

# Aplicación del método de diseño para manufactura y ensamblaje a un vehículo de tracción humana de tres ruedas como alternativa de transporte en la ciudad de Montería

Application of a Design Method for Manufacture and Assemble a three-wheel Human Powered Vehicle as alternative mean of transportation in Monteria city.

DOI: <https://doi.org/10.18041/1909-2458/ingeniare.24.5174>

**Marco Andrés Violet Lozano**<sup>1</sup>  
**Harold David Agudelo Mármol**<sup>2</sup>  
**Yahir Enrique González Doria**<sup>3</sup>

## RESUMEN

Este trabajo presenta el diseño de un vehículo de tracción humana como alternativa de transporte sostenible en Montería, con el fin de reducir contaminación, ruido y mejorar la salud de los usuarios. Se empleó la metodología de diseño para manufactura y ensamble DFMA con el objetivo de reducir procesos de manufactura, complejidad en el ensamble y costos. Además, se realizó un análisis de esfuerzos en el chasis usando elementos finitos teniendo en cuenta las condiciones del terreno y las exigencias antivuelco definidas por [1]. Los costos de fabricación se redujeron en 32 % comparado con un diseño anterior sin DFMA.

**Palabras Clave:** DFMA, Análisis de Elementos Finitos, Vehículo de Tracción Humana.

## ABSTRACT

This work proposes the design of a human powered vehicle to provide a sustainable alternative means of transportation in Monteria city, in order to reduce pollution and noise while enhance user's health. The effort was carried out according to the design method to manufacture and assembly (DFMA), in order to reduce manufacturing processes, assembly and cost. In addition, the stress analysis of the chassis was conducted by means of finite elements taking into account the particular roads and rollover conditions defined by [1]. The fabrication cost was reduced on 32 % in comparison to a previous design developed without DFMA.

**Keywords:** DFMA, Finite Element Analysis, Human Powered Vehicle.

1. Estudiante de Ingeniería Mecánica, Grupo de investigación en Ingeniería, Ciencia y Tecnología (ICT), Programa de Ingeniería Mecánica, Universidad de Córdoba Montería, Colombia, [mviolet@correo.unicordoba.edu.co](mailto:m violet@correo.unicordoba.edu.co)

2. Estudiante de Ingeniería Mecánica, Grupo de investigación en Ingeniería, Ciencia y Tecnología (ICT), Programa de Ingeniería Mecánica, Universidad de Córdoba Montería, Colombia, [hagudelo@correo.unicordoba.edu.co](mailto:hagudelo@correo.unicordoba.edu.co)

3. Ingeniero Mecánico, Magíster en Ingeniería Industrial, Docente de Planta, Grupo de investigación en Ingeniería, Ciencia y Tecnología (ICT), Programa de Ingeniería Mecánica, Universidad de Córdoba Montería, Colombia, [yahirgonzalez@correo.unicordoba.edu.co](mailto:yahirgonzalez@correo.unicordoba.edu.co)

## INTRODUCCIÓN

La ciudad de Montería en el departamento de Córdoba está experimentando importantes cambios urbanísticos y demográficos; sin embargo, el sistema de transporte público y la red de carreteras no se están desarrollando acorde a este crecimiento. Además, con el incremento en el número de vehículos en los últimos años, los niveles de polución, ruido y congestión vehicular han subido de manera significativa. Con el fin de mejorar la movilidad, las autoridades municipales han adoptado una serie de estrategias; por ejemplo, la construcción de ciclorutas con el fin de fomentar el uso de la bicicleta como medio de transporte. Los vehículos de tracción humana (VTH) están siendo utilizados como alternativas de transporte debido a las ventajas que presentan en comparación a las bicicletas, tales como ergonomía, seguridad y utilidad, con cero emisiones de gases y ruido [2], diseñaron un VTH como medio de transporte alternativo en la India. Se concluyó que el diseño podría ser considerado para producción en masa con el fin de reemplazar vehículos de combustión interna, contribuyendo a la sostenibilidad ambiental, debido a que son considerados amigables con el ambiente, de fácil mantenimiento y alto desempeño. [3].[4]. mostraron que la actividad física requerida por este tipo de vehículos proporciona beneficios significativos a la salud, y recomendaron su uso como modalidad de entrenamiento, particularmente en las primeras etapas de pacientes que requieren rehabilitación física [4]. Un primer diseño de VTH sin DFMA se elaboró en la Universidad de Córdoba en el 2014. Este VTH presentó problemas de acceso a la red de ciclorutas a causa de un ancho inadecuado, inestabilidad en línea recta y carencia de planificación en los procesos de manufactura en la etapa de diseño, trayendo consigo incremento en el costo de producción y aumento de la complejidad del ensamble. En la literatura no se encontraron diseños de VTH que tuvieran en cuenta el proceso de fabricación y ensamble durante la fase de diseño. Por estas razones, en este trabajo se diseñó un VTH implementando la metodología de diseño para manufactura y ensamble DFMA como estrategia para realizar la planificación del proceso de construcción y ensamble desde la etapa de diseño, con el fin de reducir los costos de producción y la complejidad del ensamble/desensamble. El diseño tuvo en cuenta las características de las ciclorutas y carreteras de la ciudad, como también mejorar la estabilidad del vehículo cuando se desplaza en línea recta. Adicionalmente, se desarrolló un análisis de elementos finitos con el fin de validar las dimensiones estructurales escogidas para el chasis y determinar su vida útil.

