

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN, SUSPENSIÓN, FRENOS Y PLEGADO, EN UNA MOTOCICLETA ELÉCTRICA PLEGABLE

De La Cruz Jorge¹, Zambrano Danilo², Cruz Mauricio³

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Calle Quijano y Ordoñez y hermanas Páez, Cotopaxi – Latacunga

E - mail: jorgedelacruz0806@yahoo.com, vdzambrano@espe.edu.ec, gmcruz@espe.edu.ec

RESUMEN

Los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado son indispensables en todo tipo de vehículo por tal razón la selección de los elementos que los conforman se realiza a partir de parámetros de construcción generados en el diseño del bastidor, de la misma manera la propuesta se da después de un estudio en base a un software CAD-CAE teniendo en cuenta los factores de seguridad establecidos.

Palabras clave: Ingeniería Automotriz / Vehículos Biplaza Ecológicos / Motocicletas Eléctricas – Sistemas Complementarios

ABSTRACT

Steering systems, suspension, brakes and folding are essential in all types of vehicle for that reason the selection of the elements that make up is performed from construction parameters generated in the design of the frame, just as the proposal given after a study based on a CAD-CAE software taking into account the safety factors set.

Keywords: Engineering Automotive / Car Tandem Organic / Motorcycle Electric - Additional Systems

I. INTRODUCCIÓN

Los vehículos eléctricos presentan varias ventajas frente a los vehículos impulsados por energía de combustibles fósiles, entre las ventajas más sobresalientes se pueden destacar que estos vehículos no emanan CO₂

al medio Ambiente otra de las ventajas claras es la oportunidad de utilizar eficientemente energías renovables así como también el costo económico que este presenta por movilidad.

II. DESCRIPCIÓN TÉCNICA DEL PROYECTO

Este proyecto tuvo como propósito implementar los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado, los mismos que después de un cálculo técnico, matemático y la determinación de la efectividad de cada elemento a partir de un software CAD-CAE mediante análisis de deformación, tensión a la fluencia y factor de seguridad, se dan validez para este proyecto.

III. PROCEDIMIENTO

A. DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección es importante en todo vehículo ya que cumple con el objetivo de direccionar al mismo. La figura 1 muestra los parámetros establecidos por la pipa de la dirección que son generados a partir del diseño del bastidor. En donde tenemos como lanzamiento de 31.4° creando un avance de 0,16m y una distancia entre ejes 1.45m.

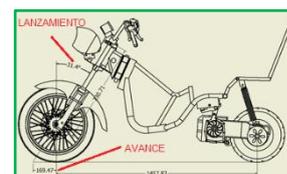


Figura 1 Geometría de la motocicleta

Fuente: Arias Pérez, X. A. (2014).

A.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

Los requerimientos necesarios que se establecen en este sistema son las fuerzas que actúan por frenada en la rueda delantera y por ende estas a su vez por reacción a las tijas de dirección. En la figura 2 muestra cómo actúan estas fuerzas mientras que en la tabla 1 se ve los valores generados en el diseño del bastidor.

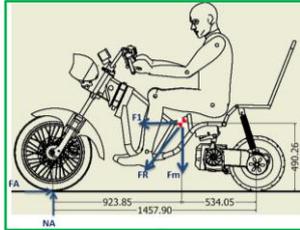


Figura 2 Fuerzas por frenada
Fuente: Arias Pérez, X. A. (2014)

Tabla 1 Detalle de fuerzas que actúan sobre la motocicleta.

Designación	Valor
Masa eje trasero (N_{Bmin})	138.48 Kg (1357.1N)
Masa eje delantero (N_{Amin})	80.11 Kg (785.07N)
N_{Amax}	2144.4 N
F_1	4039.34 N
F_R	4573.26 N
Masa suspendida	193 Kg
Masa no suspendida	25.6 Kg
Masa total	218.6 Kg
N_{Bmax}	2144.4 N
F_1'	2336.96 N

Elaborado por: El Autor

A.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA

Se elige el sistema de dirección de la Yamaha DT 50 MX, ya que cumple con los valores de lanzamiento y avance requeridos por el diseño del bastidor.

A.3 MODELACIÓN DEL SISTEMA

El sistema de dirección consta de dos tijas una superior y una inferior, los materiales que constituye la tija superior son de aleación de aluminio 2014 T4, mientras que la tija inferior es de acero estructural ASTM A36.



