesanales, siendo un transporte que tiene una gran demanda por el bajo consumo de combustible y baja inversión inicial.

En este proyecto para el proceso de diseño se detallan y ordenan las disposiciones de los elementos, formas, medidas y materiales para la construcción de la tricimoto mediante dibujos técnicos e instrucciones que faciliten su manufactura. Así, para la fabricación del producto fue diseñado un conjunto mecánico compuesto por un chasis, con balanza, eje trasero, transmisión, frenos de servicio y frenos de estacionamiento.

El chasis fabricado a través de una estructura modular de piezas como tubos de sección rectangular y diversas chapas; este diseño preliminar y simplificado fue pensado para facilitar la fabricación, pues no se requería herramientas, dispositivos y proceso especiales. En la figura 2 se observa el chasis de la parte posterior de la tricimoto diseñada. (Cristal, 2008)

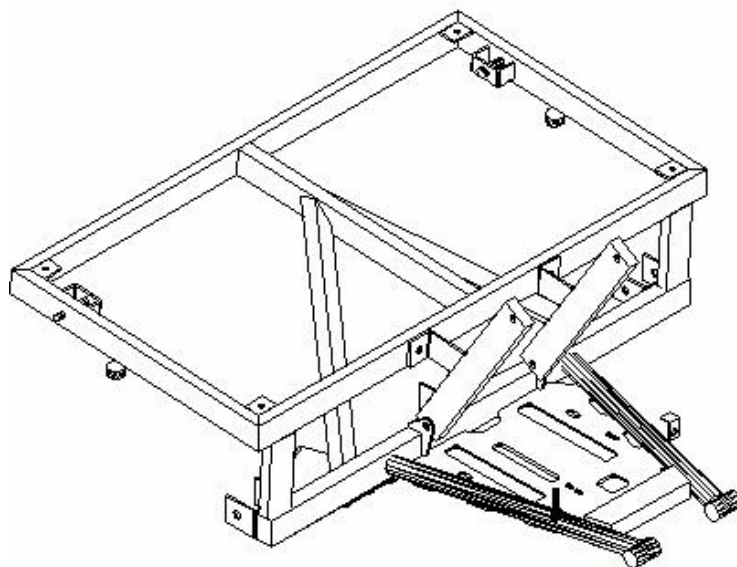


Fig. 2 Estructura del chasis para el montaje del proyecto.
Fuente: (Cristal, 2008)

Durante el desarrollo de este proyecto, fue posible obtener diversos parámetros técnicos específicos para el diseño de este tipo de vehículo, estos datos sirvieron para aplicar en la próxima fase del desarrollo del proyecto en donde se generó un proceso interactivo entre las etapas del proyecto y las pruebas preliminares. En el momento en que se obtuvo una configuración aceptable para el producto, se realizó las pruebas requeridas para la homologación. La tricimoto fue diseñada siguiendo las normas vigentes del departamento nacional de tránsito (Denatran) consiguiendo la certificación de adecuación de la legislación de tránsito de Brasil.

En el diseño de tricimoto se indica que fue necesario primero diseñar y analizar la estructura de la motocicleta para definir exactamente los puntos de fijación y de ahí partir al diseño de la estructura de la tricimoto. El diseño de la estructura hace referencia a los componentes donde se apoyan los otros elementos que componen la tricimoto. La parte posterior de la tricimoto es denominada como conjunto básico que generalmente es la parte estructural y mecánica de la tricimoto, siendo esta la parte principal y puede ser de uso común para todas las configuraciones de este tipo de vehículos. En el conjunto básico, la parte del conjunto intermedio que se encuentra entre la motocicleta y el kit triciclo, denominado la estructura posterior de la tricimoto se compone principalmente de un conjunto soldado estructural construido generalmente por piezas fabricadas a partir de chapas de acero que se fijan con el kit triciclo al cuadro estructural de la motocicleta, en la figura 3 se indica la parte intermedia del conjunto básico que sirve como unión entre el chasis de la motocicleta y la estructura del kit triciclo o tricimoto.(Cristal, 2008)

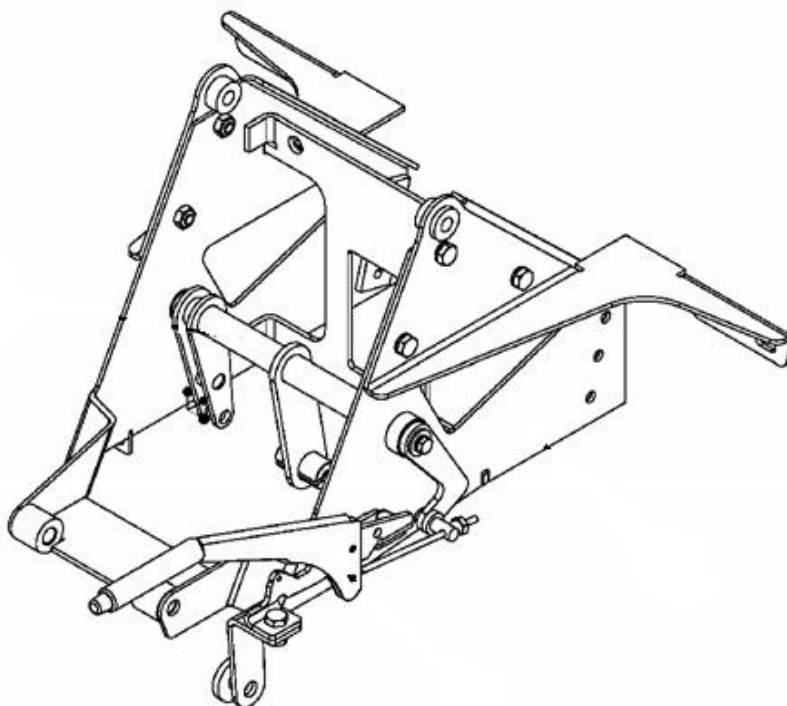


Fig. 3 Conjunto intermedio del Kit triciclo.
Fuente: (Cristal, 2008)

El proyecto “Diseño de Chasis para sistema de transporte terrestre Monoplaza útil en entornos urbanos, planos y pavimentados” de Peña (2013), se centró en el bastidor puesto que esta estructura determina en gran medida las características que proveen estos vehículos usando los fundamentos del diseño y desarrollo del producto centrándose en la etapa de concepción, para lo cual se partió de la identificación de necesidades y la construcción de especificaciones de diseño.

Con esta información se elaboró una estructura funcional que fue la base subsecuente para una matriz morfológica dirigida al planteamiento de soluciones y la construcción de conceptos, los mismos fueron calificados usando criterios basados en las especificaciones de diseño, obteniendo al final un concepto solución que fue alterado en función de la disponibilidad de elementos y componentes comerciales en el mercado local, así como medidas estándares que garanticen comodidad para el usuario. Con la finalidad de garantizar la integridad de los usuarios potenciales del vehículo portador del bastidor diseñado, se realizaron simulaciones basadas en herramientas computacionales que permitieron refinar el diseño. El diseño final obtenido responde a todas las especificaciones de diseño planteadas al inicio del proceso, garantizando bajos costos de producción e implementación gracias a que es compatible con componentes comerciales de fácil acceso en el mercado local.(PEÑA, 2013)

En el proyecto (Peña, 2013) se utiliza una matriz morfológica que presenta varias soluciones para el diseño de un sistema como el montaje de suspensión delantera, posterior o el anclaje de los puntos de apoyo del motor, con esta matriz se obtiene dos soluciones que en una tabla de conceptos por método de calificación se escoge el mejor proceso para el diseño del chasis.

En el diseño del bastidor o chasis es primordial implementar diagonales para garantizar la seguridad del usuario que también se requiere en la estructura de los laterales de modo que se pueda afrontar una colisión lateral o volcamiento.

Agrupando todas las soluciones de la matriz morfológica para la solución encontrada, la mejor calificada, en la tabla de promedios ponderados, teniendo en cuenta sus criterios de evaluación y los criterios de arquitectura se obtuvo como resultado el bastidor con perfiles cuadrados ya que su proceso de manufactura es más cómodo que si fuera tubería de sección circular como indica la figura 4.(PEÑA, 2013)

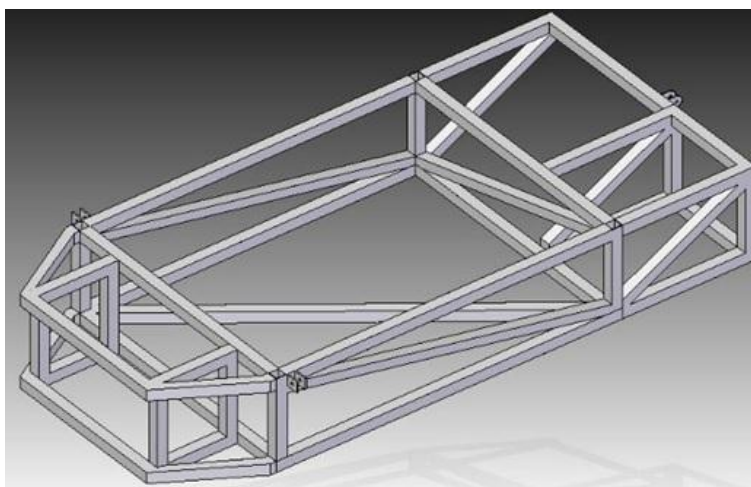


Fig. 4. Bastidor con perfiles cuadrados y diagonales en sus laterales y base.
FUENTE: (PEÑA, 2013)

2 MATERIALES Y METODOS.

2.1 Selección de la motocicleta.

Para escoger el tipo de motocicleta se recabó información para conocer cuáles son las cuatro marcas con mayor participación de ventas en el mercado ecuatoriano, para de ahí escoger la motocicleta afín con el proyecto, en la figura 5 se puede ver la participación de ventas en el mes de enero 2017 donde se indica el informe de la AEADE (Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador) publicado el 15 de marzo del 2017 que las marcas de motocicletas más vendidas en el mes de enero 2017 son: Suzuki con un 12%, Ranger con un 10%, Shineray con un 9% y Daytona con un 8%.



Fig. 5. Participación de ventas de motos por marca en el mes de enero 2017.

Fuente: AEADE. (Vela & Torre, 2017)

Una vez teniendo las cuatro marcas de motos más vendidas, se escogió la adecuada para el proyecto, en este proceso se consideró para cada marca de moto cuatro criterios para realizar el análisis y tomar la mejor decisión. Se analizó modelos que tengan las mismas cilindradas del motor en este caso se escogió de 200cc, como se puede observar en la tabla 1 que muestra los modelos de cada marca de moto y su precio en el mercado local:

Tabla 1

Modelos de motos de 200cc con sus precios en el mercado local

MOTOS LINEALES	MODELO	PRECIO	CILINDRADA
SUZUKI	GIXXER 155CC	\$3.900,00	200 CC
RANGER	SUPER NINJA	\$1.501,00	200 CC
SHINERAY	XY-200	\$1.766,00	200 CC
DAYTONA	SHARKI I DY 200 GY-3	\$2.040,00	200 CC

Dentro de los criterios que se consideran para escoger la moto adecuada es la participación de ventas, el servicio post-venta, la robustez del chasis y la durabilidad a la corrosión; en la tabla 2 se puede observar los criterios antes mencionados para obtener los porcentajes de criterio para cada motor se realizó una encuesta a 10 talleres de la ciudad que por la experiencia y conocimiento ganados en las marcas se pudo obtener los valores indicados en la tabla 2.

Se considera la corrosión como un criterio, ya que si la estructura opera en una atmósfera corrosiva va tener una menor resistencia a la fatiga que se debe al desbastado o picadura de la

superficie causado por el material corrosivo. La razón es que la corrosión y el esfuerzo ocurren al mismo tiempo. Básicamente, esto significa que al paso del tiempo cualquier parte fallará cuando se someta a esfuerzos repetidos en una atmósfera corrosiva. (Tobergte & Curtis, 2013)

Tabla 2.

Criterios a considerar para el análisis y la toma de decisiones para la moto adecuada

MOTOS LINEALES	MODELO	PARTICIPACION DE VENTAS POR MARCA EN ENERO 2017 AEADE	POST VENTA	CHASIS ROBUSTO	DURABILIDAD A LA CORROSION
SUZUKI	GIXXER 155CC	12%	65,00%	60,00%	70,00%
RANGER	SUPER NINJA	10%	15,00%	10,00%	10,00%
SHINERAY	XY-200	9%	50,00%	0,00%	0,00%
DAYTONA	SHARKI I DY 200 GY-3	8%	70,00%	70,00%	70,00%

En este proyecto de investigación se utiliza el Proceso Analítico Jerárquico AHP, cuyo proceso fue desarrollado por Thomas L. Saaty y está diseñado para resolver problemas complejos de criterios múltiples, mediante la construcción de un modelo jerárquico, que le permite al agente decisor estructurar el problema de forma visual. El modelo jerárquico básicamente contiene tres niveles: meta u objetivos, criterios y alternativas.