## MÉTODO

El diseño del VTH se llevó a cabo de acuerdo a tres parámetros principales: geometría/ergonomía, DFMA y análisis de elementos finitos.

### *Geometría/Ergonomía*

El VTH se diseñó para conductores con estaturas entre 1,6 y 1,9 m, un peso máximo de 90 kg y un ancho máximo de los hombros de 0,7m. El ancho del vehículo se definió en 0,8m teniendo en cuenta el ancho promedio de la red de ciclorutas de tal manera que dos vehículos puedan circular paralelamente en la misma. La altura al piso fue de 0,18m con el fin de evitar interferencias entre el chasis y el suelo, por lo que dependió de la altura de las irregularidades del terreno, tales como resaltos y baches, estos fueron medidos en varias sectores de la ciudad, siendo su altura promedio 0,11m. La longitud total y la distancia entre centros se fijaron en 1,8m y 1m respectivamente, considerando el espacio que ocupa el conductor y minimizando la cantidad de material.

El sistema de dirección se calculó de acuerdo al principio de Ackerman, el cual consiste en una condición cinemática entre la llanta interna que adopta un ángulo  $\delta_i$  durante el giro y la externa con un ángulo  $\delta_o$ , que les permite girar en una curva sin deslizamiento respecto a un mismo centro de rotación [5]. Teniendo en cuenta esta condición geométrica, el radio de giro (R) se estableció en 2,5 m para que el vehículo gire  $180^\circ$  en una calle de 6m. La definición geométrica de la suspensión delantera del vehículo estuvo determinada por tres ángulos relativos con el fin de mejorar la conducción del vehículo en línea recta, y reducir el desgaste en los neumáticos y rodamientos. Estos ángulos son llamados Camber ( $\sigma$ ), Caster ( $\gamma$ ) y Kingpin ( $\theta$ ). El Camber y Caster fueron seleccionados de acuerdo a estudios previos donde se analizaron los efectos positivos y negativos sobre el sistema de dirección y suspensión. Por otra parte, visto desde el frente del vehículo, el ángulo entre el eje de dirección y la línea vertical al suelo es llamado Kingpin [6] este se calculó por construcción geométrica.

El ángulo de inclinación del espaldar fue establecido en  $120^\circ$  para minimizar el recargo en la columna y mejorar el confort del conductor [7], el ancho del asiento fue 0,35 m de acuerdo a la norma DIN 33.402 (1981), y un largo de 30 cm de tal forma que la pantorrilla no roce con el asiento mientras se está pedalando, evitando lesiones por fricción y adicionalmente, se evitan lesiones por compresión en la zona perineal, la cual produce daños a la salud sexual en ambos sexos [8-10]. Para darle un valor agregado al VTH se adicionó un soporte para bolso y un techo protector de rayos UV flexible.