Figura 3 Modelación del sistema de dirección
Fuente: El Autor

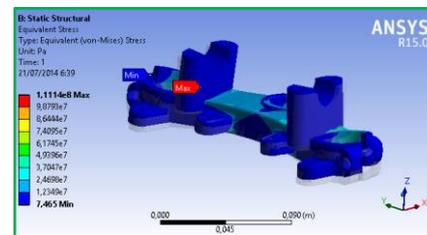


Figura 4 Límite de elasticidad tija superior
Fuente: El Autor

Se observa en la figura 4 el valor máximo de esfuerzo es en los puntos de apoyo de las barras telescópicas que es 1.1114×10^8 Pa (N/m^2) o 111.14 (N/mm^2), comparándolo con el esfuerzo que soporta este material 270 (N/mm^2) no supera su límite.

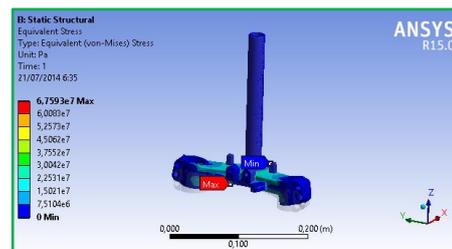


Figura 5 Límite de elasticidad tija inferior
Fuente: El Autor

El valor que se puede observar en la figura 5 es de 6.7593×10^7 Pa el mismo que no sobre pasa el valor de fluencia del material del cual está hecho este elemento que es de 250 MPa.

B. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

B.1 SUSPENSIÓN DELANTERA

Para la suspensión delantera normalmente se utiliza la horquilla telescópica donde existen dos fuentes de hundimiento asociadas con este tipo de suspensión, una es el efecto debido a la transferencia de carga cuando ocurre una frenada, y el otro efecto es producto del ángulo de lanzamiento de la horquilla telescópica.

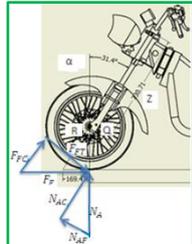


Figura 6 Fuerzas que actúan sobre la rueda delantera
Fuente: El Autor

La fuerza de trabajo mínima en las barras telescópicas se rige por la siguiente ecuación.

$$F_{Tmin} = N_{Amin} * \cos \alpha$$

El valor de la fuerza máxima de trabajo esta dada por:

$$F_{Tmax} = F_{FC} + N_{AC}$$

$$F_{Tmax} = F_f * \sin \alpha + N_{Amax} * \cos \alpha$$

a. Cálculo del resorte

Conociendo el valor de la reacción en la rueda delantera con $N_{Amin} = 785.07N$ de los parámetros establecidos según la tabla 1 tenemos que:

$$F_{Tmin} = 670.09N$$

$$F_f = \mu_1 * N_{Amax}$$

Con

$$\mu_1 = 0.8 \text{ y } N_{Amax} = 2144.4N$$

$$F_{Tmax} = 2724.156N$$

Deflexión de trabajo del resorte de $\delta_{Trabajo} = 0.090m$

Ahora con la fuerza máxima, mínima y la deflexión del resorte se calculara el valor de la constante elástica.

$$K = \frac{F_{Tmax} - F_{Tmin}}{\delta_{Trabajo}}$$

$$K = 21.54$$

➤ Factor de seguridad contra la fluencia N_s

$$N_s = \frac{S_{ms}}{\tau}$$

$$S_{ms} = 0.60 * S_{ut}$$

$$S_{ut} = A * d^b$$

$$S_{ut} = 5094038.82 \text{ KPa}$$

$$\tau = K_s * \frac{8 * F * D}{\pi * d^3}$$

$$\tau = 962509.62 \text{ KPa}$$

$$S_{ms} = 3056423.29 \text{ KPa}$$

$$N_s = 3.17$$

➤ Numero de espiras del resorte N_a

$$N_a = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * K}$$

El material utilizado para este resorte es alambre cuerda de piano A228 cuyo límite elástico por cortadura es $G=82737086.4 \text{ KPa}$. Entonces:

$$N_a = 38$$

Tabla 2 Características del resorte seleccionado

Diámetro de alambre	Diámetro exterior resorte	Número total de espiras	Longitud libre resorte
6mm	26,4mm	40	342mm