Una vez construido el modelo jerárquico, se realizan comparaciones de pares entre dichos elementos (criterios, subcriterios y alternativas) y se atribuye valores numéricos a las preferencias señaladas por las personas involucradas, entregando una síntesis de las mismas mediante la agregación de esos juicios parciales. En la figura 6 se pudo observar la estructura jerárquica del problema dentro del enfoque de Saaty, el primer nivel o jerarquía de la estructura corresponde al propósito del problema, el segundo a los criterios y el tercero a las alternativas o elecciones posibles. (Multicriterio, La, & Decisiones, 2005)

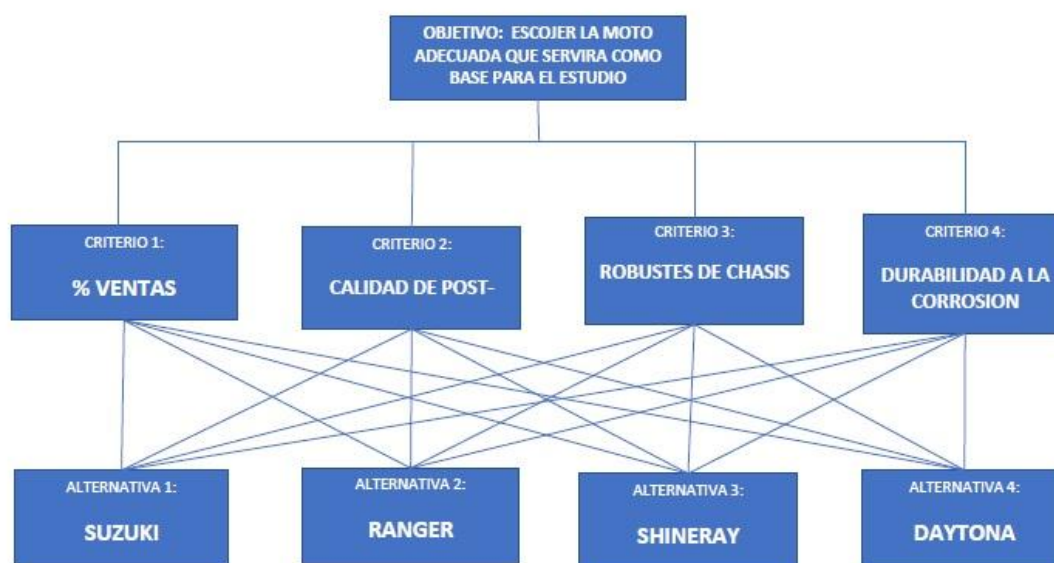


Fig. 6. Jerarquía en AHP para escoger la moto adecuada
Fuente: El autor

La comparación entre dos elementos utilizado por AHP se realiza por medio de la escala de importancia relativa entre dos alternativas sugerida por Saaty que es la más utilizada. Al atribuir valores que varían de 1 a 9, la escala determina la importancia relativa de una alternativa cuando se compara con otra, como se indica en la tabla 3. (Vargas, 2012)

Tabla 3
Escala de importancia relativa de Saaty.(Vargas, 2012)

ESCALA NUMÉRICA	ESCALA VERBAL	EXPLICACIÓN
1.0	Ambos elementos son de igual importancia.	Ambos elementos contribuyen con la propiedad en igual forma
3.0	Moderada importancia de un elemento sobre otro.	La experiencia y el juicio favorecen a un elemento sobre el otro.
5.0	Fuerte importancia de un elemento sobre otro.	Un elemento es fuertemente favorecido.
7.0	Muy fuerte importancia de un elemento sobre otro	Un elemento es muy fuertemente dominante.
9.0	Extrema importancia de un elemento sobre otro	Un elemento es favorecido, por lo menos con un orden de magnitud de diferencia.
2.0, 4.0, 6.0, 8.0	Valores intermedios entre dos juicios adyacentes.	Usados como valores de consenso entre dos juicios.
Incrementos de 0.1	Valores intermedios en la graduación más fina de 0.1	Usados para graduaciones más finas de los juicios.

El decisor debe establecer las prioridades mediante comparación entre pares y, así, determinar los pesos relativos de los criterios. Los números de la escala representa la proporción en la que uno de los elementos que se consideran en la comparación pareada domina al otro respecto a una propiedad o criterio que tienen en común, quedando de la siguiente manera las matrices.(Toskano, 2005)

En las tablas 4, 5, 6 y 7 se puede observar las matrices de comparación por pares entre alternativas según los criterios considerados en este proyecto, que son la participación de venta, la post venta, la robustez del chasis y durabilidad a la corrosión, con la matriz de comparación se obtiene la matriz normalizada la misma que sirve para el cálculo del vector promedio o pesos globales de cada criterio.

Tabla 4.

Matriz de comparación, normalizada y vector promedio del criterio de participación de ventas.

CRITERIO 1: PARTICIPACIÓN DE VENTAS									
	SUZUKI	RANGER	SHINERAY	DAYTONA	MATRIZ NORMALIZADA				VECTOR PROMEDIO
SUZUKI	1	3	5	7	0,60	0,66	0,54	0,44	0,56
RANGER	0,33	1	3	5	0,20	0,22	0,32	0,31	0,26
SHINERAY	0,20	0,33	1	3	0,12	0,07	0,11	0,19	0,12
DAYTONA	0,14	0,2	0,33	1	0,09	0,04	0,04	0,06	0,06
SUMA	1,68	4,53	9,33	16,00					

Tabla 5.

Matriz de comparación, normalizada y vector promedio del criterio de post ventas.

CRITERIO 1: POST VENTA									
	SUZUKI	RANGER	SHINERAY	DAYTONA	MATRIZ NORMALIZADA				VECTOR PROMEDIO
SUZUKI	1	5	2	0,50	0,60	1,10	0,21	0,03	0,49
RANGER	0,20	1	0,2	0,14	0,12	0,22	0,02	0,01	0,09
SHINERAY	0,50	5	1	0,33	0,30	1,10	0,11	0,02	0,38
DAYTONA	2	7	3	1	1,19	1,54	0,32	0,06	0,78
SUMA	3,70	18,00	6,20	1,98					

Tabla 6.

Matriz de comparación, normalizada y vector promedio del criterio robustez del chasis.

CRITERIO 1: ROBUSTES DEL CHASIS									
	SUZUKI	RANGER	SHINERAY	DAYTONA	MATRIZ NORMALIZADA				VECTOR PROMEDIO
SUZUKI	1	5,00	7	3	0,60	1,10	0,75	0,19	0,66
RANGER	0,2	1	7	0,2	0,12	0,22	0,75	0,01	0,28
SHINERAY	0,14	0,14	1	0,14	0,09	0,03	0,11	0,01	0,06
DAYTONA	3	5,00	7	1	1,79	1,10	0,75	0,06	0,93
SUMA	4,34	11,14	22,00	4,34					

Tabla 7.

Matriz de comparación, normalizada y vector promedio del criterio durabilidad a la corrosión.

CRITERIO 1: DURABILIDA A LA CORROSIÓN									
	SUZUKI	RANGER	SHINERAY	DAYTONA	MATRIZ NORMALIZADA				VECTOR PROMEDIO
SUZUKI	1	7	9	1	0,60	1,54	0,96	0,06	0,79
RANGER	0,14	1	3	0,14	0,09	0,22	0,32	0,01	0,16
SHINERAY	0,11	0,33	1	0,11	0,07	0,07	0,11	0,01	0,06
DAYTONA	2,00	7,00	9	1	1,19	1,54	0,96	0,06	0,94
SUMA	3,25	15,33	22,00	2,25					

Se realiza la matriz de comparación de pares entre los criterios propuestos para este proyecto obteniendo el vector promedio o peso global de cada criterio como se presenta en la tabla 8.

Tabla 8.
Matrices de comparación entre criterios.

MATRIZ DE COMPARACIÓN DE CRITERIOS									
	VENTAS	POST VENTA	ROBUSTEZ	DURABILIDAD A LA CORROSIÓN	MATRIZ NORMALIZADA				VECTOR PROMEDIO
VENTAS	1	0,20	0,11	0,11	0,60	0,04	0,01	0,01	0,16
POST VENTA	5	1	3,00	0,2	2,98	0,22	0,32	0,01	0,88
ROBUSTES	9,00	5	1	0,33	5,37	1,10	0,11	0,02	1,65
DURABILIDA CORROSION	9,00	5,00	3,00	1	5,37	1,10	0,32	0,06	1,71
SUMA	24,00	11,20	7,11	1,64					

En la tabla 9 se puede observar la matriz construida por los vectores o pesos globales de cada criterio y se multiplica por el vector de prioridades de los criterios respecto del objetivo principal, esto determina la alternativa más conveniente para la solución del problema planteado.

Tabla 9.
Matriz de vectores de criterios y resultados.

	PARTICIPACION DE VENTAS	POST VENTA	ROBUSTEZ	DURABILIDAD A LA CORROSIÓN	TOTAL
SUZUKI	0,56	0,49	0,66	0,79	2,97
RANGER	0,26	0,09	0,28	0,16	0,85
SHINERAY	0,12	0,38	0,06	0,06	0,56
DAYTONA	0,06	0,78	0,93	0,94	3,84
SUMA	0,16	0,88	1,65	1,71	

En la tabla 9 se puede identificar que la moto Daytona modelo Shark 2 DY200 GY-3 tiene la prioridad mayor de 3,84 en su vector total, lo que indica que esta moto se utilizará para el proyecto en desarrollo.

La moto Daytona que resultó con mayor prioridad en el análisis multicriterio tiene las características técnicas como indica la tabla 10.

Tabla 10

Características de la moto Daytona Shark 2 DY200 GY-3

Cilindraje:	200cc
Tipo de Motor:	4 tiempos Cadenilla
Cilindraje:	197 cc
Potencia:	16 HP a 8500 rpm
Max. Torque:	14,9 Nm a 7500 rpm
Enfriamiento:	Aire
Freno Delantero:	Disco
Freno Posterior:	Tambor
Sistema de Encendido:	Eléctrico/Pedal
Amortiguación Delantera:	Telescópica normal
Amortiguación Posterior:	Mono shock
Sistema de Transmisión:	5 velocidades
Capacidad del tanque:	3 galones
Consumo por Galón:	128km/g
Reducción final de la caja de cambios:	1: 3,35
Reducción de la caja de cambios:	1° = 1:2,769 2°=1: 1,882 3°=1: 1,400 4°=1: 1,130 5°=1:0,960
Reducción de la transmisión:	1: 3,33

2.2 Selección de perfiles normalizados para el bastidor.

Para el diseño del bastidor, en primer lugar, se realizó la selección de los perfiles normalizados que se utilizarán como largueros; este proceso requiere en primer lugar conocer el momento flector máximo que soportará este componente.

Para este proceso fue necesario trasladar las cargas que se ejercen en la parte frontal de la motocicleta y se transmiten hasta el larguero, la carga trasladada se considera como un momento flector aplicado al extremo de este componente. Para el cálculo de este momento resultante se utilizó el teorema de “Varignon” que indica que el momento de torsión resultante de un sistema de fuerzas con respecto a un punto de referencia es igual a la suma de los momentos de torsión de cada una de las fuerzas respecto a dicho punto:

$$M_R = \sum M = M_1 + M_2 + M_3 + \dots \quad (1)$$

M_R = Momento resultante

$M_1, M_2, M_3 \dots$ = Momentos de torsión de cada fuerza.

Para el cálculo del momento en la estructura de unión entre el chasis de la moto lineal y el bastidor de parte posterior de la tricimoto se considera la fuerza ejercida por el peso del motor y el chasis de la moto y la fuerza ejercida por el peso del conductor dando como resulta un momento en punto A de 316,06 Nm, como se puede observar en la figura 7.

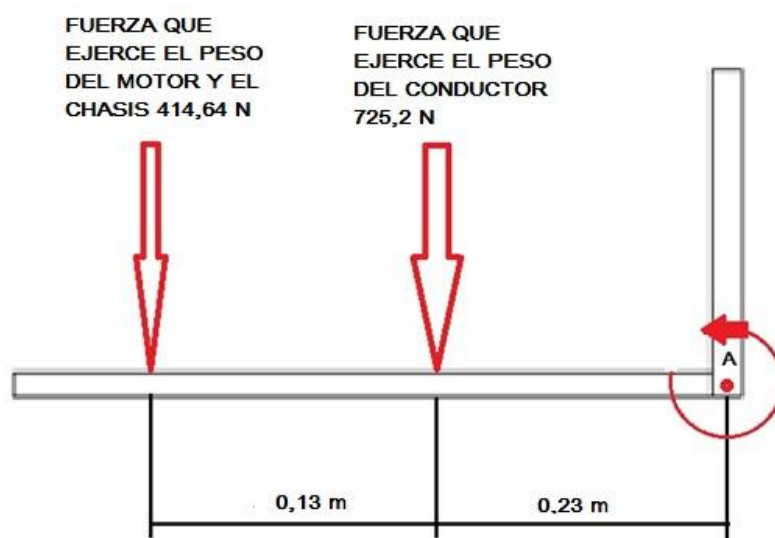


Fig. 7. Diagrama de la fuerzas y distancias consideradas para el cálculo del momento en el punto A.