## DFMA

Se implementó la metodología DFMA con el fin de reducir los procesos de manufactura, el número de piezas y partes, a fin de reducir costos y facilitar el ensamble, utilizando los siguientes parámetros de comparación: (i) Chasis, constituido por la estructura que soporta el asiento, el tren delantero, trasero y la barra antivuelco. Para la manufactura de este se planeó minimizar el número de dobleces y cordones de soldadura, reducir la cantidad de elementos estructurales y el peso. (ii) Complejidad del ensamble, esta se determinó por el número de herramientas necesarias para ensamblar y desensamblar el VTH.

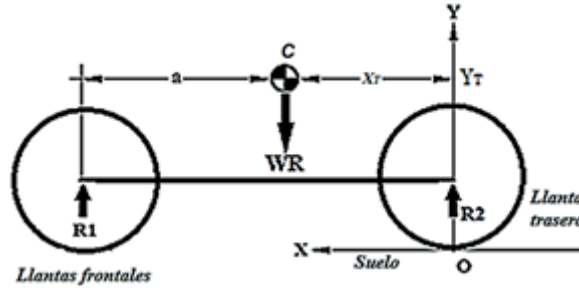
### *Análisis de elementos finitos*

Dos simulaciones de elementos finitos fueron realizadas utilizando el software SolidWorks simulation®. En la primera simulación, se realizó un estudio estático con el fin de verificar si el chasis soporta fuerzas a las que se somete sin que los esfuerzos de Von Mises sobrepasen el límite elástico. Se tuvieron en cuenta las fuerzas producidas por: a) impactos por irregularidades en el camino y b) volcamiento lateral. En la segunda simulación se hizo un estudio de fatiga en la zona del chasis que presentó el mayor esfuerzo de Von Mises. En ambas simulaciones, se empleó una malla sólida de 9.67 mm como tamaño máximo de elemento, basada en curvatura y 466,476 grados de libertad (GDL). La verificación jacobiana usó 29 puntos gaussianos para mejorar la calidad y la precisión del análisis. El solver seleccionado fue FFEPlus debido a su rapidez en la solución de problemas con más de 100,000 GDL. Se utilizó el acero ASTM A500 grado B como material estructural, cuyas propiedades mecánicas fueron agregadas a la librería del software.

### *Fuerzas de impacto por irregularidades del terreno*

La Figura 1 muestra el diagrama de cuerpo libre utilizado para el cálculo de la distribución de peso (K) necesaria para obtener las fuerzas ocasionadas por las irregularidades del terreno. El peso del conductor/vehículo (WR) se concentró en el centro de masa (C), a una altura (YT) sobre el suelo. WR produjo las reacciones R1 y R2 en la suspensión frontal y trasera respectivamente. La relación R1/R2 permitió calcular la distribución del peso (K) en el tren delantero del vehículo. Este resultado permitió el cálculo de la fuerza de impacto en cada tren.

Figura 1. Diagrama de cuerpo libre simplificado del VTH usado para el cálculo de la distribución de peso (K), necesario para obtener las fuerzas ocasionadas por las irregularidades del terreno



Fuente: Elaboración de los autores

La coordenada del centro de masa ( $X_T, Y_T$ ) de la fuerza  $WR$  y la distribución de peso fueron determinadas usando SolidWorks® 2015. La fuerza de impacto ocasionada por las irregularidades fueron transformadas en fuerzas estáticas equivalentes  $F_e$  y  $F_e'$ , usando las ecuaciones 1, 2, 3 y 4 acorde al modelo propuesto por [11]. Se tuvo en cuenta la geometría de las irregularidades, la velocidad horizontal del VTH ( $V_x$ ) y la distribución de peso en el tren delantero y trasero. Se tomó  $V_x = 20$  km/h porque es la máxima velocidad de circulación en terreno urbano [13].

$$\tan(\alpha) = \frac{V_y}{V_x} \quad (1)$$

$$V_y^2 = 2a_y h \quad (2)$$

$$F_e = K m a_y \quad (3)$$

$$F_e' = (1 - K) m a_y \quad (4)$$

- $a_y$ : Aceleración vertical
- $F_e$ : Fuerza dinámica en el tren delantero
- $F_e'$ : Fuerza dinámica en tren trasero
- $V_x$ : Velocidad horizontal del vehículo
- $V_y$ : Velocidad vertical del vehículo
- $h$ : Altura del punto de contacto inicial llanta/resalto
- $K$ : Distribución de peso en el tren delantero
- $\alpha$ : Angulo entre el punto de contacto llanta/resalto y el suelo
- $m$ : Masa del Conductor/vehículo

**Volcamiento lateral**

Se utilizó 1330 N como fuerza de volcamiento con base en las exigencias de diseño de VTH propuestas por [1]. Esta fuerza se aplicó horizontalmente a un costado de la barra antivuelco a la altura de los hombros.

