

ANEXO 11 PAPER

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA.

Miguel Carvajal/Guido Torres /Walter Jaramillo/Luis Palomo

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Macarvajal@espe.edu.ec, gtorres@espe.edu.ec, Walter_jc18@hotmail.com, luispalomo_5@hotmail.com

RESUMEN

El proyecto se enfoca en el diseño y construcción de un monociclo motorizado impulsado por un motor de combustión interna de cuatro tiempos que garantice la seguridad del conductor. Abarca el estudio de la mayoría de los sistemas que conforman una moto convencional como lo son el motor, la transmisión, el chasis, la suspensión y los frenos. Se ha optado por la utilización de software que permita comprobar y analizar cada uno de los elementos que conforman la estructura para que no presenten fallas debido a las cargas aplicadas en el vehículo, es imprescindible conocer y disponer de herramientas actuales de diseño a la hora de construir la estructura tubular y los elementos requeridos para este proyecto.

La monowheel está constituida por una rueda principal de gran tamaño la cual entrega el movimiento al suelo para trasladarse, en la parte interior de ésta se encuentra los demás componentes, siendo estos una estructura tubular como chasis, el motor, la transmisión, los frenos y el piloto. Normalmente va propulsada por un motor de gasolina de dos o cuatro tiempos (2T y 4T), aunque últimamente los 2T están siendo reservados a las cilindradas más pequeñas debido a razones medioambientales.

ABSTRACT

The project focuses on the design and construction of a motorized unicycle driven by a four stroke internal combustion engine to ensure driver safety. It covers the study of most systems comprising a conventional motorcycle such as the engine, transmission, chassis, suspension and brakes. It has opted for the use of software to check and analyze each of the elements of the structure to be free from defects due to the applied loads on the vehicle, it is essential to know and have current design tools when building the tubular structure and elements required for this project.

The monowheel is constituted by a main large wheel which delivers the ground motion to move, in the internal part of this, it is located the other components, such as a tubular structure as the chassis, engine, transmission, brakes and the pilot. It is normally powered by a gasoline engine of two or four stroke (2T and 4T), although the 2T are being reserved for smaller displacements due to environmental reasons recently.

PALABRAS CLAVE:

Vehículo mono-rueda, motor de combustión interna, monociclo motorizado, estructura tubular, Ingeniería Automotriz.

I. INTRODUCCIÓN

El parque automotor en Ecuador se ha incrementado potencialmente en los últimos años, creando una preocupación tanto en el área ambiental, como también en lo relacionado con el tránsito vehicular, especialmente en las principales ciudades del país.

Una posible solución a estos problemas, es introducir en la sociedad alternativas de transporte con menos impacto ambiental y que ocupen menos espacio en la vía pública, tales como la denominada MONOWHEEL, siendo ésta más agradable para el ambiente ya que funcionan con motores de poco cilindraje y se construyen con un menor número de partes, esto reduce el impacto ambiental al momento de transportarse en comparación a los vehículos.

Por tal razón el siguiente proyecto tiene el objetivo de diseñar y construir un monowheel motorizado con un motor de combustión interna de un cilindro de cuatro tiempos, como alternativa de transporte en el Ecuador.

II. DISEÑO DEL VEHÍCULO MONOWHEEL.

Para dar inicio al diseño del vehículo monowheel se debe tomar en cuenta que el primer sistema a ser diseñado debe ser la rueda principal, ya que los demás sistemas estarán ubicados en el interior de su circunferencia.

El orden de diseño que ha sido empleado para la realización de este proyecto es el siguiente:

- Diseño de la rueda principal.
- Diseño del bastidor.
- Diseño del sistema de frenos.

- Diseño del sistema de transmisión.
- Diseño de la carrocería.

III. DISEÑO DE LA RUEDA PRINCIPAL.

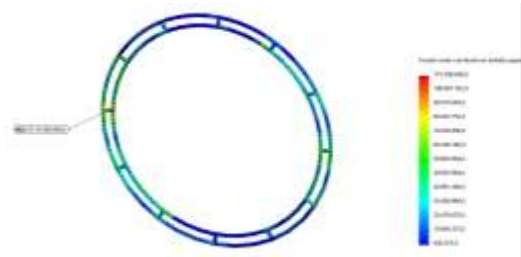


Figura 1: Esfuerzo máximo con 12 tubos radiales

Elaborado por: Autores del proyecto

En la estructura de la rueda principal del monowheel consta de 12 de tubos radiales se puede observar una máxima tensión que llega a un valor de 118.399 MPa como se muestra en la figura 1, sin embargo esta tensión es menor al límite elástico de acero estructural empleado, ASTM A 36 ya que su límite máximo a la fluencia es de 250 MPa. Por lo tanto el diseño tubular del monowheel es seguro y puede resistir los esfuerzos producidos en la conducción.