Con los datos del momento de torsión de la estructura de unión con el chasis de la moto lineal y el chasis de la tricimoto se realiza el cálculo del momento flector máximo.

En la figura 8 se puede observar un larguero del chasis de la tricimoto de forma gráfica donde se coloca las cargas y los apoyos que sirven para el cálculo del momento flector máximo.

Como se observa en la figura en la parte izquierda se coloca el momento de 316,06 Nm que se obtuvo en el cálculo en la estructura de unión del chasis de la moto con el bastidor posterior de la tricimoto, en este mismo punto se aplica un apoyo fijo, a una distancia de 0,26 m una fuerza de 725,7 N que es la fuerza ejercida por el peso de un pasajero en el asiento delantero de la tricimoto, a 0,87m un apoyo tipo rodillo que es el punto de sujeción de la articulación de la suspensión, se coloca la fuerza ejercida por el peso del pasajero en el asiento posterior de 725,7 N a una distancia de 1,28m y en extremo final del larguero del chasis de una distancia total de 1,43m un apoyo tipo rodillo que es el punto de apoyo del amortiguador.



Fig. 8. Larguero del chasis de la tricimoto con las cargas y apoyos.

Fuete: El autor

Para seleccionar el perfil que se utiliza en la estructura del chasis de la parte posterior de la tricimoto se realiza el análisis en base al criterio de selección de vigas normalizadas, diseño de vigas, es decir, las estructuras que soportan cargas aplicadas en varios puntos a lo largo del elemento, el tipo de viga que se calcula para los largueros del chasis es una viga estáticamente indeterminada de forma continua. Una de las partes más importantes del diseño de una viga para una condición dada de carga es la localización y la magnitud del momento flector máximo; este proceso se facilita si se dibuja un diagrama de momento flector, es decir, si el valor del momento flector M se determina en varios puntos de la viga y se grafica contra la distancia x medida desde un extremo de la viga, y se facilita aún más dibujando un diagrama de cortante al mismo tiempo que se grafica la fuerza cortante V contra x . (Tobergte & Curtis, 2013)

Para el cálculo del momento flector máximo se aplica el teorema de los Tres Momentos. Esta ecuación para una viga continua de tres apoyos o dos tramos continuos es la siguiente:

$$M_1L_2 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_1 + (6A_1a_1)/L_1 + (6A_2b_2)/L_2 = 0 \quad (2)$$

M_1, M_2, M_3 : Momento flectores en los apoyos 1, 2 y 3.

L_1, L_2 : Longitudes de los tramos 1 y 2.

A_1, A_2 : Área del diagrama de Momento Flectores de las Cargas sobre los tramos 1 y 2.
 a_1 : Distancia del centro del diagrama de Momentos Flectores del tramo 1 al apoyo 1.
 b_2 : Distancia del centro del diagrama de Momentos Flectores del tramo 2 al apoyo 3.

La ecuación de los tres momentos también se puede aplicar por medio de fórmulas para las cargas puntuales y cargas distribuidas:

$$M^1 L^2 + 2M^2(L^1 + M^2) + M^3 L^2 = -R - L \quad (3)$$

Donde $R = L$, la fórmula para carga puntual es:

$$R = L = \frac{3}{8} * (p) (l^2) \quad (4)$$

$p = \text{Carga puntual}$
 $l = \text{Longitud del tramo}$

La fórmula para carga distribuida es:

$$R = L = \frac{1}{4} * (w)(l^3) \quad (5)$$

$w = \text{Carga distribuida}$
 $l = \text{Longitud del tramo}$

Para el cálculo de cada tramo se debe descomponer en estado estático de cada uno de los tramos.

Al obtener el momento flector máximo de 316,06 Nm como se muestra en la figura 9 se procede a la selección del perfil que se va a utilizar en el diseño de la tricimoto para esto se utiliza el concepto de módulo de resistencia a la flexión, con un factor de seguridad de 2,3.

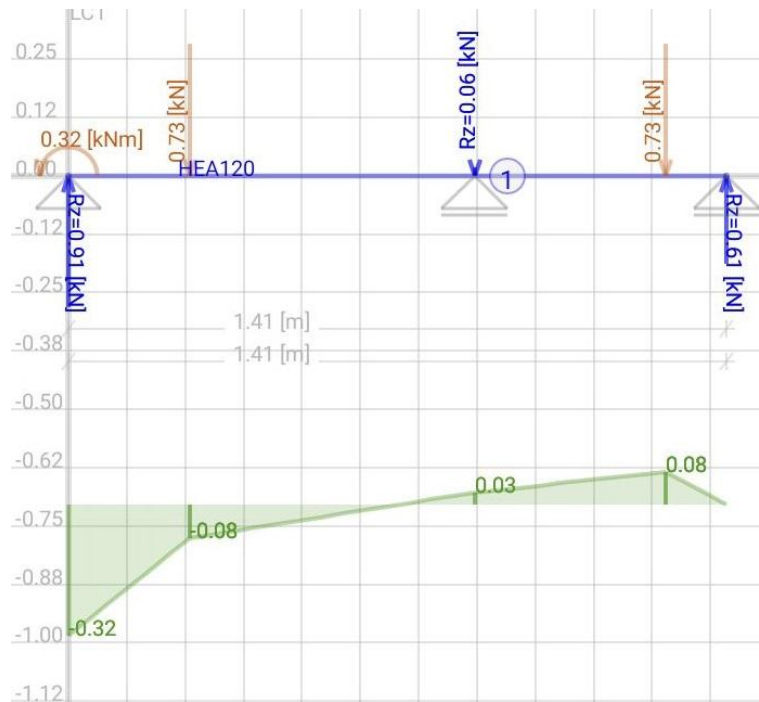


Fig. 9. Momento flector máximo de 316,06 Nm (0,32 kNm)

Fuente: El autor

El tipo de perfil que se va a utilizar en el proyecto es un tubo rectangular, para la selección de las dimensiones del tubo es necesario calcular el esfuerzo permisible con un esfuerzo mínimo de fluencia para el tipo de acero ASTM A500 es de 3500 kg/cm² (343,23 MPa):

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_U}{F.S.} \quad (6)$$

σ_{perm} = Esfuerzo permisible (152,17 MPa.)

σ_U = Esfuerzo normal último de fluencia (343,23 MPa.)

F.S. = Factor de seguridad (2,3)

Con el cálculo del esfuerzo permisible se procede a la obtención del valor mínimo permisible del módulo de sección siendo la ecuación la siguiente:

$$S_{min} = \frac{|M|_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}} \text{ cm}^3 \quad (7)$$

S_{min} = Valor mínimo permisible de sección (2,12 cm³)

$|M|_{m\acute{a}x}$ = Máximo valor absoluto del momento flector 0,31606 kNm)

σ_{perm} = Esfuerzo permisible (1521,17 Mpa)

Con el valor del mínimo permisible de la sección, se obtiene las medidas del perfil, en este caso de un tubo de acero estructural con forma rectangular que en la tabla de especificaciones del perfil da las medidas de 40 mm x 25 mm y de espesor de 2mm. (Acero, n.d.)

2.3 Sistema de Frenos.

Para este análisis se debe calcular el par de freno que existe entre el neumático y el asfalto, también se considera la distribución de peso en condiciones de aceleración nula siendo teóricamente la distribución de peso del 20% en el eje delantero y el 80% en el eje posterior del peso total con pasajeros (581,62 Kg), con estos datos se puede calcular la distribución estática de peso de la tricimoto.

2.3.1 Cálculo de la desaceleración final (a_x). (Pauta Morocho, 2012)

Este cálculo es necesario para poder obtener el dato del peso transferido desde el eje trasero al eje delantero, la distancia de parada se considera 20m que es un promedio en vehículos pequeños a una velocidad de 60 km/h, siendo la ecuación la siguiente:

$$a_x = \frac{V^2}{2 \cdot e} \quad (8)$$

a_x = Desaceleración final (6,95 m/s²)

V = Velocidad final de aceleración (16,67 m/s)

e = Distancia final de frenado (20m)

2.3.2 Cálculo del peso transferido (P_{transf}). (Pauta Morocho, 2012)

Este cálculo nos permite conocer el peso que se transfiere en el momento del frenado desde el eje trasero al delantero.

$$P_{transf} = \left(\frac{a_x}{g} \right) * \left(\frac{hCG}{L} \right) * PT \quad (9)$$

P_{trans} = Peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero (112,33 Kg).

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

hCG = Distancia vertical del centro de gravedad al suelo (0,72m)

a_x = Desaceleración final (6,95 m/s²)

P_t = Peso total de la tricimoto con ocupantes (581,62 Kg)

L = Batalla (2,64 m)

2.3.3 Cálculo del peso delantero transferido en el frenado (Kg). (Pauta Morocho, 2012)

Para este cálculo se considera el peso en el eje delantero que es del 20% del peso total con ocupantes de la tricimoto:

$$Pda = Pd + Ptransf \quad (10)$$

Pda = Peso delantero en el frenado (228,65 kg / 2243,09 N)

Pd = Peso delantero condición normal 20% (116,32 kg)

Ptransf = Peso transferido desde el eje delantero al posterior (112,33 kg)

2.3.4 Cálculo del peso posterior transferido en el frenado (Kg). (Pauta Morocho, 2012)

Para este cálculo se considera el 80% del peso total con ocupantes de la tricimoto:

$$Ppb = Pp - Ptransf \quad (11)$$

Ppb = Peso delantero en el frenado (352,30 kg / 3462,60 N)

Pp = Peso posterior condición normal 80% (465,30 kg)

Ptransf = Peso transferido desde el eje delantero al posterior (112,33 kg)

2.3.5 Cálculo de la transferencia de peso sobre los neumáticos.

Cuando hay una transferencia de peso en el momento de frenado, la capacidad de frenada de caja eje se ve alterada.

Para conocer la fuerza de frenado en cada eje se aplica la ley del rozamiento con un valor de coeficiente de adherencia para asfalto seco de 0,7.

2.3.5.1 Cálculo de la fuerza de frenado en el eje delantero (F_{RA}):

$$F_{RA} = \mu_a * Pda \quad (12)$$

F_{RA} = Fuerza de frenado en el eje delantero (160,06 kg / 1570,17 N)

μ_a = Coeficiente de adherencia para asfalto seco (0,7)

Pda = Peso en el eje delantero en el frenado (228,65 kg)

2.3.5.2 Cálculo de la fuerza de frenado en el eje posterior (F_{RB}):

$$F_{RB} = \mu_a * Ppb \quad (13)$$

F_{RB} = Fuerza de frenado en el eje posterior (247,08 kg / 2423,82 N)

μ_a = Coeficiente de adherencia para asfalto seco (0,7)

Ppb = Peso en el eje posterior en el frenado (352,97 kg)

2.3.6 Cálculo del par de frenado de oposición al movimiento (T): (Pauta Morocho, 2012)

Para el cálculo del par de frenado se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos.

2.3.6.1 Par de frenado en el eje delantero (Td):

$$Td = F_{RA} * Rd \quad (14)$$

Td = Par de frenado en el eje delantero (502,45 N)

F_{RA} = Fuerza de frenado en el eje delantero (1570,17 N)

Rd = Radio dinámico del neumático (0,32 m)

2.3.6.2 Par de frenado en eje posterior (Tp):

$$Tp = F_{RB} * Rd \quad (15)$$

Tp = Par de frenado en el eje posterior (775,62 N)

F_{RB} = Fuerza de frenado en el eje delantero (2423,82 N)

Rd = Radio dinámico del neumático (0,32 m)

2.3.7 Sistema de freno del eje delantero.

Para el análisis del sistema de freno del eje delantero se considera las medidas del disco y pastillas que son sistema original en la moto escogida, como se muestra en la tabla 11:

Tabla 11.

Datos del sistema de freno de disco del eje delantero de la tricimoto.

Denominación	Símbolo	Dimensión
Radio interior de la pastilla	ri	0,11m
Radio exterior de la pastilla	ro	0,13m
Angulo 1 que delimita la pastilla	θ_1	76,66°
Angulo 2 que delimita la pastilla	θ_2	103,34°
Coeficiente de fricción	f	0,33

En la figura 10 se puede observar los datos de la geometría del área de contacto de un sistema de freno de disco.