Elaborado por: El Autor

Se propone un diámetro de 30mm con un espesor de 1,5mm, tomando de referencia el diámetro externo del resorte. Y para el largo se tomara el doble de la distancia del resorte, es decir $344*2=684mm$

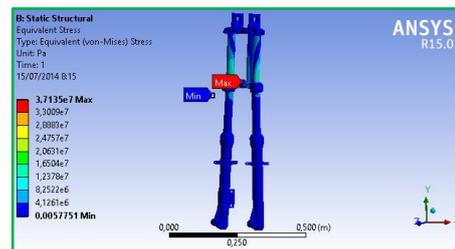


Figura 7 Límite de elasticidad
Fuente: El Autor

En la figura 7 se observa el esfuerzo es de $3,71e7 \text{ Pa}$, este valor no sobre pasa el límite elástico del material que para este caso se utiliza acero 1045 con límite elástico de 530MPa.

B.2 SUSPENSIÓN TRASERA

La suspensión trasera es importante ya que mantiene la rueda trasera en contacto con el suelo siendo esta rueda la que transmite el torque impulsivo a la motocicleta.

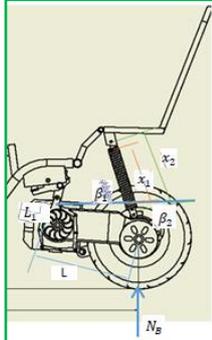


Figura 8 Fuerzas de carga mínima

Fuente: El Autor

En la figura 8 muestra la distribución de carga en el tren posterior, teniendo carga mínima (peso de la motocicleta) y carga máxima (peso motocicleta más piloto e incluso fuerzas de aceleración).

a. Análisis de la suspensión con carga mínima

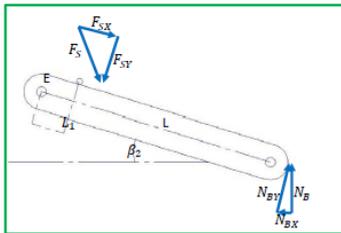


Figura 9 Distribución de cargas mínimas

Fuente: El Autor

$$N_{BY} = N_B * \sin \beta_2$$

$$F_{SY} = F_S * \sin \beta_1$$

Haciendo sumatoria de momentos en el punto de giro E del brazo basculante tenemos que:

$$\sum M_E = 0$$

$$F_{SY} = \frac{N_{BY} * L}{L_1}$$

La carga mínima de trabajo está dada por:

$$F_{SMin} = \frac{N_B * L * \sin \beta_2}{L_1 * \sin \beta_1}$$

b. Análisis de la suspensión con carga máxima de trabajo

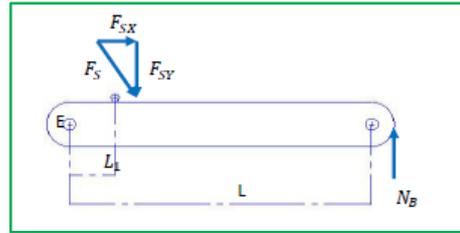


Figura 10 Distribución de cargas máximas

Fuente: El Autor

$$F_S = \frac{F_{SY}}{\sin \beta_1}$$

Haciendo sumatoria de momentos en el punto E tenemos

$$F_{SY} = \frac{N_B * L}{L_1}$$

La carga máxima de trabajo del resorte es:

$$F_{SMax} = \frac{N_B * L}{L_1 * \sin \beta_1}$$

Para el cálculo del resorte se utiliza el mismo procedimiento realizado para la selección del resorte de la suspensión delantera. El material utilizado para calcular este resorte es Alambre revenido en Aceite A229, con $G = 80650$ MPa, la máxima compresión que tendría el resorte es de 80mm.

Tabla 3 Características del resorte seleccionado.

Diámetro del Alambre	Diámetro exterior del Resorte	Número total de espiras	Longitud libre resorte
7mm	42mm	25	260mm

Elaborado por: El Autor

c. Simulación del basculante

Se realiza los análisis respectivos de cada elemento que conforman el basculante de la motocicleta. Cabe destacar que las cargas o fuerzas que se aplicaran en cada elemento son tomadas de los datos preliminares para el diseño del bastidor que se muestran en la tabla 4.