Deformación

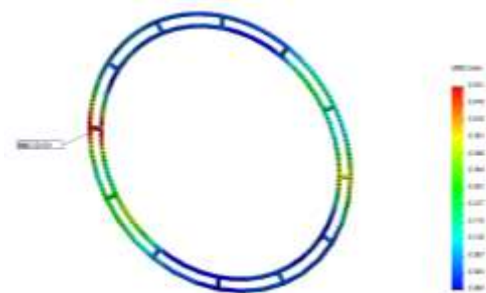


Figura 2: Desplazamiento estructural con 12 tubos radiales

Elaborado por: Autores del proyecto

En el estudio de la deformación de la estructura principal tubular, tiene un desplazamiento cuyo valor es de 0.521 mm en la escala de deformación como se denota en la

figura 2, siendo este valor máximo que sufrirá la estructura en el momento de la conducción. Según los límites de deformación recomendados se deben usar los siguientes límites

Parte general de una máquina

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } \text{mm/mm} \text{ [Ec.1]}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 375.94 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.1879 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 375.94 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1.127 \text{ mm}$$

La deformación existente en la rueda principal es igual a 0.521 mm como se aprecia en la figura 2, valor que está dentro del intervalo de deformación.

IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos luego de la simulación computarizada representan los puntos críticos en la estructura como se muestra en la figura 3, observando que el punto crítico máximo es de 2 317 N. los nodos tomados para este análisis son los que se encuentran en contacto con los rodillos que conectan la rueda principal y el bastidor.

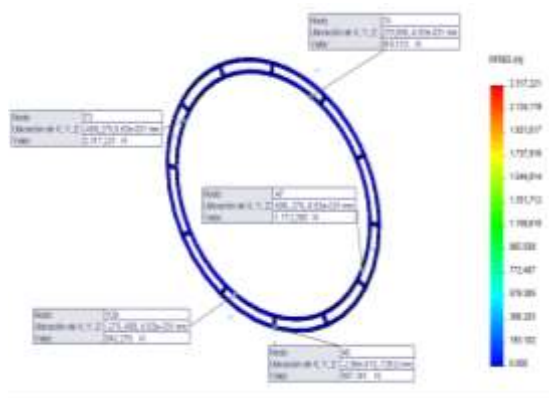


Figura 3: Estudio de fuerza de reacción resultante

Elaborado por: Autores del proyecto

V. DISEÑO DEL BASTIDOR

El esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un elemento mecánico como por ejemplo una viga o un pilar.

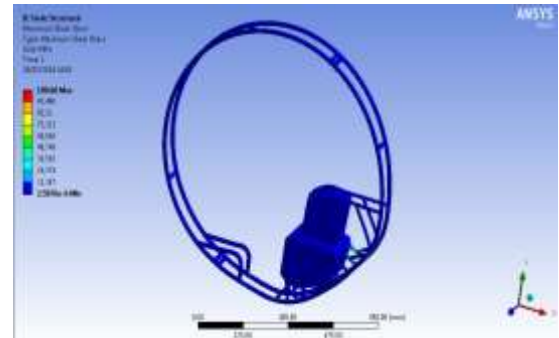


Figura 4: Esfuerzo cortante máximo

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio del esfuerzo cortante máximo se puede apreciar un valor crítico de 109,68 Mpa, ubicado en unos de los apoyos inferiores del motor como se muestra en la figura 4, siendo esta área el lugar que soportará mayores vibraciones y tenderá a tener mayores esfuerzos. Este es el motivo por el cual los puntos de apoyo inferior del motor están reforzados.

Aplicación De Fuerzas Y Apoyos

Para este método de diseño se ha empleado un modelado básico del motor que ayudará a transmitir las cargas entre los punto de apoyo como se ve en la figura 5.



Figura 5: Aplicación de fuerzas

Elaborado por: Autores del proyecto.