**RESULTADOS Y DISCUSIONES**

**Geometría**

La Tabla 1 compara los ángulos de la dirección calculados usando el principio de Ackerman y los ángulos relativos de la suspensión con los valores del primer diseño.

Tabla 1. Comparación de los ángulos de la dirección calculados usando el principio de Ackerman con un radio de curvatura  $R=2,5$  m y los ángulos relativos de la suspensión con los valores del primer diseño.

	$\delta_o$	$\delta_i$	$\sigma$	$\gamma$	$\theta$
<b>Primer diseño</b>	22,8°	31,8°	-20,0°	0,0°	20,0°
<b>VTH</b>	19,5°	24,7°	0,0°	12,0°	13,3°

Fuente: Elaboración de los autores

Se puede observar que para un giro de 2,5 m, los ángulos de giro  $\delta_o$  y  $\delta_i$  del VTH son menores que los del primer diseño, indicando mejora en el desempeño del sistema de dirección. El Camber aumenta la fuerza lateral que los neumáticos pueden soportar durante el giro en una curva [13], sin embargo, se seleccionó un Camber de cero para el VTH debido a que en el primer diseño se observó desgaste excesivo en las llantas y rodamientos para un ángulo  $\sigma = -20^\circ$ , adicionalmente, el Camber no mejora la estabilidad direccional y afecta negativamente en la aceleración y frenado [5]. Por otro lado, según

En [14] se muestra con un Caster de  $12^\circ$  se mejora considerablemente la estabilidad. Un Caster positivo tiende a enderezar la dirección cuando el vehículo circula hacia adelante, por lo tanto, ese valor se utilizó para mejorar la estabilidad en línea recta [13]. El valor del Kingpin calculado por construcción geométrica fue  $13,3^\circ$ . El primer diseño tuvo un Kingpin de  $20^\circ$ , sin embargo, el eje de dirección estaba paralelo a la llanta, aumentando la fuerza de torsión momentánea cuando la llanta golpeaba un resalto o bache en la carretera, siendo transmitida a la dirección en forma de vibración [15]. Adicionalmente, si la prolongación del eje de dirección intersecta el punto de contacto entre la llanta y el suelo, la dirección es menos afectada por defectos en la carretera, mejorando el efecto del Caster para auto alinear la dirección en línea recta [14].

## DFMA

La Tabla 2 muestra el análisis comparativo DFMA entre el primer diseño y el VTH, utilizando los costos de los materiales y procesos de manufactura en la ciudad,

**Tabla 2. Análisis comparativo DFMA entre el primer diseño y el VTH**

Parámetro	Sub-parámetro	Primer diseño	VTH	Costo
Chasis	Corte	21	15	\$700/c/u
	Doblez/ Longitud de arco	12/3,09 m	14/1,68m	\$3500/m
	Soldadura/ longitud del cordón	24/2057 mm	17/1400 mm	\$52700/m
	Masa	12.1 kg	10.7 kg	-
	Ref. elementos estructurales: Referencia/longitud	<ul style="list-style-type: none"> <li>• A/7,16 m</li> <li>• B/1,39m</li> <li>• C/0,75 m</li> <li>• E/0,82m</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• D/6,20 m</li> <li>• B/2,22 m</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• A:\$2500/m</li> <li>• B:\$4233/m</li> <li>• C:\$7267/m</li> <li>• D:\$2083/m</li> <li>• E:\$2667/m</li> </ul>
Complejidad del ensamble	Número de herramientas necesarias para el montaje/desmontaje	6	4	-

Fuente: Elaboración de los autores

- **PM:** Procesos de manufactura. Tubería (diámetro/espesor): **A:**  $\frac{1}{2}$ "/2 mm, **B:**  $1\frac{1}{4}$ "/1,5 mm, **C:**  $1\frac{1}{2}$ " /2,3 mm, **D:**  $\frac{1}{2}$ "/1,5 mm, **E:** 15x30mm/1,5 mm