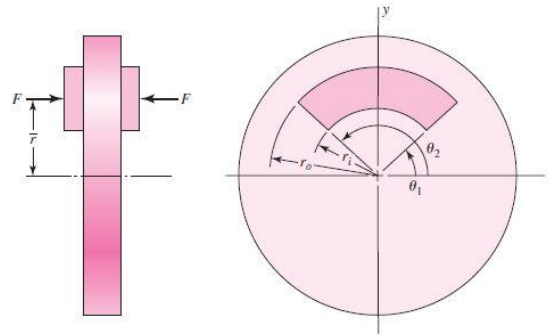


Fig. 10. Datos de la geometría de contacto de un sistema de frenos de disco.
Fuente: (Tobergte & Curtis, 2013)

2.3.7.1 Cálculo de la máxima presión normal (p_a). (Tobergte & Curtis, 2013)

$$p_a = \frac{Td/2}{(\theta_2 - \theta_1) * \left(\frac{\pi}{180}\right) * f * r_i * (r_o^2 - r_i^2)} \quad (16)$$

p_a = Máxima presión normal ($3096344,409 \frac{N}{m^2}$ / 3,09 Mpa)

Td = Par de frenado delantero (502,45 N)

θ_1 = Angulo 1 que delimita la pastilla ($76,66^\circ$)

θ_2 = Angulo 2 que delimita la pastilla ($103,34^\circ$)

f = Coeficiente de fricción (0,33)

r_o = Radio exterior de la pastilla (0,13m)

r_i = Radio interior de la pastilla (0,11m)

2.3.7.2 Cálculo de la fuerza de accionamiento (F_{ac}). (Tobergte & Curtis, 2013)

$$F_{ac} = (\theta_2 - \theta_1) * \left(\frac{\pi}{180}\right) * p_a * r_i * (r_o - r_i) \quad (17)$$

F_{ac} = Fuerza de accionamiento (3172,014 N)

θ_1 = Angulo 1 que delimita la pastilla ($76,66^\circ$)

θ_2 = Angulo 2 que delimita la pastilla ($103,34^\circ$)

p_a = Máxima presión normal ($3096344,409 \frac{N}{m^2}$ / 3,09 Mpa)

r_o = Radio exterior de la pastilla (0,13m)

r_i = Radio interior de la pastilla (0,11m)

2.3.8 Sistema de freno posterior

El freno posterior que se utiliza en la tricimoto es tipo de tambor o freno de campana, es un freno en que la fricción se produce por un par de zapatas que presionan contra la superficie interior de un tambor giratorio, el cual está conectado al eje o la rueda, en la figura 11 se observa las partes del sistema de freno tipo tambor para una motocicleta.

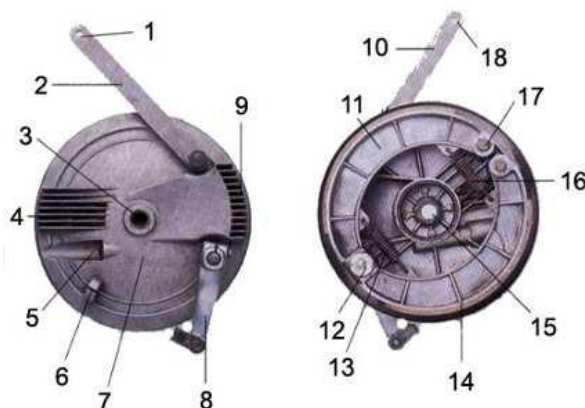


Fig. 11. Freno de tambor

Fuente: (Motos, 2016)

1. Agujero para el perno de sujeción
2. Brazo reactor
3. Agujero de eje de la rueda
4. Aleta de enfriamiento
5. Conducto del velocímetro
6. Retenedor
7. Placa de freno
8. Biela de accionamiento de leva
9. Toma para el enfriamiento de aire
10. Brazo reactor
11. Zapata de freno
12. Leva de operación
13. Resortes
14. Material de fricción
15. Agujero de eje
16. Resorte
17. Pivote
18. Agujero para perno

Para el sistema de freno posterior se calcula la fuerza de accionamiento F , el ancho de cara de la zapata de 27 mm (0,027m), el forro de la zapata es de asbesto moldeado flexible con coeficiente de fricción de 0,37 con una limitación de presión de 690 kPa. En la figura 12 se puede observar los datos del sistema de freno de tambor que tiene montada la moto lineal escogida para este proyecto.

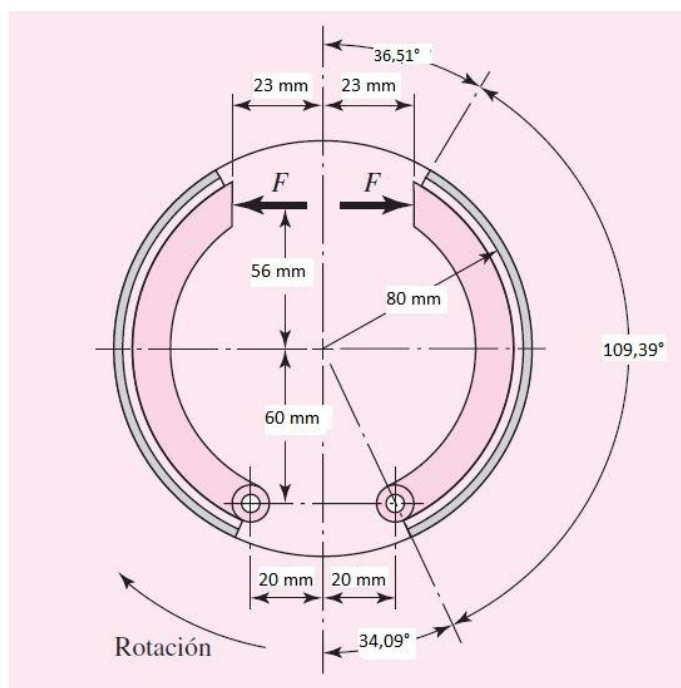


Fig. 12. Dimensiones del sistema de freno de tambor

La ecuación de la fuerza de accionamiento para el sistema de freno de tambor es la siguiente:(Tobergte & Curtis, 2013)

$$F = \frac{M_N - M_f}{C} \quad (18)$$

F = Fuerza de accionamiento (526,52 N)

M_N = Momento de las fuerzas normales (104,64 Nm)

M_f = Momento de las fuerzas de fricción (43,5654 Nm)

C = Distancia desde el punto de giro al punto donde actúa la fuerza de la zapata (0,116 m)

Se calculó la distancia del punto a , que es la distancia de la fuerza en (y) que ejerce en el punto de giro de la zapata derecha que es autoenergizante, por lo cual la fuerza F se determina bajo el fundamento de que la presión máxima ocurre en esta zapata.

$$a = \sqrt{(60)^2 + (20)^2} \quad (19)$$

Donde: a = es la distancia de 63,25 mm (0,06325 m).

Para el cálculo de la fuerza de accionamiento es necesario el cálculo del momento de las fuerzas normales con la siguiente ecuación: (Tobergte & Curtis, 2013)

$$M_N = \frac{P_a * b * r * a}{\sin \theta_a} \left[\frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} * \sin 2 \theta_2 \right] \quad (20)$$

M_N = Momento de las fuerzas normales (104,64 Nm)

P_a = Presión máxima (690 kPa / 690000 N/m²)

b = ancho de la cara del material de fricción (0,027 m)

r = radio del tambor (0,08 m)

a = Distancia desde el centro del tambor al punto de giro de la zapata (0,06325 m)

θ_a = es de 90° que es el ángulo de la fuerza en la articulación de la zapata

θ_2 = Angulo que se genera por el largo de la zapata de freno con el centro del tambor (109,39°).

A continuación, se calcula el momento de las fuerzas de fricción:(Tobergte & Curtis, 2013)

$$M_f = \frac{f * P_a * b * r}{\sin \theta_a} \left[r - r \cos \theta_2 - \frac{a}{2} \sin^2 \theta_2 \right] \quad (21)$$

M_f = Momento de las fuerzas de fricción (43,564 Nm)

f = coeficiente de fricción (0,37)

P_a = Presión máxima (690 kPa / 690000 N/m²)

b = ancho de la cara del material de fricción (0,027 m)

r = radio del tambor (0,08 m)

a = Distancia desde el centro del tambor al punto de giro de la zapata (0,06325 m)

θ_a = es de 90° que es el ángulo de la fuerza en la articulación de la zapata

θ_2 = Angulo que se genera por el largo de la zapata de freno con el centro del tambor (109,39°).

Para el cálculo de la fuerza de accionamiento en las zapatas de freno se utiliza la ecuación 18 antes descrita:

2.3.9 Resultados de las fuerzas de accionamiento en cada sistema de freno.

Se considera los valores calculados en cada sistema y eje de la tricimoto, el sistema de freno de la parte delantera es de un solo disco y en la parte posterior se considera dos sistemas de freno de tambores con zapatas para cada rueda.

- Fuerza de accionamiento del sistema de freno delantero de disco: 3172,014 N
- Fuerza de accionamiento del sistema de freno posterior derecho tambor: 526,52 N
- Fuerza de accionamiento del sistema de freno posterior izquierdo tambor: 526,52 N

2.3.10 Comprobación del sistema de freno teórico.

2.3.10.1 Fuerza de accionamiento total:

$$FacT = FacDe + Facp \quad (22)$$

FacT = Fuerza de accionamiento total de los sistemas de freno (4205,054 N)

FacDe = Fuerza de accionamiento delantero (3172,014 N)

Facp = Fuerza de accionamiento posterior en las dos ruedas (1053,40 N)

2.3.10.2 Fuerza de frenado total:

Para este cálculo se considera el coeficiente de fricción de los sistemas de freno de 0,37 para asbesto moldeado semirrígido que se utiliza en pastillas y zapatas de freno.

$$Fft = FacT * \mu_f \quad (23)$$

Fft = Fuerza de frenado total (1555,87 N)

FacT = Fuerza de accionamiento total (4205,054 N)

μ_f = Coeficiente de fricción (0,37)

2.3.10.3 Calculo de la desaceleración:

$$dx = \frac{Fft * g}{PT} \quad (24)$$

dx = Desaceleración (4,40 m/s²)

Fft = Fuerza de frenado total (1555,87 N)

g = Gravedad (9,81 m/s²)

PT = Peso total de la tricimoto con ocupantes (5705,69 N)

2.3.10.4 Eficiencia del frenado:

$$Ef = \frac{dx}{g} * 100 \quad (25)$$

Ff = Eficiencia del frenado (40%)

dx = Desaceleración (4,40 m/s²)

g = Gravedad (9,81 m/s²)

2.4 Sistema de dirección de la tricimoto.

La dirección de la tricimoto es la misma de una motocicleta lineal que se rige por unas cotas de dirección proporcionada por el fabricante, que le aseguren la estabilidad y buen comportamiento a cualquier velocidad y circunstancia, en línea recta o curva. Para ello en el diseño de la motocicleta, se dota a la columna de la dirección del chasis de un ángulo de dirección propio, concordante con las características de la motocicleta. A medida que este ángulo aumente, la estabilidad será más elevada. (CESVIMAP, n.d.)

Otra cota de la dirección muy importante, que va a resultar decisiva para el comportamiento de vehículo, es el avance, esta cota es la distancia existente entre la vertical que pasa por el eje de giro de la rueda delantera y la prolongación de la columna de la dirección, hasta su contacto con el suelo.

Las motocicletas, normalmente, disponen de avances positivos, en los que la prolongación del eje de la columna de la dirección corta al suelo por delante del punto de contacto del neumático; de este modo, el par de giro de la rueda delantera tiende a alinearse en la dirección de la marcha, manteniendo la estabilidad. En la figura 13 se muestra el ángulo de lanzamiento o dirección que viene en grados y la cota del avance que se mide en milímetros.

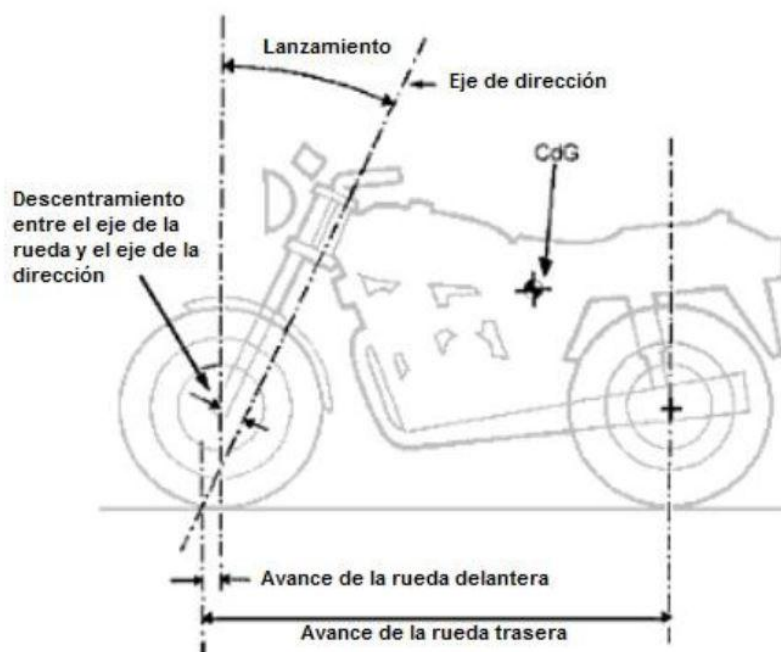


Fig. 13. Costas de dirección, ángulo de dirección (lanzamiento) y cota de avance.
Fuente: (Castroverde & De, 2012)

Para el radio de giro de la tricimotor se debe considerar la anchura, la separación entre ejes y el máximo ángulo de giro de la rueda delantera. En la figura 14 se observa el radio de giro que genera la tricimotor diseñada con un ángulo de dirección de la rueda delantera de 40° .