Para este estudio se han ubicado las cargas

de apoyo del motor y del asiento y que son las cargas primordiales, representadas con las letras (A, B.....H), teniendo como máxima fuerza en el punto de apoyo (A) que es el punto de soporte fijo.

VI. ESFUERZO PRINCIPAL MÁXIMO

En este análisis por el método de elementos finitos realizados al bastidor, se aprecia un esfuerzo máximo de 125, 31 Mpa como se muestra en la figura 6, encontrándose este valor en uno de los soportes inferiores del motor. Por lo tanto este esfuerzo obtenido está por debajo del límite máximo de fluencia del acero ASTM A-36. El diseño es seguro.

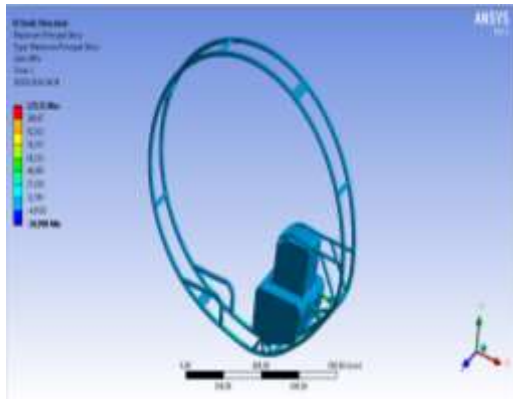


Figura 6: Estudios de esfuerzos por el método de elementos finitos

Elaborado por: Autores del proyecto.

Deformación

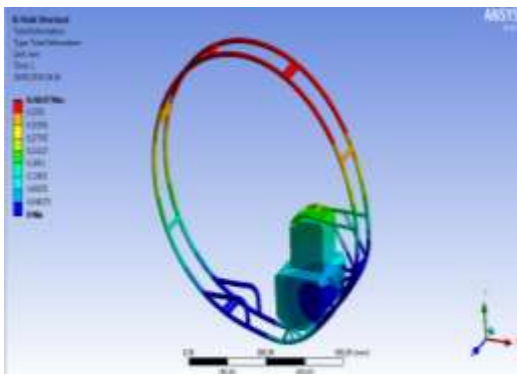


Figura 7: Desplazamiento máximo de la estructura tubular.

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio del bastidor se puede apreciar con la ayuda software CAE una deformación máxima de 0,416 mm

Análisis De Resultados

Como parte general de una máquina

- Análisis del bastidor:

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } \text{mm/mm} \text{ [Ec.2]}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 442.96 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.221 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 442.96 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1.328 \text{ mm}$$

La deformación existente en la estructura del bastidor es 0.416 mm valor que se encuentra dentro del intervalo de deformación.



Figura 8: Vista renderizada del Bastidor

Elaborado por: Autores del proyecto.

CÁLCULOS DE FACTORES DE SEGURIDAD Y SELECCIÓN DEL MATERIAL

MATERIAL.

A 36 Estática

$$\partial_d = \frac{S_y}{2} \quad [\text{Ec.3}]$$

$$\partial_d = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\partial_d = 125 \text{ MPa}$$

Repetida

$$\partial_d = \frac{S_u}{8} \quad [\text{Ec.4}]$$

$$\partial_d = \frac{400 \text{ MPa}}{8}$$

$$\partial_d = 50 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad. (ASTM - A36)

Estática

$$N = \frac{S_y}{\partial_c} \quad [\text{Ec.5}]$$

$$N = \frac{250}{112.98}$$

$$N = 2.21$$

Repetida

$$N = \frac{400}{112.98}$$

$$N = 3.54$$

Mediante los resultados obtenidos en el modelado del prototipo de monowheel, se procede a hacer la comparación con los esfuerzos de diseño que se encuentran en las tablas de los materiales utilizados, y como resultado da que el esfuerzo obtenido en la simulación supera al esfuerzo de diseño por lo tanto la selección del material del acero ASTM A36 satisface las necesidades para la construcción del bastidor del monowheel.

VII. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS.



Figura9: Modelado del Sistema de freno

Elaborado por: Autores del proyecto

La fuerza total de frenado hallada en el estudio del sistema de frenos es de: 265.5 N. por lo tanto se procede a seleccionar el sistema de frenos por disco y mordaza. Este sistema es de fácil acoplamiento con la rueda de transmisión empleado para este prototipo, ocupa poco espacio y fácil sujeción al bastidor, como se observa en la figura 9, del trabajo de tesis.