Tabla 4 Datos preliminares

Elementos	Masa (Kg)	Peso (N)
Piloto	70	686.7
Chasis	23	225.63
Motor electrico	18.9	185.4
Base Motor	5.2	51
CVT	9.8	96.13
Bateria 1	11.5	112.815
Bateria 2	11.5	112.815
Bateria 3	11.5	112.815
Bateria 4	11.5	112.815
Componentes Restantes	20	196.2
Total suspendida	193	1,892

Fuente: Arias Pérez, X. A. (2014).

La figura 11 representa el basculante, destacando que para el diseño se parte desde la configuración del sistema de transmisión de una motoneta Joy 150 debido a que por la configuración y la necesidad de la implementación del sistema de transmisión variable CVT en la motocicleta eléctrica.



Figura 11 Basculante
Fuente: El Autor

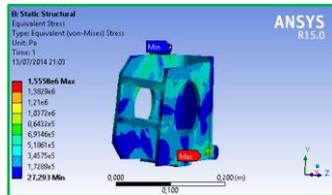


Figura 12 Límite elástico de la base
Fuente: El Autor

La figura 12 se observa que el valor máximo (1,55e⁶Pa) no supera el límite de fluencia del material (ASTM A36) que tiene un esfuerzo de fluencia de (250 MPa, 36 ksi).

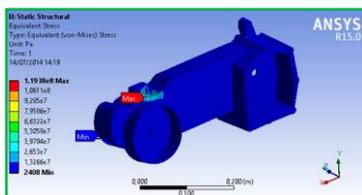


Figura 13 Límite de elasticidad de la base del CVT
Fuente: El Autor

El máximo esfuerzo se presenta en la base para el amortiguador como se observa en la figura 13 es de (1,19e⁶Pa), este valor no supera el límite de fluencia del material (aleación aluminio 2014 T4) de este elemento que es de 210N/mm².

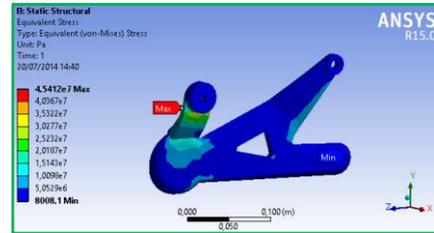


Figura 14 Límite elástico del soporte
Fuente: El Autor

El límite elástico de este elemento se muestra en la figura 14 (4,54e⁷Pa) y como podemos apreciar no sobrepasa los límites establecidos que son 250MPa.

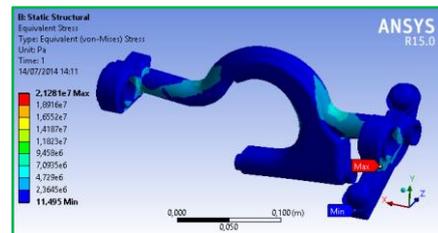


Figura 15 Límite elástico del soporte del basculante
Fuente: El Autor

El límite elástico es de 2,1281 e⁷ Pa frente 250MPa que presenta ASTM A36 dando así la factibilidad del uso de este elemento para los parámetros requeridos

C. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

La frenada de un vehículo es la conversión de energía cinética en energía térmica o calorífica.

$$E = \frac{1}{2} * m * v^2$$

Esta ecuación anterior representa el trabajo mecánico realizado por la motocicleta durante su movimiento, para lograr detener la motocicleta se puede usar la siguiente ecuación que expresaría la cantidad de trabajo absorbido por los frenos y que será transformado en calor.

$$F_f * x = \frac{1}{2} * m * v^2$$

$$N_{A,B} * \mu * x = \frac{1}{2} * m * v^2$$

Donde el valor de x será:

$$x = \frac{\frac{1}{2} * m * v^2}{N_{A,B} * \mu}$$

C.1 CÁLCULO DEL FRENO DE DISCO DELANTERO

El momento de frenado está dado por la siguiente ecuación:

$$M_f = N_A * \mu * r_r$$

Dónde:

N_A = Normal generada por las fuerzas de frenado

μ = Coeficiente de fricción

r_r = Radio de la llanta

La fuerza necesaria que se debe aplicar al disco del freno es la siguiente.