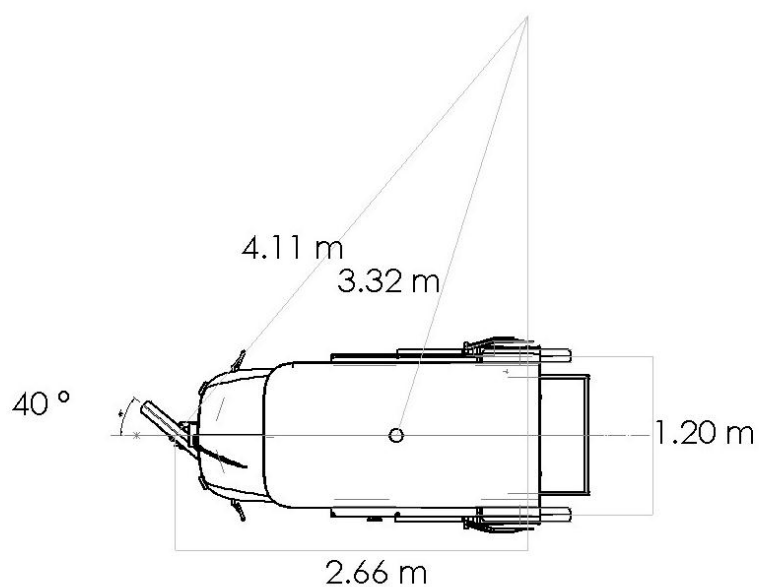


Fig. 14. Radio de giro de tricimotor diseñada.
Fuente: Autor.

2.5 Sistema de suspensión posterior de la tricimoto.

El tipo de suspensión posterior que se utiliza en el diseño de la tricimoto es una suspensión clásica tipo basculante que está formada por un tubo transversal que es el punto de giro y tubos laterales que soportaban la rueda y dos unidades de muelle-amortiguador, uno a cada lado, inclinados en un cierto ángulo con respecto al brazo oscilante.

La principal ventaja son la sencillez de la construcción y las fuerzas reactivas modestas transmitidas al chasis. Entre sus desventajas son las características de desplazamiento de las fuerzas poco agresivas y la posibilidad de que las unidades del amortiguador generan diferentes fuerzas y, por lo tanto, el estrés torsional en el basculante.

Este tipo de suspensión es un sistema dinámico acoplado en la parte posterior de la tricimoto y está constituido de muelles, amortiguadores y la masa no suspendidas y suspendidas, siendo así el neumático la parte más importante que tiene el sistema de suspensión.

La suspensión procura que la masa no suspendida se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo, esto se lograría con los dos sistemas, el de resorte y el amortiguador, el primero es un muelle helicoidal, el otro limita las oscilaciones mientras la motocicleta está en movimiento.

La masa suspendida es la parte que se encuentra encima de la suspensión, en una motocicleta es todos los componentes, excepto las ruedas, los frenos y las partes de los elementos de suspensión. De esta manera la masa no suspendida está compuesta por la masa total de la motocicleta menos de la masa suspendida.

La frecuencia de la suspensión es un sistema constituido por una masa, un muelle y un amortiguador como muestra la figura 15 que es un modelo de un grado de libertad.

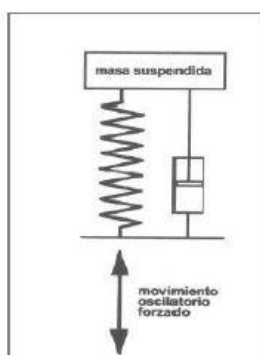


Fig. 15. Frecuencia de suspensión de un grado de libertad.
Fuente: (XAVIER, 2016)

A continuación, se realiza el cálculo de los resortes de la suspensión posterior, la carga aplicada al neumático se considera a la carga que actúa en el resorte, en la tabla 12 se indica los valores de los resortes que vienen montada en la suspensión posterior en la moto lineal que se escogió para este proyecto.

Tabla 12.

Datos del muelle de la suspensión posterior que se va a colocar en el diseño de la tricimoto

Símbolo	Valor	Denominación
WT1	232,65 kg (2282,30N)	Carga aplicada al neumático del tren posterior
Lo	300 mm	Longitud libre del resorte posterior (sin deformarte)
De	62 mm	Diámetro medio de la espira
d	14 mm	Diámetro del alambre
Na	12	Números de espiras activas
τ_{max}	490×10^6 Pa	Esfuerzo cortante máximo del acero para resortes SAE 6150
G	$7,84 \times 10^{10}$ Pa	Módulo de rigidez. Acero para resortes SAE 6150

Para el cálculo del número total de espiras NT se aplica la siguiente ecuación:

$$NT = Na + 2 \quad (26)$$

NT = Numero total de espiras (14)

Na = Numero de espiras activas

El cálculo del índice de resorte Ci se aplica la siguiente ecuación:

$$Ci = \frac{De}{d} \quad (27)$$

Ci = Índice del resorte (5,43)

De = Diámetro medio de la espira (62mm)

d = Diámetro del alambre (14mm)

Cálculo del factor cortante directo K_s :

$$K_s = 1 + \frac{1}{2 C_i} \quad (28)$$

K_s = Factor cortante directo (1,09)

C_i = Índice del resorte (5,43mm)

Cálculo de la carga admisible del resorte (F) se realiza con la siguiente ecuación:

$$F = \frac{\pi * d^3 * \tau_{max}}{8 * D_e} * \frac{1}{K_s} \quad (29)$$

F = Fuerza admisible del resorte (7813,07 N)

d = Dímetro del alambre del resorte

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo del acero para resorte

D_e = Diámetro medio de la espira

K_s = Factor cortante directo

El valor de la carga admisible del resorte calculado es de 7813,07 N, es mayor a la carga que actúa sobre el muelle que es de $WT1=2282,30$ N como indica la tabla 5, lo que demuestra que el muelle del amortiguador de la tricimoto va a resistir.

Para el cálculo de la constante del resorte K se utiliza la siguiente ecuación:

$$K = \frac{d^4 * G}{8 * D_e^3 * NT} \quad (30)$$

k = Contante del resorte (112832,74 N/m)

d = Diámetro del alambra (m)

G = Módulo de rigidez (Pa)

D_e = Diámetro medio de la espira (m)

NT = Números total de espiras

El cálculo de la deformación del resorte real (y) se realiza con la siguiente ecuación:

$$y = \frac{WT1}{K} \quad (31)$$

y = Deformación del resorte (0,020 m)

$WT1$ = Carga aplicada en el muelle posterior (N)

$K = \text{Constante de resorte (N/m)}$

Para el cálculo de la comprobación de falla de pandeo se aplica la ecuación:

$$L_o < \frac{De}{\alpha} * 2,63 \quad 300mm < 326,12mm \quad (32)$$

$L_o = \text{Longitud de libre del resorte posterior}$

$De = \text{Diámetro medio de resorte}$

$\alpha = \text{Constante de apoyo extremo entre superficies planas paralelas (extremos fijos)}$

Con el dato del cálculo de 326,12mm se puede indicar que no hay pandeo, por lo que se tiene una estabilidad absoluta en el momento que el resorte se comprime; por lo tanto, el resorte es el adecuado para la suspensión del diseño de la tricimoto.

2.6 Estimación de la Aceleración de tracción limitada.

Este dato permitirá conocer cuál es el par máximo que se puede transmitir a las ruedas motrices para que estas no deslicen, este criterio permitirá estimar la aceleración máxima permisible de la motocicleta, con la cual se podrá realizar el estudio cuasi dinámico de la propuesta de diseño del chasis de la tricimoto.

Para el cálculo de la aceleración se resuelve primero la fuerza de tracción máxima F_{xmax} que es la fuerza propulsora que las ruedas motrices aplican al suelo para mover un vehículo a lo largo de un camino. La fuerza de tracción para superficies lisas y duras es una función proporcional del peso y el coeficiente de fricción de los dos materiales en contacto, para este cálculo se utiliza la siguiente ecuación:(Pauta Morocho, 2012)

$$F_{xmax} = \frac{\mu \frac{Wb}{L}}{1 - \frac{h}{L} * \mu + \frac{2 * \mu * r}{N_f t} * \frac{K \phi f}{K \phi}} \quad (33)$$

Donde:

$F_{xmax} = \text{Fuerza de tracción máxima (340,91)}$

$\mu = \text{Coeficiente de tracción (0.62 entre el automóvil y una carretera seca)}$

$W_b = \text{Peso posterior (465,30 Kg que es el 80\% del peso total de la tricimoto con ocupantes)}$

$L = \text{Distancia entre ejes (2,64 m)}$

$h = \text{altura del centro de gravedad (0,72033 m)}$

$r = \text{Tamaño de neumático (0,33 m)}$

$N_f = \text{Relación de tracción final (9,221)}$

$t = \text{huella del neumático (2,07 m)}$

$K_{\phi f}$ = Resistencia al balanceo de la suspensión frontal (1,559 KNm / dg)

K_{ϕ} = Resistencia al balanceo de la suspensión total (1,949 KNm / dg)

Cálculo de la aceleración de tracción:

$$a_x = \frac{F_{xmax}}{M} * g \quad (34)$$

a_x = Aceleración de tracción limitada (5,624 m/s²)

F_{xmax} = Fuerza de tracción máxima (340,91)

M = Masa total del vehículo con pasajeros (581,62 kg)

g = Gravedad (9,81 m/s²)

2.7 Cálculo de la pendiente máxima a superar. (Pauta Morocho, 2012)

Para el cálculo de la pendiente máxima a superar se utiliza las características del motor y la caja de cambios que tiene montada en la moto lineal que se escogió para realizar este proyecto, estos datos se encuentran indicada en la tabla 10 de las características de la moto Daytona Shark 2.

2.7.1 Cálculo de la velocidad máxima en todas las marchas a 8500 rpm

Para este cálculo se utiliza la ecuación 29 que permite conocer la velocidad máxima en cada marcha de los cambios de la moto lineal escogida para este proyecto se considera datos de neumático y el peso total de la tricimoto con sus ocupantes.

$$Vmax = \frac{270}{Pt * g} * Dn * rpm * rc * rd \quad (35)$$

$Vmax$ = Velocidad máxima dado en km/h para cada marcha

Pt = Peso total con ocupantes (581,62 kg)

G = Gravedad (9,81 m/s²)

Dn = Diámetro del neumático de transmisión (0,66m)

rpm = Revoluciones por minuto 8500 rpm

rc = reducción de la caja de cambios (1° = 1:2,769 2° = 1: 1,882 3° = 1: 1,400 4° = 1: 1,130
5° = 1:0,960)

rd = Reducción de la transmisión por cadena (3,33)

Teniendo los siguientes resultados de las velocidades en cada marcha como indica la tabla 13:

Tabla 13.
Velocidades máximas en cada marcha

MARCHA	1	2	3	4	5
VELOCIDAD km/h	28,79	42,36	56,94	70,55	83,04

2.7.2 **Determinación de la aceleración propulsiva a_p (m/s²):(Pauta Morocho, 2012)**

El cálculo de la aceleración propulsiva se determina en cada marcha utilizando las reducciones de la caja de cambios.

$$a_p = 14051,84 * \frac{\rho * Pot}{rc * rd * Nrpm * Dn * Pt} \quad (36)$$

a_p = Aceleración propulsiva (0,62 m/s²)

ρ = Rendimiento de la transmisión 80%

Pot = Potencia del motor (16 Hp)

rc = reducción de la caja de cambios (1° = 1:2,769 2° = 1: 1,882 3° = 1: 1,400 4° = 1: 1,130
5° = 1:0,960)

rd = Reducción de la transmisión por cadena (3,33)

rpm = Revoluciones por minuto (8500 rpm)

Dn = Diámetro del neumático de transmisión (0,66m)

Pt = Peso total con ocupantes (581,62 kg)

La aceleración propulsiva considerando la reducción final de la caja y de la transmisión por cadena da un valor de 0,62 m/s².

2.7.3 **Cálculo de la aceleración propulsiva en cada marcha:**

$$a_{pm} = a_p * r_{cm} \quad (37)$$

a_{pm} = aceleración propulsiva en cada marcha (m/s²)

a_p = Aceleración propulsiva

r_{cm} = Relación de transmisión de cada marcha

Se tiene los valores de la aceleración propulsiva en cada marca como muestra la tabla 14:

Tabla 14.
Valores de aceleración propulsiva en cada marcha dado en m/s².