VIII. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Se ha empleado el software de diseño SolidWorks para crear el modelado del sistema de transmisión, basándose en las medidas tomadas de los elementos del sistema, encontrados en el mercado de motocicletas como se muestra en la figura 10.

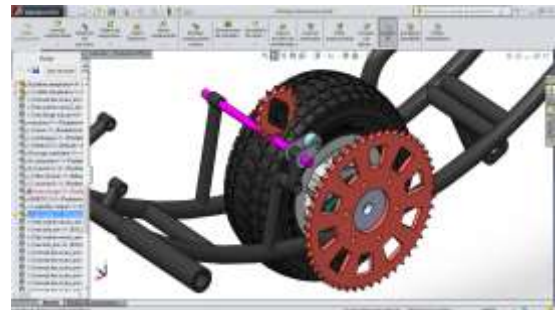


Figura 10: Modelado del sistema de transmisión del monowheel.

Elaborado por: Autores del proyecto

La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales.

Transmisión Por Cadena

- La relación deseada al usar la parte media del intervalo de velocidades de salida deseado.

$$Relación = \frac{8500 \text{ rpm}}{3195 \text{ rpm}} = 2.66 \quad [\text{Ec.6}]$$

Con las tablas correspondientes a la capacidad de potencia para seleccionar el paso de la cadena, y de una sola hilera con una Catarina de 15 dientes siendo esta la Catarina impulsora.

- Cálculo de la cantidad necesaria de dientes de la rueda grande.

$$N_2 = N_1 * relación = 15(2.66) = 39.9 \quad [\text{Ec.7}]$$

Nota: Se utiliza el entero: 39 dientes

- Cálculo de la velocidad de salida esperada.

$$n_2 = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) = 8500 \text{ rpm} \left(\frac{15}{39} \right) \\ = 3269.3 \text{ rpm}$$

Paso Catarina:

$$p = D_1 \left(\text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_1} \right) \right) \quad [\text{Ec.8}]$$

$$p = 2,559 \left(\text{sen} \left(\frac{180}{15} \right) \right)$$

$$p = 0.532 \text{ pulg}$$

- Cálculo de diámetros de paso de las catarinas mediante las siguientes ecuaciones:

$$D_1 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_1)} = \frac{0.532 \text{ pulg}}{\text{sen}(180^\circ/15)} \quad [\text{Ec.9}]$$

$$D_1 = 2.559 \text{ pulg} \quad (\text{Diámetro de la catarina impulsora})$$

$$D_2 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_2)} = \frac{0.532 \text{ pulg}}{\text{sen}(180^\circ/39)}$$

$$D_2 = 6.611 \text{ pulg} \quad (\text{Diámetro de la catarina impulsada})$$

Se obtiene un paso de 0.532 pulg, por lo tanto se selecciona la Cadena N.- 40 con un paso de 1/2 para el sistema de transmisión del monowheel, como se muestra en la tabla 2

Tabla 2: Tamaños de cadenas de rodillos

Número de cadena	Paso (pulg)	Ancho del rodillo	Resistencia promedio a la tensión (lb)
25	1/4	-	925
35	3/8	-	2100
40	1/2	0.250	2000
41	1/2	0.312	3700
50	5/8	0.375	6100
60	3/4	0.500	8500
80	1	0.625	14500

Fuente: Diseño de Elementos y Máquinas Robert Mott 4^{ta} Edición pág. 284

Se especifica la distancia entre centros nominales, se usará la parte media del intervalo recomendado, 40 pasos.

- Cálculo de la longitud necesaria, en pasos, con la siguiente ecuación.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad [\text{Ec.10}]$$

$$L = 2(40) + \frac{39 + 15}{2} + \frac{(39 - 15)^2}{4\pi^2(40)} \\ = 92.36 \text{ pasos}$$

- Se especifica un número par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros. Se usara 122 pasos, un número par. Entonces de la ecuación.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad [\text{Ec.11}]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[92 - \frac{39 + 15}{2} + \sqrt{\left[122 - \frac{39 + 15}{2} \right]^2 - \frac{8(39 - 15)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 47.466 \text{ pasos} = 47.466(0.532 \text{ pulg}) = 25.252 \text{ pulg}$$

- Se calcula el ángulo de contacto de la cadena en cada catarina. Obsérvese que El ángulo de contacto mínimo debe ser de 120 grados.