$$F_a = \frac{M_f}{r_d}$$

Con el valor de $N_A = 2144.4N$, un coeficiente de fricción entre la llanta y el suelo de $\mu = 0.8$ y un radio de la llanta de $r_r = 0.3$ metros, se obtiene que el momento de frenada es:

$$M_f = 514.65 \text{ N} - \text{m}$$

Ahora con un valor de 0.1 metro para el radio medio r_d del disco se obtiene que:

$$F_a = 5146.5 \text{ N}$$

Para encontrar el área necesaria para frenar la rueda se utiliza la siguiente ecuación.

$$A = \frac{M_f}{2 * r_d * p * \mu_1}$$

$$A = 0.002224213 \text{ m}^2$$

Se calcula el área del sector menor A_1 para un ángulo de 45 grados cuya fórmula es la siguiente:

$$A_1 = \frac{1}{2} * R_{int}^2 * \omega$$

Donde ω esta dado en radianes.

$$\omega = 0.785 \text{ radianes}$$

$$R_{int} = 85 \text{ mm}$$

$$A_1 = 2835.8 \text{ mm}^2$$

Ahora se calculará el área del sector mayor A_2 para el mismo ángulo

$$R_{ext} = 115 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{1}{2} * R_{ext}^2 * \omega$$

$$A_2 = 5190.8 \text{ mm}^2$$

A continuación se detalla las características que debe tener el disco de freno.

Tabla 5 Características del disco seleccionado

Diámetro exterior del disco	Diámetro interior del disco	Espesor del disco
220mm	150mm	3mm

Elaborado por: El Autor

C.2 CÁLCULO DEL FRENO DE TAMBOR TRASERO

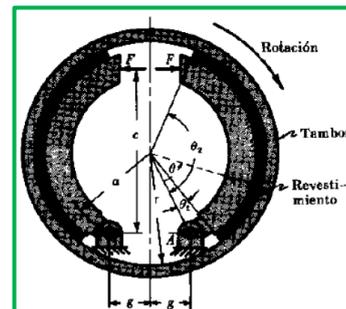


Figura 16 Frenos de zapatas internas

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas, México: Prentice Hall. 1992

La ecuación del momento de frenada es la siguiente:

$$M_f \text{ derecha} = \mu_1 * P_m * w * r_t^2 * \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right)$$

$$M_f \text{ izquierda} = \mu_1 * P'_m * w * r_t^2 * \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right)$$

La presión máxima en la zapata izquierda P'_m se determina por la siguiente ecuación:

$$P'_m = \frac{C * F * P_m}{M_n + M_f}$$

Momento de las fuerzas de rozamiento con respecto a la articulación de la zapata puede determinarse por:

$$M_f = \frac{\mu_1 * P_m * w * r_t}{\sin \theta_m} * \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta * (r - a * \cos \theta) d\theta$$

El momento de las fuerzas normales con respecto a la articulación de la zapata puede determinarse por:

$$M_n = \frac{a * P_m * w * r_t}{\sin \theta_m} * \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

Para $\mu_1 = 0.32$ y $w = 0.03 \text{ m}$ tenemos que:

$$M_f = 514.65 \text{ N} - m$$

Teniendo: $r_t = 0.12 \text{ m}$, un valor de $\theta_1 = 0^\circ$ y $\theta_2 = 140^\circ$ y presión máxima de 1000 KPa, se tiene que:

$$P_m = 1000000 \text{ Pa}$$

El valor de c que es la distancia que existe entre el punto de aplicación de fuerza en la zapata y el pivote es de $c = 0.162 \text{ m}$, entonces se tiene que:

$$F = 5146.5 \text{ N}$$

$$M_f = 138.24 \text{ N} - m$$

$$M_n = 400.14 \text{ N} - m$$

$$P'_m = 1422879 \text{ Pa}$$

Finalmente podemos calcular:

$$M_{f\text{derecha}} = 221.25 \text{ N} - m$$

$$M_{f\text{izquierda}} = 300.15 \text{ N} - m$$

Luego el momento total de frenado que soporta esta zapatas será:

$$M_{total} = M_{f\text{derecha}} + M_{f\text{izquierda}}$$

$$M_{total} = 521.4 \text{ N} - m$$

Recordando que el momento necesario para frenar la moto es de 514.65 N-m y comparando con el momento de frenado que soporta las zapatas calculadas se tiene que este diseño es efectivo. Por lo tanto a continuación en la tabla 6 se describe las características que deben reunir el sistema de freno posterior.