MARCHA	1	2	3	4	5
ACELERACION PROPULSIVA EN CADA MARCHA m/s ²	1,73	1,17	0,87	0,70	0,60

2.7.4 Cálculo de la pendiente superable: (Pauta Morocho, 2012)

- **Cálculo de la desaceleración (a_r):**

$$a_r = g * \mu_r \quad (38)$$

a_r = Desaceleración 0,294 m/s²

g = Gravedad (9,81 m/s²)

μ_r = Coeficiente de rodadura con un valor de 0,03 (carretera asfaltada)

Para el cálculo de la pendiente a superar a una distancia de 100m se determina con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{1}{g} (a_{PC} - a_r) * 100 \quad (39)$$

i = Altura de la pendiente (m)

g = Gravedad

a_{PC} = Aceleración propulsiva en cada marcha

a_r = Desaceleración.

2.7.5 Para el cálculo del ángulo de la pendiente (α) se utiliza la siguiente ecuación:(Pauta Morocho, 2012)

$$\alpha = \text{Tan}^{-1} \left(\frac{i}{100} \right) \quad (40)$$

El conjunto del diferencial de la moto lineal originalmente es de 3.33 la relación de transmisión que se da por el piñón catalina con 50 dientes y el piñón propulsor con 15 dientes, que con los cálculos antes expuestos con esta relación se puede subir una pendiente con un ángulo de 8,32°.

En este proyecto se considera la norma NTE INEN 2 205:2010 “VEHICULOS AUTOMOTORES. BUS URBANO. REQUISITOS.” donde el requisito de arrancabilidad es de superar una pendiente del 25% que da un ángulo de 14^0 , esto se logra modificando la relación de transmisión por cadena de la tricimoto diseñada donde se debe colocar un piñón catalina de 55 dientes y el piñón propulsor de 10 dientes que da una velocidad en primera marcha de 17,43 Km/h y la capacidad de superar una pendiente de $14,62^0$.

2.8 Dispositivos de alumbrado y de señalización luminosa, y de visibilidad.

Para los sistemas de alumbrado, de señalización y de visibilidad se debe cumplir con los requisitos establecidos en la Norma Técnica Ecuatoriana INEN vigente la NTE INEN 1155.

Los requisitos de esta normativa es tener incorporado los dispositivos de alumbrado y señalización luminosa para que mantengan o mejoren la visibilidad del conductor y del automotor.

En la figura 16 muestra el esquema de un sistema de iluminación típico de automóvil que se aplica a en la tricimoto del diseño.

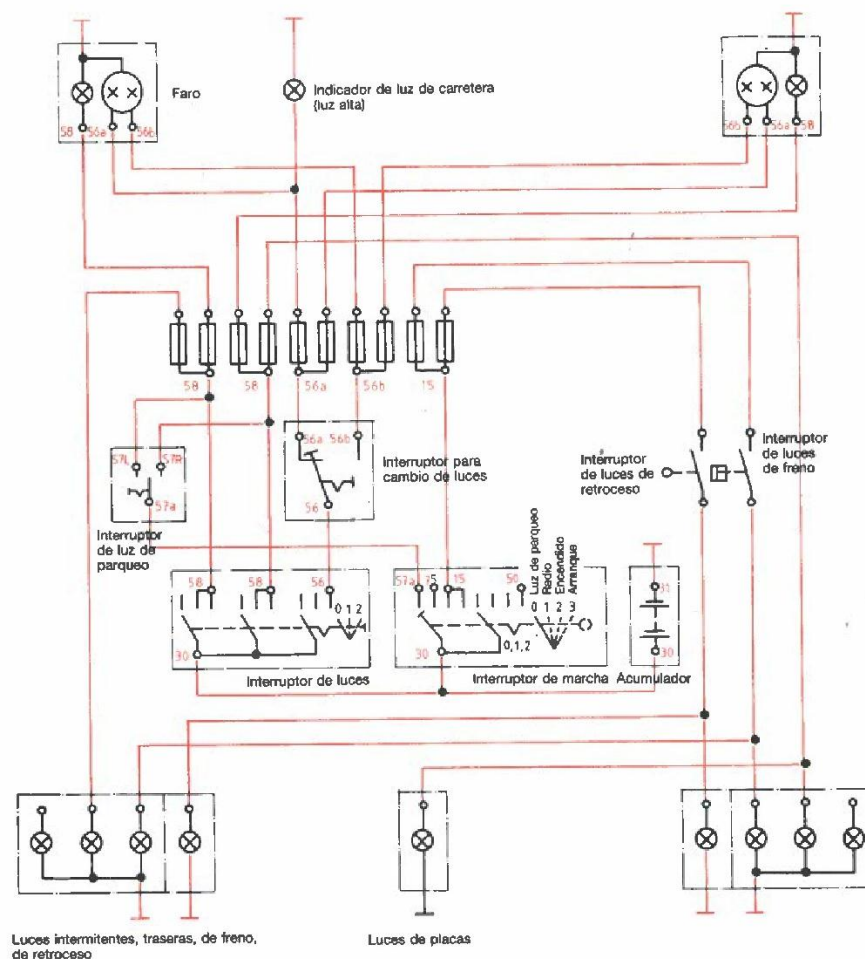


Fig. 16. Esquema eléctrico del sistema de iluminación.

Fuente: (GTZ, 2009)

- 56** Luz de faros
- 56a** Luz de carretera (luces altas) e indicador de luz de carretera
- 56b** Luz de cruce (luces bajas)
- 57** Luz de limitación (de cortesía), trasera, de placas, del tablero
- 57a** Luz de parqueo
- 57I** Luz izquierda de parqueo
- 57D** Luz derecha de parqueo
- 75** Radio, encendedor

Uno de los requisitos en la norma NTE INEN 1155 “Vehículos Automotores. Dispositivos para mantener o mejorar la visibilidad”, es la cantidad, ubicación y el color de las luces indicadoras delanteras para vehículos motorizados de 3 ruedas

En la tabla 15 indica las luces necesarias y su ubicación delanteras.

Tabla 15.

Cantidad, ubicación y color de las luces indicadoras delanteras.(Norma Técnica Ecuatoriana, 2002)

LUCES INDICADORAS DELANTERAS	CANTIDAD. Min. por cada lado	UBICACIÓN	COLOR
Luces de posición	1	Incorporadas o próximas a los faros delanteros y vértices de la carrocería a no más de 400 mm de los extremos laterales y entre 350 mm y 1500 mm de altura respecto del suelo (hasta 2100 mm para camiones o tractocamiones)	Blanco o ámbar
Luces direccionales	1	Lo más cercano o en los extremos mismos a no más de 400 mm de los extremos laterales y entre 350 mm y 1500 mm de altura respecto del suelo (hasta 2100 mm para camiones o tractocamiones).	Ámbar
Luces de emergencia.	1	Lo más cercano o en los extremos mismos a no más de 400 mm de los extremos laterales y entre 350 mm y 1500 mm de altura respecto del suelo (hasta 2100 mm para camiones o tractocamiones).	Ámbar
Luces de volumen	1	A la máxima altura posible y no más de 400 mm desde los extremos laterales.	Blanco

Las luces posteriores deben ser de baja intensidad, menor a de los faros delanteros. La intensidad de las luces de freno debe ser mayor a la intensidad de las luces de posición. La tabla 16 indica los tipos de luces las cantidades y ubicaciones de la parte posterior.

Tabla 16.

Cantidad, ubicación y color de las luces indicadoras posteriores.(Norma Técnica Ecuatoriana, NTE INEN 1 155:2009)

LUCES INDICADORAS POSTERIORES	CANTIDAD Mínima	UBICACIÓN	COLOR
Luces de posición	1 por lado	A no más de 400 mm de los extremos laterales y entre 350 mm y 1500 mm de altura respecto de la calzada (hasta 2 100 mm cuando la carrocería no lo permita)	Rojo
Luces direccionales	1 por lado	Lo más cercano o en los extremos mismos a no más de 400 mm de los extremos laterales y entre 350 mm y 1 500 mm de altura respecto del suelo (hasta 2 100 mm para camiones o tractocamiones).	Ámbar o rojo
Luces de emergencia	1 por lado	Lo más cercano o en los extremos mismos a no más de 400 mm de los extremos laterales y entre 350 mm y 1 500 mm de altura respecto del suelo (hasta 2 100 mm para camiones o tractocamiones)	Ámbar o rojo
Luces de volumen	1 por lado	A la máxima altura posible y no más de 400 mm desde los extremos laterales.	Rojo
Luces de reversa	1	A una altura máxima de 1 200 mm de la calzada.	Blanco
Luces de freno	1 por lado	En su parte posterior a no más de 400 mm de los extremos laterales y a una altura entre 350 y 1 500 mm (hasta 2 100 mm para	Rojo

camiones o
tractocamiones).

Luz de freno central	1	Central en su parte posterior	Rojo
Luz de placa	1	La necesaria para iluminar la placa	Blanco

2.9 Análisis estructural de la tricimoto.

Con el cálculo del momento de torsión de la estructura de unión con el chasis de la moto lineal y el chasis de la tricimoto como se puede observar en la figura 7, donde se considera el peso del conductor, peso del motor y el peso del chasis de la moto lineal se realiza el cálculo del momento flector máximo de los largueros del chasis de la parte posterior de la tricimoto donde están las cargas estáticas y dinámica como el peso de los ocupantes y de la estructura como se puede ver en la figura 8; con el momento flector máximo se obtiene el tipo de perfil que se utiliza en el diseño de la estructura de la tricimoto

El proceso del análisis estructural se llevó a cabo con el programa de ingeniería asistida “Hyperworks”, con la estructura ya definida se procedió a verificar las prestaciones estructurales del modelo propuesto.

En la figura 17 se observa las cargas colocadas en la estructura para proceder a realizar los respectivos análisis en la estructura, las cargas son colocadas en los apoyos de los asientos tanto del conductor como de los pasajeros, también se coloca la carga que genera el motor.

Las cargas en los apoyos de los asientos tanto del conductor y de los pasajeros es de 375 N y la magnitud de la carga del motor y del chasis de la moto lineal es de 430 N.

Los apoyos son colocados en la parte donde se sujetan la suspensión frontal y lateral.

y 163.9Mpa, produciendo las tensiones máximas en la unión del chasis y el soporte de la dirección y suspensión delantera del chasis de la moto.

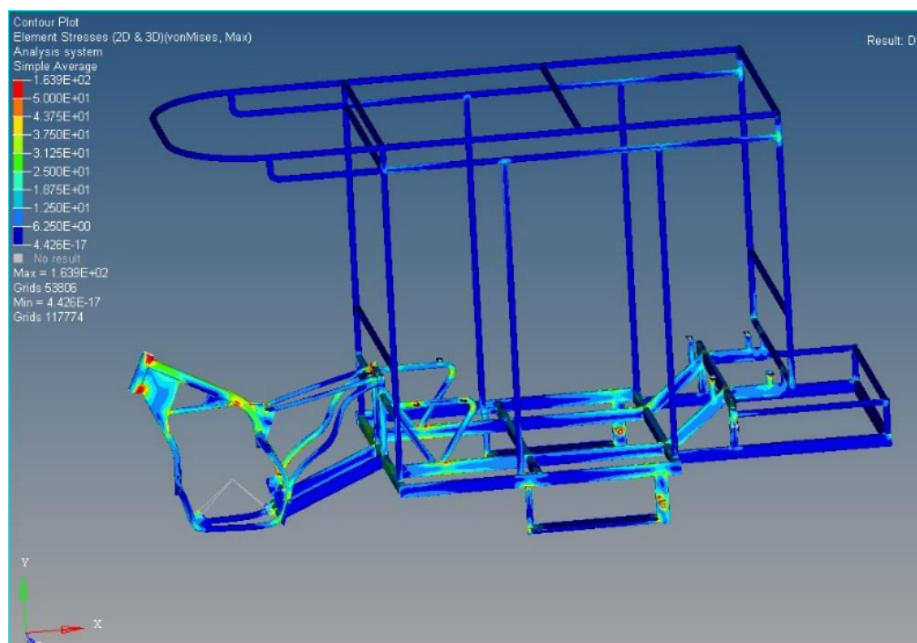


Fig. 19. Análisis estático de esfuerzo de Von Misses
Fuente: Autor

En el Análisis pseudo-estático, en primer lugar se consideró el desempeño estructural durante una frenada de emergencia (figura 20), donde de color rojo se muestran los esfuerzos de Von Mises comprendidos entre 150 y 326 Mpa los cuales se generan en la unión del chasis de la moto con el soporte de la suspensión y dirección.