Para la catarina pequeña.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad [\text{Ec.12}]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{6.11 - 2.55}{2(29.825)} \right] = 173.15^\circ$$

Como es mayor de 120 grados es aceptable.

Para la catarina grande.

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad [\text{Ec.13}]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{6.11 - 2.55}{2(29.825)} \right] = 186.84^\circ$$



Figura 11: Ensamble de todo el sistema de transmisión

Elaborado por: Autores del proyecto

IX. DISEÑO DEL SOPORTE DEL PILOTO.

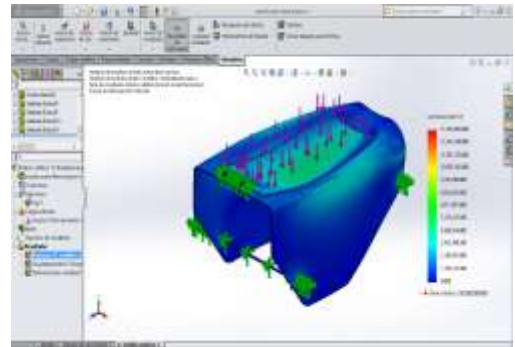


Figura 12: Estudio de Von Mises del soporte del asiento

Elaborado por: Autores del proyecto

Se aprecia en la figura 12 que el análisis de Von Mises realizado al asiento el esfuerzo máximo que se encuentra en la estructura es de 92.41 MPa y en relación al esfuerzo que soporta el acero utilizado, este valor es inferior ya que el límite elástico del acero ASTM A-36 es de 250 MPa.

Desplazamiento

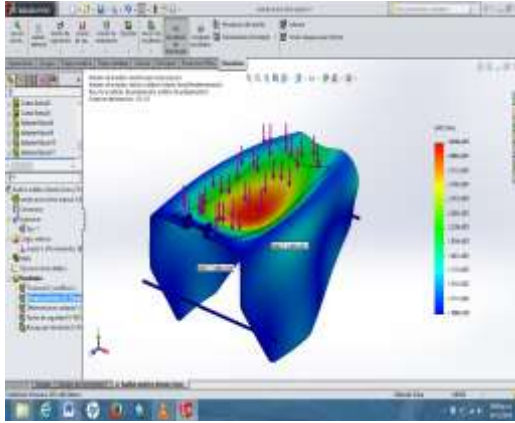


Figura 13: Análisis de desplazamiento del soporte del asiento

Elaborado por: Autores del proyecto

La simulación que se observa en la figura 13, indica que la estructura de protección se desplaza 0.446 mm. Este desplazamiento máximo no debe superar el límite de flexión recomendado, que se calcula a continuación. Límites de flexión recomendados como parte general de una máquina.

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } mm/mm$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005mm}{mm \text{ de longitud}} \times 450mm$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.225 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{mm \text{ de longitud}} \times 450 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1.35 \text{ mm}$$

La deformación existente en la placa protectora y soporte del asiento del piloto es igual a 0.446 mm valor que se encuentra dentro del intervalo de deformación.

Factor De Seguridad

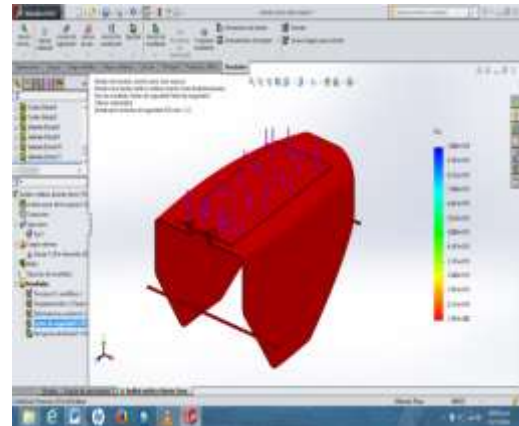


Figura 14: Factor de seguridad del soporte del asiento

Elaborado por: Autores del proyecto

La simulación que se aprecia en la figura 14 ayuda a encontrar el valor del factor de seguridad que se encuentra en la estructura protectora que soporta el asiento del piloto, en este caso el factor de seguridad de la estructura protectora es de 2.7, indicando este valor que la estructura soportará correctamente las cargas aplicadas a ésta.