Tabla 6 Características del freno de tambor seleccionado

Diámetro interno de la campana del rin	Ancho de las zapatas	Ángulo de cobertura de las zapatas	Espesor de las zapatas
240 mm	30mm	140 grados	3mm

Elaborado por: El Autor

D DISEÑO DEL SISTEMA DE PLEGADO

El proyecto pretende reducir el tamaño de la motocicleta para de esta manera optimizar el espacio de aparcamiento, utilizando medios tecnológicos actuales.

D.1 SELECCIÓN DE ELEMENTOS

➤ Medio de elevación

Se selecciona una gata eléctrica ya que cumple con los parámetros requeridos que levanta una altura de hasta 38,5cm con un peso de hasta 2000kg, su fuente debe ser de 12V y una corriente máxima de 10A.

La figura 17 muestra la ubicación que debe tener la gata eléctrica con respecto al CdG de la motocicleta.

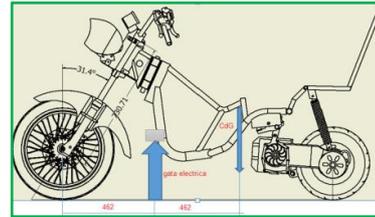


Figura 17 Ubicación del medio de elevación
Fuente: El Autor

➤ Medio de activación

Se considera para este medio un pistola eléctrica utilizada en el bloqueo centralizado de puertas para autos que trabaja con un rango de 12 – 24V y corriente máxima de 5 A además cuenta con una carrera de 0.03m.

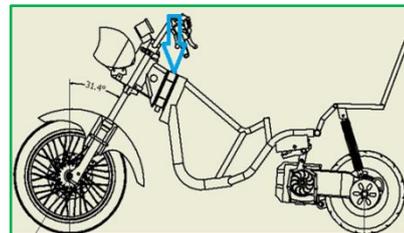


Figura 18 Ubicación de la pistola eléctrica
Fuente: El Autor

➤ Medio de ejecución

Debido a que se necesita desplazar una masa de 80.11 Kg (785.07N) se opta por un actuador lineal que reúne las características que se detallan a continuación. En la figura 19 se muestra la ubicación del actuador lineal.

Características:

- 24V motor de imán permanente de CC
- Empuje 1500N ~ 6000N; Velocidad 3.0 ~ 16.7mm / s
- Ciclo de trabajo: Max. 10% o 2 min. / 18 min.
- Grado de protección: IP54
- Carrera de trabajo 300mm

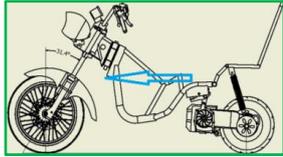


Figura 19 Ubicación del actuador lineal

Fuente: El Autor

➤ **Medio de control**

Para la automatización del sistema de plegado se opta por la utilización de la tarjeta Arduino. La figura 20 muestra el diseño del circuito en proteus el mismo que cuenta con relés de activación para el cierre del circuito, así como de los puertos periféricos de conexión a la tarjeta Arduino y puertos de salida para la conexión de sensores y actuadores.

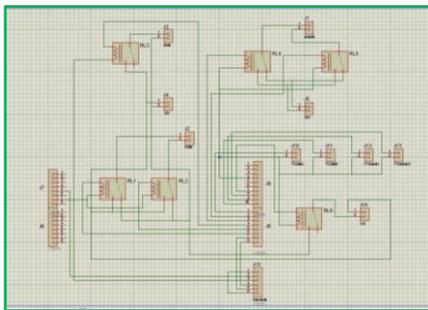


Figura 20 Simulación del circuito en proteus

Fuente: El Autor

➤ **Medio de conexión**

Como medio de conexión se utiliza un módulo Bluetooth, el cual lo observa al microcontrolador como si fuese un cable serial DB9. Su velocidad y formato de transmisión es, por default, 9600Kb. La figura 21 muestra el interfaz principal de la aplicación para el Smartphone de donde podemos destacar que tenemos los botones para ingresar a automático y manual, así mismo podemos observar un video de la transformación de la motocicleta.



Figura 21 Interfaz principal para la aplicación

Fuente: El Autor

IV. IMPLEMENTACIÓN

A. SISTEMA MECÁNICO

Tras determinar la idoneidad de bases mediante el software de simulación ANSYS, se ha diseñado un diagrama de flujo el mismo que es presentado en la siguiente tabla.