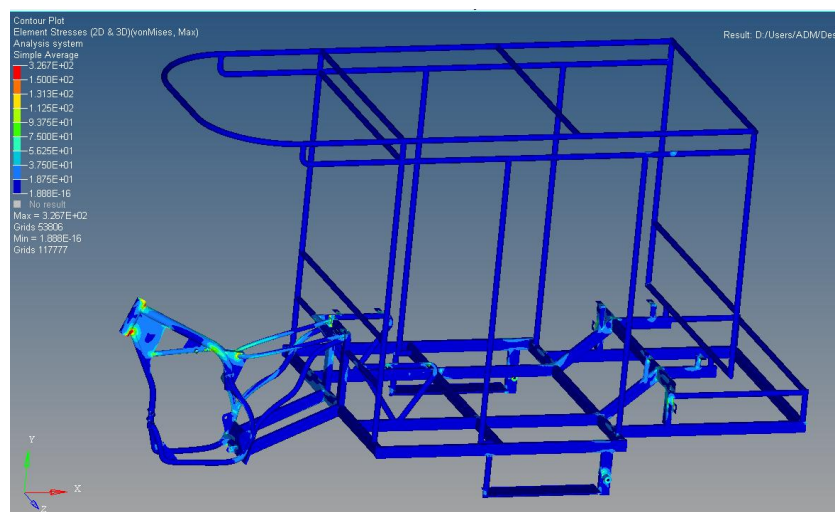


Fig. 20. Análisis Seudo-estático de la estructural
Fuente. Autor

3 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.

En el diseño de la tricimoto se utiliza el mismo tipo de dirección y suspensión delantera que viene montada en la moto lineal escogida para este proyecto, siendo la amortiguación delantera del tipo de barra invertida.

El tipo de suspensión posterior que se utiliza en el diseño de la tricimoto es de tipo Monoshock que está constituido de un muelle y un amortiguador, en los cálculos realizados para verificar si el tipo de suspensión que viene montado en la moto lineal escogida para el diseño es apta para la tricimoto, se determinó que el muelle resiste la fuerza ejercida por el peso de la tricimoto y los ocupantes de la parte posterior de un solo lado que es de 2282,30 N siendo la fuerza admisible del resorte de 7813,07 N que es el valor calculado que indica que la suspensión posterior de la moto lineal sirve para el diseño de la tricimoto.

Con los valores obtenidos en el cálculo de la eficiencia de frenado del 40% y la desaceleración del $4,40 \text{ m/s}^2$ en el sistema de freno del diseño de la tricimoto y comparado con los valores que norma en la Revisión Técnica Vehicular en el Ecuador que tiene como mínimo una desaceleración de 5 m/s^2 y una eficiencia en el frenado del 51%, los valores mínimos permitidos en la RTV es para vehículos livianos sin carga, se pudo estimar que el sistema de freno de la tricimoto está dentro de los valores mínimos que exige la RTV ya que las pruebas de eficiencia se realiza con los vehículos sin cargas mientras el cálculo de la eficiencia de la tricimoto se considera el peso de los pasajeros, al realizar los cálculos para comparar los valores sin carga se obtuvo una desaceleración de 7.53 m/s^2 y una eficiencia en el frenado de 76.76 % solo considerando el peso de la tricimoto sin los pasajeros. Para incrementar la eficiencia de frenado se podría rediseñar el sistema de frenos o seleccionar elementos de frenado con mayor superficie de contacto.

En el sistema de diferencial se debe cambiar el piñón propulsor y el piñón catalina ya que en los cálculos con los piñones que vienen montados en la moto lineal que son de 15 dientes el piñón propulsor y de 50 dientes el piñón catalina da una arrancabilidad en una pendiente de $8,32^\circ$ que equivale 14,85%, estando fuera de los requisitos de la norma técnica ecuatoriana NTE IENEN 2 205:2010. Para superar la pendiente del 25% que equivale a 14° que es el requisito la norma técnica ecuatoriana para vehículos automotores se debe cambiara las relaciones de transmisión colocando un piñón propulsor de 10 dientes y un piñón catalina de 55 dientes dando una arrancabilidad en una pendiente del $14,62^\circ$ en primera marcha con una velocidad máxima de 17,43 km/h.

Para el diseño de la estructura de la tricimoto en CAD se consideran los análisis realizados en el software HyperWorks como son: el análisis para el desplazamiento de máximo esfuerzo, de Von Mises y el análisis de pseudo-estático durante el frenado.

Con estos análisis se puede realizar los cambios necesarios en la estructura para obtener un diseño óptimo de la tricimoto.

En la figura 21 se puede observar la estructura de la tricimoto, considerando las pautas que pide la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2477:2012 “Vehículos Automotores. Vehículo de tres ruedas para transporte de pasajeros y para transporte de carga. Requisitos.”.

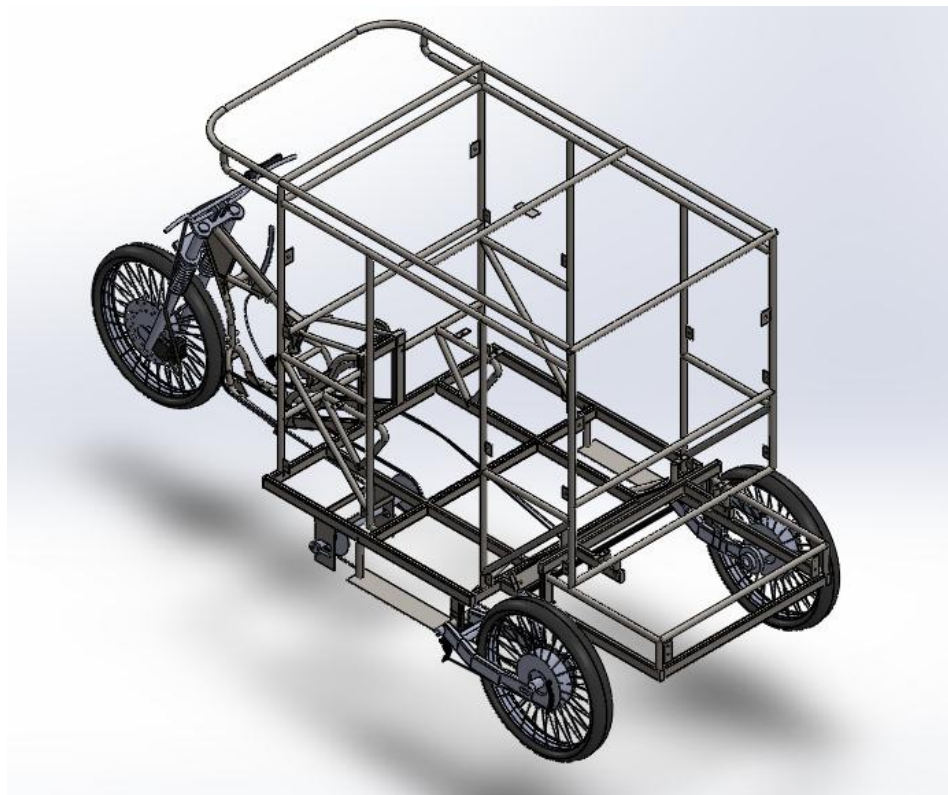


Fig. 21. Diseño de la estructura de la tricimoto.
Fuente. Autor.

Dentro de las normas NTE INEN 2477:2012 se debe cumplir con los requisitos de seguridad como son cinturones de seguridad tanto para los pasajeros como para el chofer, la figura 21 muestra el diseño de la tricimoto con los cinturones de seguridad con sujeción de tres puntos.

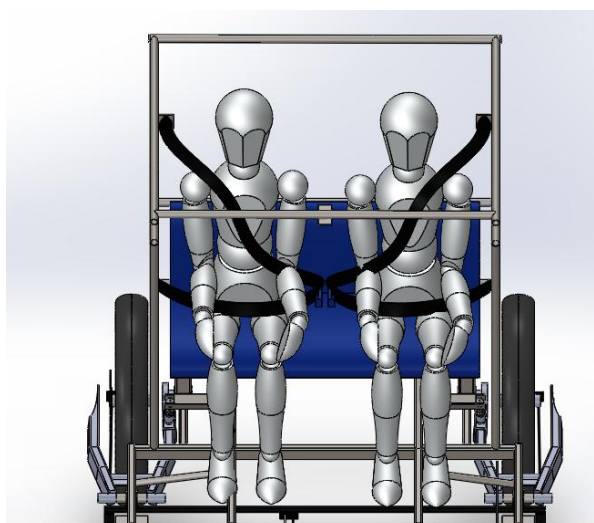


Fig. 22 a). Sistemas de seguridad (cinturones de seguridad)
Fuente. Auto

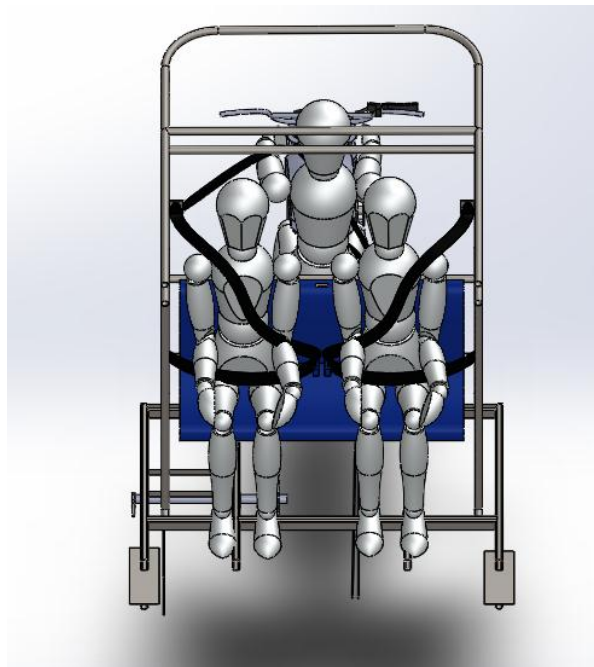


Fig. 22 b). Sistemas de seguridad (cinturones de seguridad)

Fuente. Auto

El carenado de la tricimoto en la parte inferior del habitáculo de los pasajeros (parte baja) y la protección del conductor parte frontal se diseña con fibra de vidrio con matriz resina polylite 32800-80 que tiene un índice de inflamabilidad de 29,53 mm/min.

En la parte superior del habitáculo de los pasajeros y en el techo se diseña con un revestimiento de lona de carpa que es una mezcla de algodón y poliéster impermeabilizada, este producto tiene la característica de índice de inflamabilidad de 121 mm/min.

Como se puede ver en la figura 23, el diseño del carenado tanto lateral y frontal son de fibra de vidrio y la parte superior del habitáculo y el techo es revestido de lona que son materiales que cumplen el requisito de inflamabilidad de los materiales que pide la norma NTE INEN 2477:2012 que es de 250 mm/min.