X. SELECCIÓN DE CHUMACERAS Y RODAMIENTOS

Para el cálculo y selección de las chumaceras y rodamientos se ha empleado los datos que se disponen para tal efecto y son los siguientes:

$n = 3195$ Rpm del eje de transmisión

Tiempo de vida estimado del rodamiento $L_t = 2$ años

Tiempo de trabajo $T_t = 4$ h/día

Carga radial mayor en el eje $F_r = 1176$ N

Carga axial en el eje $F_a = 0$

Pero también este valor se lo puede encontrar en la tabla 3; dando como resultado lo siguiente:

$L_{10h} = 1500 \text{ a } 5000$ Horas de servicio, por ser un automotor que funciona en determinado tiempo del y como carácter de transporte. De lo cual se determinan $L_{10h} = 3000$ horas de

servicio

Tabla 3: Duración recomendada para rodamientos

APLICACIÓN	Duración de diseño L_{10}, h
Electrodomésticos	1000 – 2000
Motores de aviación	1000 – 4000
Automotores	1500 – 5000
Equipo agrícola	3000 – 6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones	8000 – 15000
Motores eléctrico, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20000 – 30000
Bombas y compresores	40000 – 60000
Equipo crítico en funcionamiento las 24 h	100000 – 200000

Fuente: Diseño de elementos de máquinas.

Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.612.

Se utiliza los valores de duración de diseño de la tabla 3. Ahora el número de revoluciones de diseño para el rodamiento sería.

$$L_d = (h)(rpm)(60m/h) \quad [\text{Ec.14}]$$

Se selecciona de la tabla 3, una duración de diseño de 5000 h, entonces L_d es:

$$L_d = (3000)(3195)(60min/h)$$

$$L_d = 575.1 * 10^6 rev$$

La C requerida para determinar carga y duración de diseño.

$$C = P_d(L_d/10^6)^{1/k} \quad [\text{Ec.15}]$$

$$C = 264.55(575.1 * 10^6/10^6)^{1/3}$$

$$C = 2194.8 lb$$

Donde:

$L_d =$ duración de diseño dada

$C =$ capacidad de la carga dinámica básica

$P_d =$ carga dada de diseño

Número de rodamiento: 6204, de una hilera de bolas, la capacidad de carga básica requerida para el eje de transmisión es de 2194.8 lb por lo tanto se selecciona el rodamiento 6204 como se muestra en la tabla 4, con una capacidad de carga dinámica de 2210 lb que es superior a la calculada.

Tabla 4: Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda (Series 6200)

Número del rodamiento	Diámetro de escalón preferido						Capacidad básica de carga estática C_o
	d		D		B		
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	lb
6200	10	0.39	30	1.18	9	0.35	885
6201	12	0.47	32	1.25	10	0.39	1180
6202	15	0.59	35	1.37	11	0.43	1320
6203	17	0.66	40	1.57	12	0.47	1660
6204	20	0.78	47	1.85	14	0.55	2210
6205	25	0.98	52	2.04	15	0.59	2430
6206	30	1.18	62	2.44	16	0.62	3350
6207	35	1.37	72	2.83	17	0.66	4450

Fuente: Diseño de elementos de máquinas.

Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.607.

XI. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Para el proceso de construcción se ha seguido un flujo-grama de actividades que facilita su correcta ejecución, como se muestra en la tabla 6

Tabla 6: Tiempos de construcción

Operación	Horas de la operación
Compra de materiales	36
Transporte	15
Marcado de todos los elementos	5
Inspección del marcado	4
Corte de los elementos	30
Inspección de los cortes y desbaste	6
Curvado de los elementos	50
Inspección del dobles	24
Transporte	5
Montaje	8
Inspección de medidas	4
Soldadura de los elementos de la rueda principal	24
Soldadura de los elementos del chasis monowheel	30
Inspección de soldadura	4
Volver a soldar todos los puntos de la estructura	16
Pulimientto de todos los puntos de suelda	6
Fondeo de la rueda principal y chasis	8
Manufactura de la rueda principal	18
Ensamble de todos los componentes	20
Total horas de construcción	360

Elaborado por: Autores del proyecto

Equivalente a 12 semanas de construcción.