Tabla 7 Diagrama de flujo de ensamble mecánico

Diagrama de Flujo de Proceso de Ensamble				
Actividad: Ensamble de los sistemas complementarios	ACTIVIDAD	AVANZ.	PROP.	UNIDAD
Fecha: Julio 1 del 2014	Operación	0	65	
OPERADOR: Jorge De La Cruz	Transmisión	0	0	
Método: Actual	Revisión	0	20	
Tipo: Técnico	Materiales: Diversos	0	20	
Comentario: Una vez seleccionados los distintos elementos de acuerdo a los dibujos realizados, se procede a ensamblar las piezas guardando un orden para procurar realizar un trabajo eficiente.	Tiempo	0	110	
	Distancias	0	12	
	Costos	0	5000	

DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO	TIEM. (min)	DISTAN. (mts)	MÉTODO RECOMENDADO
Inspección de los elementos a ensamblarse	○	15	1	
Ensamblar el sistema de dirección y suspensión delantera	→	15	1	
Ensamblar todos los elementos que conforman el basculante	□	5	1	
Fijación del basculante junto al tren motriz, utilizando pernos adecuados	▷	5	2	
Inspección del avance 1 del ensamble	▽	5	1	
Ensamblar los amortiguadores de la suspensión trasera y andar al basidor	○	15	1	
Inspeccionar que el ensamble sea adecuado y la fijación de los pernos al basidor	→	5	1	
Inspección del avance 2 del ensamble	▷	5	1	
Fijación de los elementos ensamblados al neumático trasero	□	10	1	
Ubicación de los actuadores eléctricos	▷	10	1	
Verificación del funcionamiento correcto de la biagra	▽	20	1	

Fuente: El Autor

B. SISTEMA ELÉCTRICO

Basándonos en los grados de protección IP, los elementos empleados se han de ubicar en lugares adecuados para evitar su exposición innecesaria al medio ambiente.

De igual manera se ha diseñado un diagrama de flujo para facilitar el montaje del circuito eléctrico, mismo que se lo puede visualizar en la siguiente tabla.

Tabla 8 Diagrama de flujo de ensamble eléctrico

Diagrama de Flujo de Proceso de Ensamble				
Actividad: Ensamble del Sistema Eléctrico completo	ACTIVIDAD	AVANZ.	PROP.	UNIDAD
Fecha: Julio 1 del 2014	Operación	0	75	
OPERADOR: Jorge De La Cruz	Transmisión	0	0	
Método: Actual	Revisión	0	25	
Tipo: Técnico	Materiales: Diversos	0	20	
Comentario: Una vez seleccionados los distintos elementos eléctricos y electrónicos de acuerdo a los dibujos realizados, se procede a ensamblar las piezas guardando un orden para procurar realizar un trabajo eficiente.	Tiempo	0	100	
	Distancias	0	11	
	Costos	0	5000	

DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD	SÍMBOLO	TIEM. (min)	DISTAN. (mts)	MÉTODO RECOMENDADO
Inspección de los elementos a ensamblarse	○	15	1	
Diseño del circuito	→	15	1	
Fijación de las fuentes para los actuadores y el medio de control	□	5	1	
Ubicación de los elementos de control del sistema de plegado	▷	5	2	
Conexión del circuito de activación de los actuadores	▷	5	1	
Conexión del circuito de fuente de alimentación del módulo Bluetooth	▷	15	1	
Inspección del avance 1 del ensamble	▽	5	1	
Inspección de los elementos de activación y control	○	5	1	
Inspección final del ensamble	▷	10	1	
Pruebas de funcionamiento	▽	20	1	

Fuente: El Autor

C. IMPLEMENTACIÓN FINAL

Tras ensamblar los sistemas complementarios, se puede visualizar el modelado realizado en Inventor de la propuesta final.



Figura 22 Motocicleta modelada
Fuente: El Autor

Finalmente se puede visualizar en la siguiente fotografía el acoplamiento del tren motriz al chasis, dirección y suspensión.



Figura 23 Propuesta final
Fuente: El Autor

IV. PROTOCOLO DE PRUEBAS

A. SISTEMA PLEGABLE

Cuando la motocicleta se encuentre en reposo el circuito del plegado deberá ser cerrado por el interruptor ubicado en el manubrio izquierdo.