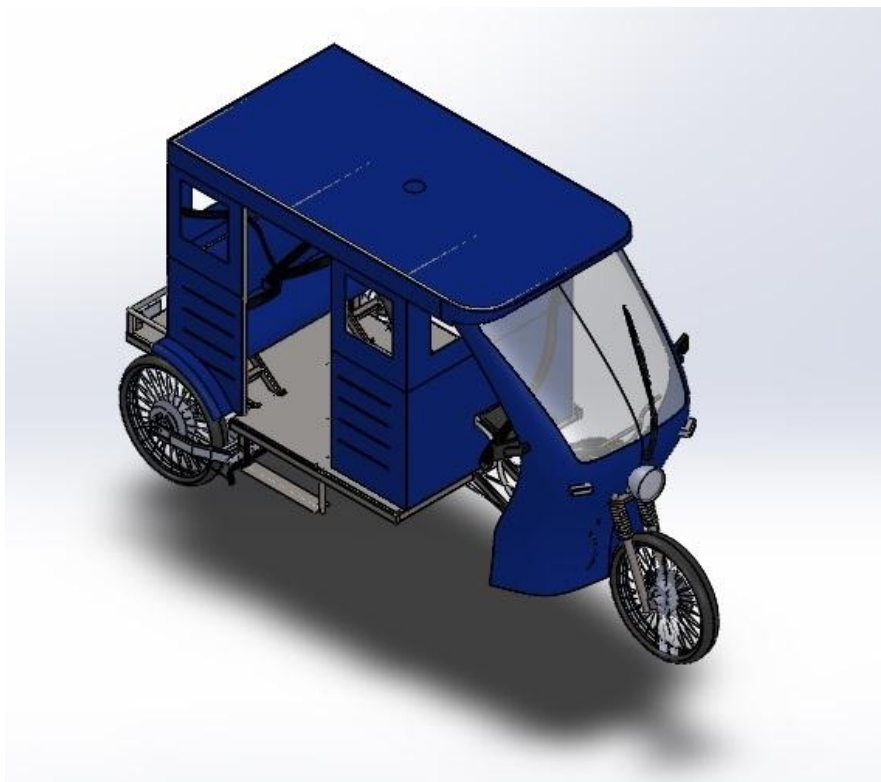


Figura 23. a) Vista en perspectiva del modelo propuesto

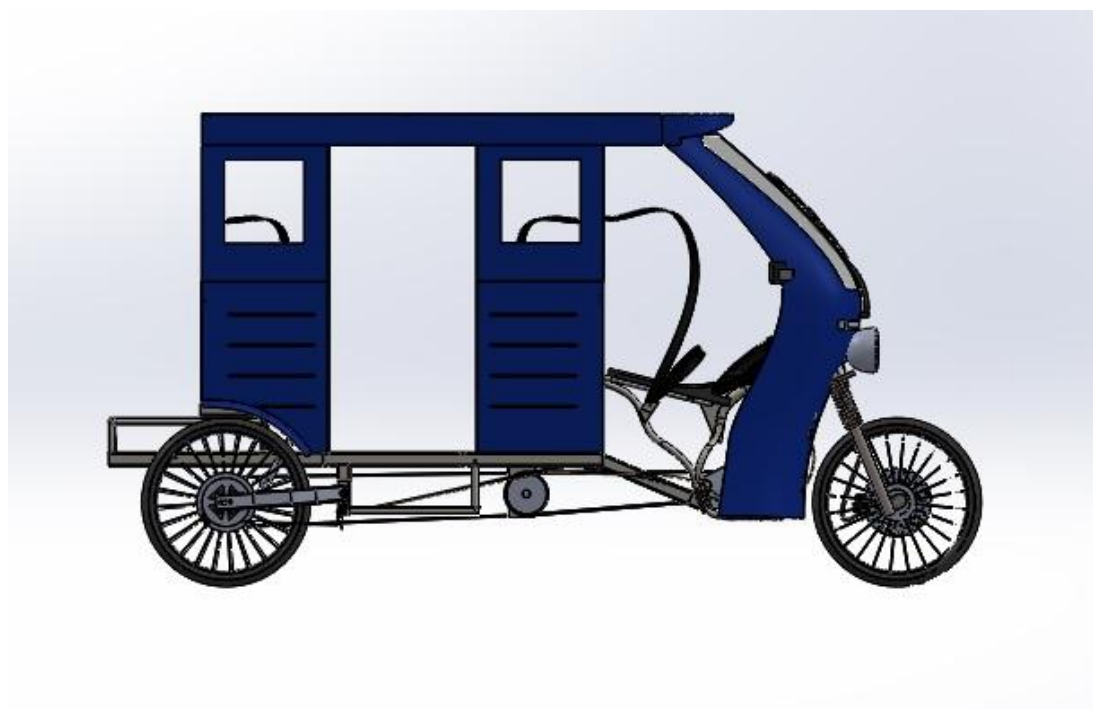


Figura 23. b) Vista lateral del modelo propuesto



Fig. 23. c) Vista frontal del diseño propuesto.

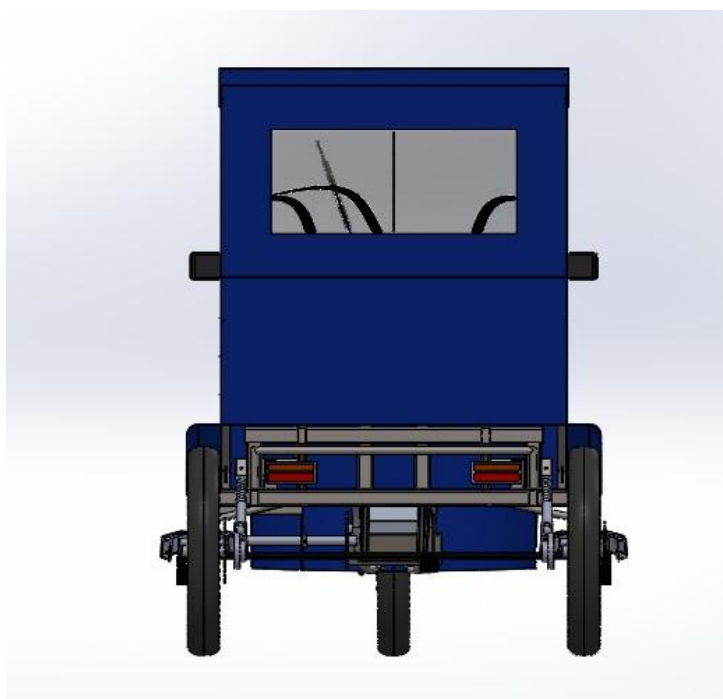


Fig. 23. d) Vista frontal del diseño propuesto.

4 COSTO DE MANUFACTURA DE LA TRICIMOTO.

Para el costo de manufactura del diseño de la tricimoto se considera los materiales a utilizar calculando en el diseño realizado en el programa Solidworks.

En la tabla 17 se detalla los materiales a utilizar en la construcción del diseño del prototipo de la tricimoto en estudio.

Tabla 17.

Listado detallado de los costos de los materiales y mano de obra para la construcción de la tricimoto diseñada.

SISTEMA	MATERIAL	MEDIDA TOTAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	TOTAL
Estructura	Tubo rectangular 25mmx40mmx2mm X 6 m	16,52 m	3	14,39	43,17
	Tubo redondo 1" x 2mm	34,9 m	6	7,28	43,68
	Plancha antideslizante 3mm x 1219mm	2,39 m ²	1	79,85	79,85
Llanta	Aro con tambor 21"		1	65	65
	Neumático		1	38	38
Suspensión	Amortiguador		1	45	45
Frenos	Juego de zapatas		1	6	6
	Porta zapatas		1	15	15
Transmisión	Piñón catalina		1	10	10
	Cadena 4-28		1	17	17
Carrocería	Fibra de vidrio	3,12 m ²	1	256.4	800
	Parabrisas	0,34 m ²	2	20	40
	Lona para techo y lateral	4,27 m ²	1	75	75
Iluminación	Direccionales delanteros		2	5	10
	Luz de salón		1	6	6
	Faros posterior		2	11	22
Seguridad	Retrovisores		2	12	24
	Cinturones de seguridad de 3 puntos		3	15	45
	Asientos y espaldar		2	35	70
	Sistema limpia parabrisas		1	40	40
Pintura	Anticorrosivo	1/4 galón	1	5	5
	Fondo	1/4 galón	1	9	9
	Pintura sintética	1/4 galón	1	19	19
Varios	Mano de obra		1	500	500
	Suelda		1	200	200
	Gastos no estimados		1	100	100
GASTO TOTAL					2327,7

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

- En este proyecto de diseño se escogió la moto lineal adecuada por medio del Proceso Analítico Jerárquico AHP que es una herramienta metodológica que permite desglosar y analizar un problema por partes, obteniendo resultados por medio del análisis de factores cuantitativos y cualitativos. En el proceso de diseño de la estructura de la tricimoto se aplican conceptos de ingeniería mecánica como el análisis del momento flector máximo, se considera la prevención de fallas bajo cargas estáticas y dinámicas, así como también las características de los principales tipos de elementos mecánicos. El factor de seguridad que se considera en este proyecto es de $F.S = 2,3$ que comparando con trabajos similares de estructuras tubulares es de $F.S = 2$, se genera un aumento 0,3 en el factor de seguridad debido a que el vehículo diseñado sirve para transporte de pasajeros y se debe considerar la seguridad de la estructura. Con los valores del momento flector máximo y el factor de seguridad se obtuvo el tipo de perfil que se utiliza para la construcción del chasis de la tricimoto.
- La simulación en software CAD-CAE del prototipo de sistema estructural, permite determinar las zonas con mayor vulnerabilidad, centrando en ellas nuestra atención durante la construcción, para una correcta aplicación de cargas y asignación de restricciones, logrando con esto mayor fiabilidad. Al realizar el análisis estructural se corrigió áreas aumentando soportes o colocando nervios y luego nuevamente se realizó el análisis estructural con HyperWorks donde se obtiene un diseño estructural óptimo.
- El diseño de la tricimoto cumple con los requisitos de la norma NTE INEN 2477:2012 “VEHICULOS AUTOMOTERES. VEHICULOS DE TRES RUEDAS PARA TRANSPORTE DE PASAJEROS Y PARA TRANSPORTE DE CARGA”, dentro de esta norma se cumple otras normas como:
 - La norma RTE INEN 034 “ELEMENTOS DE SEGURIDAD EN VEHICULOS AUTOMOTORES”.
 - Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE INEN 011 que se refiere a los neumáticos.
 - La norma NTE INEN 1-669 que se refiere a los parabrisas.
 - Reglamento para el sistema de frenado RTE INEN 034.
 - La norma NTE INEN 1155 referente a los dispositivos de alumbrado y de señalización luminosa, y de visibilidad.
- Con el diseño realizado en el programa CAD se pudo estimar costos de fabricación que se apeguen a los valores reales de materiales, de sistemas y mano de obra que actualmente se rige en nuestro país; en comparación de un vehículo con características similares y de fabricación en serie que se importan se puede indicar que el costo de fabricación de la tricimoto sumado con el costo de la moto lineal es un 43% más barato

a las tricimotos fabricado en serie que se encuentran aproximadamente a un costo de los \$ 6000,00 dólares.

- Con el prototipo diseñado en CAD se realiza un manual con los planos de construcción de la estructura y carenado de la tricimoto donde se puede obtener los tipos de perfiles, medidas y su disposición. ANEXO A.
- El diseño de la tricimoto es válido y puede ser homologado ya que cumple con los conceptos de diseño de ingeniería mecánica y el cumplimiento de los requisitos de norma NTE INEN 2477:2012. **(ANEXO B)**
- La geometría y los materiales que se indican para la fabricación de la tricimoto permitirá que se pueda utilizar en las ciudades o cantones del país y brinde el servicio de transporte de pasajeros, que permitirá una reactivación de las actividades de económicas.
- Fabricar la tricimoto a nivel local es factible, una vez realizada la fabricación se deben realizar pruebas físicas de comprobación del chasis y comportamiento dinámico de la tricimoto; para que de esta manera se ejecute una producción en serie.
- Este tipo de tricimoto se puede modificar para servicio de carga considerando la capacidad y dimensiones de la misma.

6 BIBLIOGRAFIA.

Acero, D. P. de. (n.d.). ESTRUCTURA RECTANGULAR DIPAC.pdf.

Castroverde, F., & De, Ó. (2012). Diseño y cálculo de la columna de dirección para una motocicleta con suspensión delantera alternativa Diseño y cálculo de la columna de dirección para una motocicleta con suspensión delantera alternativa.

CESVIMAP. (n.d.). La dirección de la motocicleta, 33.

Cristal, E. D. O. (2008). *PROJETO & FABRICAÇÃO DE VEÍCULO TRICICLO PARA TRANSPORTE URBANO DE CARGAS E PASSAGEIROS*. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL.

Luansing, R., Pesigan, C., & Rustico, E. (2015). *An e-trike ICE Project - Innovative, Concrete and Ergonomic: Systems Design to Support Sustainable e-trike Commercialization. Procedia Manufacturing* (Vol. 3). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2015.07.380>

Multicriterio, A., La, E. N., & Decisiones, T. D. E. (2005). Analisis multicriterio en la toma de decisiones., 1–23.

Norma Tecnica Ecuatoriana, N. T. 34:2012. (2002). *NORMA TECNICA ECUATORIANA NTE INEN 1 155:2009 "VEHICULOS AUTOMOTORES. DISPOSITIVOS PARA MANTENER O MEJORAR LA*

VISIBILIDAD. Gestión Ambiental. Aire. Vehículos Automotores. Límites Permitidos De Emisiones Producidas Por Fuentes Móviles Terrestres De Gasolina. (Vol. 1).

Pachar, G. (2016). Departamento de Posgrados “ Diseño del prototipo de un vehículo monoplaza para personas con paraplejía ” Trabajo de grado previo a la obtención del título de : Magíster en Sistemas Vehiculares Autor : Galo Javier Pachar Jiménez . Director : Freddy Santiag.

Pauta Morocho, P. (2012). U QLYHUVLGDG GHQ \$] XD \ Facultad de Ciencia y Tecnología.

PEÑA, D. A. A. (2013). Diseño De Chasis Para Sistema De Transporte Terrestre Monoplaza Util En Entornos Urbanos Planos Y Pavimentados, 86.

Tobergte, D. R., & Curtis, S. (2013). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Toskano, G. B. (2005). *El Proceso de análisis jerárquico (AHP) como herramienta para la toma de decisiones en la selección de proveedores. Trabajo de grado (Licenciado en Investigación* Retrieved from http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/Tesis/Basic/toskano_hg/toskano_hg.pdf

Vargas, R. V. (2012). UTILIZANDO EL PROCESO ANALÍTICO JERÁRQUICO (PAJ) PARA SELECCIONAR Y PRIORIZAR.

Vela, D., & Torre, A. E. (2017). SECTOR AUTOMOTRIZ EN CIFRAS, (6).

XAVIER, S. S. J. (2016). Chimborazo.

7 ANEXOS

7.1 Anexo A. Planos de la estructura de la Tricimoto.

7.2 Anexo B: Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2477:2012. “VEHICULOS AUTOMOTORES. VEHICULOS DE TRES RUEDAS PARA TRANSPORTE DE PASAJEROS Y PARA TRANSPORTE DE CARGA.