XII.CONSTRUCCIÓN DE LA RUEDA PRINCIPAL

Una vez dibujado y cortado los pedazos correspondientes a la rueda se utilizaron tubo estructural de 1 ¼” (32 mm), se los va uniendo uno por uno comprobando que se encuentren a nivel y con las medidas de los planos, como se muestra en la figura 15



Figura 15: Rueda principal

Elaborado por: Autores del proyecto

XIII. CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR

El bastidor es la parte central donde se aplica todos los elementos del monowheel entre el principal es el motor como se muestra en la figura 16, y otros sistemas como el de freno, transmisión y el alojamiento del piloto. Este bastidor esta construido de perfil redondo ASTM A 36 de 1.5 mm d espesor.



Figura 16: Bastidor y sus componentes.

Elaborado por: Autores del proyecto

XIV.CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para la generación del impulso del sistema de transmisión se utilizó un motor de 4 tiempos mono cilindro que se muestra en la figura 17



Figura 17: Motor de moto 4T

Elaborado por: Autores del proyecto

XV. ENSAMBLE MECANISMO DEL FRENO

Se observa en la figura 18, el ensamble del mecanismo de frenado con la adaptación al eje de transmisión incorporando un disco de freno con orificios en la superficie de frenado para liberación del calor, adaptación de la mordaza del freno.



Figura 18: Mordaza de freno y disco ensamblado

Elaborado por: Autores del proyecto

Finalmente, se consiguen acabados finales en toda la estructura, ya que gracias a esta pintura electrostática no queda ninguna superficie sin pintar como se muestra en la figura 19



Figura 19: Bastidor, acabado con pintura electrostática.

Elaborado por: Autores del proyecto

XVI. PROYECTO TERMINADO

Al ensamblar todas las piezas pintadas y con sus detalles terminados, se puede decir que se ha concluido el proceso de construcción y acabados, para entregar un producto terminado; previamente diseñado, analizado, construido, rectificado y pintado como se muestra en la figura 20.



Figura 20: Monowheel en funcionamiento.

Elaborado por: Autores del proyecto

XVII. PRUEBAS DE CAMPO

Terminado los procesos de construcción y ensamblaje de cada uno de los componentes del monowheel, se procedió a realizar las pruebas de campo correspondientes, con el fin de evaluar el

desempeño de la rueda principal, del bastidor y del sistema de transmisión y frenado principalmente, todo esto en un ambiente controlado.

Los resultados que se han encontrado luego de la prueba de campo son los siguientes.

Pruebas en carretera.

Se han establecido cuatro pruebas que darán las conclusiones necesarias para aprobar el buen funcionamiento del vehículo monowheel, y ayudaran a entender las razones por las cuales aun no se ha tomado en cuenta este vehículo como alternativa de transporte en la actualidad.

Encendido Del Motor

Enciende perfectamente una vez que se ha calentado el motor. Al momento del encendido se debe tener en cuenta que la batería al estar inutilizada por más de una semana comienza a perder carga y debe ser cargada nuevamente, esto es parte de su funcionamiento normal.

Vibraciones Y Ruido

No existe presencia de vibraciones que molesten o afecten de alguna manera al vehículo y al piloto. No presenta ningún ruido que no sea a causa del funcionamiento normal del motor.

Sistema De Frenado

Cumple con un óptimo funcionamiento reaccionando de forma inmediata al accionar el mando de freno, deteniendo el vehículo posteriormente.

Maniobrabilidad

Al ser un vehículo de una sola rueda de contacto con el suelo, es evidente que el equilibrio del piloto influye directamente con la habilidad necesaria para conducir. Se ha

comparado esta habilidad con la necesaria para manejar por primera vez una motocicleta. Se concluye que su conducción requiere de previa experiencia en manejar bicicleta o motocicleta, y luego de esto su maniobrabilidad es aceptable.