El circuito energizará al controlador de la automatización ARDUINO UNO, el cual es responsable de guardar y ejecutar las órdenes programadas.

El Smartphone ejecutará la orden para que ARDUINO UNO pueda empezar el proceso ya sea de forma automática o manual.

En la figura 24 se puede observar todos los elementos del sistema de plegado.



Figura 24 Elementos del plegado
Fuente: Arias X., De La Cruz J., Tuttillo J.

B. SISTEMA DE FRENO, SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y PLEGADO

Se ha considerado analizar la facilidad de giro en el volante, y se pudo determinar que existe una gran versatilidad de giro debido al ángulo de lanzamiento empleado, demostrando que dicho ángulo es ideal para conducción urbana.



Figura 25 Ángulo de lanzamiento
Fuente: Arias X., De La Cruz J., Tuttillo J.

En el sistema de suspensión se ha determinado la variación de distancia de los muelles y de las horquillas de la suspensión delantera, bajo dos condiciones, la primera sin ocupantes, y la segunda con un ocupante de peso promedio. En la siguiente tabla se observa los datos obtenidos de dicha medición de ángulos.

Tabla 9 Parámetros de la motocicleta

Sin Ocupante	Muelle	244
	Trasero	mm
Un Ocupante	Suspensión	144
	delantera	mm
Sin Ocupante	Muelle	232
	Trasero	mm
Un Ocupante	Suspensión	128
	delantera	mm
Ángulo de Lanzamiento		33°

Fuente: Arias X., De La Cruz J., Tuttillo J.

CONCLUSIONES

- Se calculó técnica y matemáticamente los parámetros necesarios para poder dimensionar correctamente los elementos de los sistemas complementarios (suspensión, dirección, frenos y plegado) de la motocicleta eléctrica plegable.
- Se pudo variar la velocidad de funcionamiento de cada uno de los actuadores modificando el voltaje de entrada a los mismos esto es de 0 – 24V.
- Se realizó las pruebas de rodaje confirmando la efectividad de los sistemas complementarios de la motocicleta eléctrica plegable y de esta manera se mejoró el confort del piloto.
- Se automatiza el proceso del plegado cumpliendo con los parámetros requeridos para poder ahorrar espacio de aparcamiento de acuerdo con Simtel y de esta manera demostrando que las tecnologías actuales ayudan a los procesos mecánicos manuales.

BIBLIOGRAFIA

- Foale T. (2003). Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis; el arte y la ciencia. España, ediciones ISBN.
- Crouse W. H., Donald L. A. (1992), Mecánica de la motocicleta, España, ediciones Marcombo
- Vittore Cossalter, (2006) Motorcycle Dynamics, Pádova (Italia). Ediciones LULU
- Norton, Robert L. (1999) Diseño de máquinas. s/ed. México, ediciones Prentice Hall
- SHIGLEY, J. Edward. (1985) Diseño en ingeniería mecánica. s/ed. México: ediciones Mcgraw

NETGRAFIA

- Energy Efficiency & Renewable Energy, Vehículos Todo Eléctrico. http://www.fueleconomy.gov/feg/esevt_ech.shtml [Citado el 20/02/2014]

- Recusostic. Sensores;
http://recusostic.educacion.es/secundaria/edad/4esotecnologia/quincena11/4quincena11_contenidos_3a.htm [citado el 22/03/2014]
- ARDUINO. What is Arduino. <http://www.arduino.cc/es/> [Citado el 17/03/2014]
- CANAL TOTAL. Que es un Bluetooth. <http://www.canaltotal.com/que-es-el-bluetooth/> [Citado el 17/03/2014]
- INTEF. Actuadores. <http://platea.pntic.mec.es/> [Citado el 17/03/2014]

BIOGRAFIA



Jorge De La Cruz, nació en la ciudad de Latacunga, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE Latacunga, presta sus servicios profesionales en asesoramiento en sistemas automotrices.



Víctor Zambrano, nació en la ciudad de Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, Máster en Gestión de la Producción, estudios de posgrado en Autotrónica, Sistemas Automotrices, Docente Tiempo parcial en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga.



Mauricio Cruz, nació en Latacunga, Ecuador, Es ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Autotrónica, Gestión del Aprendizaje Universitario, Docente Tiempo Parcial en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE desde 2009. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica básica y manejo de software de dibujo asistido.