XVIII. CONCLUSIONES

Tras la exitosa finalización de la construcción y ensamblaje del vehículo monowheel cumpliendo los objetivos propuestos se concluye que:

- El vehículo monowheel, una vez terminado su construcción, generó una significativa atención del público que la rodea, por su singularidad forma y mecanismo de funcionamiento, ya que es un prototipo inusual en el medio en que se construyó, promueve nuevas alternativas de transporte.
- Se construyó una rueda principal que soporta todos los demás componentes necesarios para el funcionamiento del vehículo monowheel, y se la forró en una primera capa con caucho, y en la capa final con neumáticos de bicicleta para generar suficiente adherencia contra la calzada.
- Se diseñó y construyó un chasis tubular con acero estructural ASTM A-36 que cumplió con las funciones de un bastidor y se adaptó de forma correcta a los requerimientos de este proyecto.
- Se diseñó e implementó un sistema de frenado existente en el mercado actual, que cumplió con la necesidad de detener el movimiento del vehículo monowheel de forma suave y no brusca ni repentina.
- Se diseñó y construyó con acero estructural ASTM A-36 un bastidor que da soporte a los demás componentes del vehículo como lo son la batería, el tanque de combustible,

el manubrio, el asiento, el motor y la rueda de transmisión.

- Se construyó una placa protectora de acero de 1/8 pulgada de espesor como componente de la carrocería, que aísla de las extremidades del piloto las piezas móviles que se encuentran sujetas a la rueda de transmisión.

XIX. BIBLIOGRAFÍA

- Mott, R. L. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Mott, R. L. (2009). Resistencia de Materiales. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Burbano, N. (2012). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO GO-KART DE ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE EL EMPLEO DE UN PROGRAMA DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS. Latacunga: Escuela de las Fuerzas Armadas ESPE.
- William H. Crouse, D. L. (1992). Mecánica de la motocicleta. Barcelona: MARCOMBO, S.A.
- Antonio Rojas Ayala / Moto mecánica/ Álbum de mecánica para motos/ Producciones plus Ltda. / Pág. 13-19
- Alejandro Rubio Sabogal / Plubli motos/ Publicar editores/Edición # 44. Pág. 30, 31, 32.
- Arias Paz / Manual de la motocicleta/ Pág. 486-487
- Robert Mott / Diseño de Elementos y Máquinas / 4ta Edición/ Apéndice 7
- McCORMAC, Jack. Diseño de Estructuras Metálicas. Pág. 3
- SUNARC. Tecnología en Soldadura. Polígono industrial Can sedó

NETGRAFÍA

- GASSATTACK.COM. (24 de Marzo de 2014). gassattack. Obtenido de gassattack: www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf
- Lozano, C. E. (26 de Marzo de 2014). metalactual. Obtenido de Revista-mm: http://www.metalactual.com/revista/29/maquinaria_airless.pdf
- Mc CORMAC, J. (20 de Marzo de 2014). Freelibros. Obtenido de Freelibros: <http://www.freelibros.org/ingenieria-civil/disenodeestructurasdeacero2daedicion-jack-c-mccormac.html>
- McCann, M. (14 de Marzo de 2014). InshtWeb. Obtenido de InshtWeb: <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/TextosOnline/EnciclopediaOIT/tomo3/82.pdf>
- Pedroght. (24 de Marzo de 2014). scribd. Obtenido de scribd: <http://es.scribd.com/doc/186257284/Geometria-en-la-Moto>
- SUNARC. (16 de Marzo de 2014). esmijovi. Obtenido de esmijovi: <http://www.esmijovi.com/descargas/soldadura-MIG.pdf>
- tesis.uson.mx. (15 de Marzo de 2014). tesis.uson.mx. Obtenido de tesis.uson.mx: <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/2474/Capitulo2.pdf>
- Wikimedia Foundation. (14 de Marzo de 2014). wikipedia. Obtenido de wikipedia: <http://es.wikipedia.org>

BIOGRAFÍA



Miguel Alberto Carvajal, nació en Ambato, Ecuador, Es Ingeniero Mecánico, dispone estudios de Magister en tecnología de la información y multimedia educativa, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas- ESPE desde 2012.



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo – Ecuador, cuenta con un Magister en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamérica de Ambato – Ecuador, Magister en Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi. Actualmente se desempeña como docente del departamento de ciencias de la Energía y Mecánica, en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga.



Luis G. Palomo R. nació en la ciudad Salcedo, Ecuador. Egresado de la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Extensión Latacunga. Actualmente presta sus servicios en el taller Automotriz Auto Mecano del Sur de la ciudad de Latacunga – Ecuador.



Walter Andrés Jaramillo Caballero. nació en la ciudad La Unión, Colombia. Egresado de la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Extensión Latacunga. Prestó sus servicios como Asistente Técnico de Mecánica en ASSA. Latacunga.