Se observa que el número de dobleces se incrementó en 2 pero su longitud de arco disminuyó 38,3 %. Adicionalmente, se redujo el número de cortes de 21 para 15, indicando que el chasis requiere menos uniones entre elementos por soldadura, es decir, la longitud del cordón de soldadura se redujo 32 %. Por otra parte, se requiere menos potencia para mover el VTH debido a la reducción de 13,1% en el peso. De igual manera, se disminuyó el número de elementos estructurales de diferente referencia, el VTH requiere dos tipos de elementos estructurales para la construcción de todo el chasis, a diferencia del primer diseño que empleó 4, disminuyendo el costo y la complejidad de la manufactura. En el ensamble/desensamble del VTH son necesarias cuatro herramientas, dos para la caja centro del eje del pedal, una para el sistema de cambio trasero, y una para las dos llantas delanteras. El techo y el soporte para el bolso son manualmente desmontables debido al uso de tuercas mariposa, el primer diseño requirió 6 herramientas, dos adicionales en el sistema para redirigir la cadena, la cual presentaba interferencias con el chasis.

Al tenerse en cuenta la cantidad de material, los procesos de manufactura y los costos respectivos, se calculó una reducción en los costos de manufactura y material en 32 % comparado con el primer diseño. Además, con menor cantidad de material y procesos de manufactura se reduce el impacto ambiental.

**Análisis de elementos finitos**

La Tabla 3 muestra los resultados del cálculo de las fuerzas de impacto producidas por las irregularidades del terreno aplicadas al chasis.

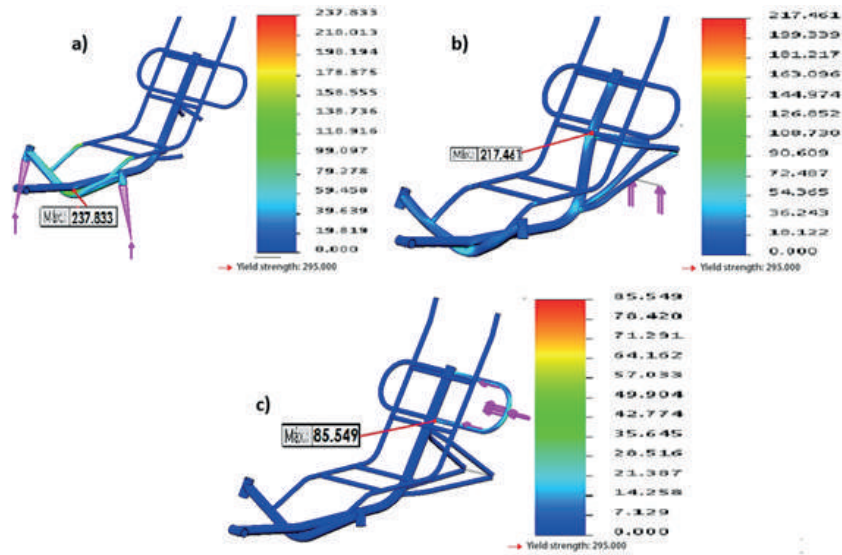
**Tabla 3. Resultados del cálculo de las fuerzas de impacto producidas por las irregularidades del terreno aplicadas al chasis.**

<b>K</b>	<b>h</b>	<b><math>\alpha</math></b>	<b>V<sub>x</sub></b>	<b>Fe</b>	<b>Fe'</b>
0,483	$27,16x^{-3} m$	$13,37^\circ$	$5,55 m s$	1770 N	1890 N

Fuente: Elaboración de los autores

De acuerdo al valor de K mostrado en la Tabla 3, el 48,3 % del peso se concentra en la parte delantera, mientras que un 51,7 % se distribuye en el tren trasero. La Figura 2 muestra los resultados de la simulación de elementos finitos. Se puede ver que los esfuerzos máximos de Von Mises no superan el límite elástico del material en ningún caso. Los resultados son recopilados en la Tabla 4.

Figura 1. Diagrama de cuerpo libre simplificado del VTH usado para el cálculo de la distribución de peso (K), necesario para obtener las fuerzas ocasionadas por las irregularidades del terreno



Fuente: Elaboración de los autores

Tabla 4. Resumen de los resultados del estudio estático

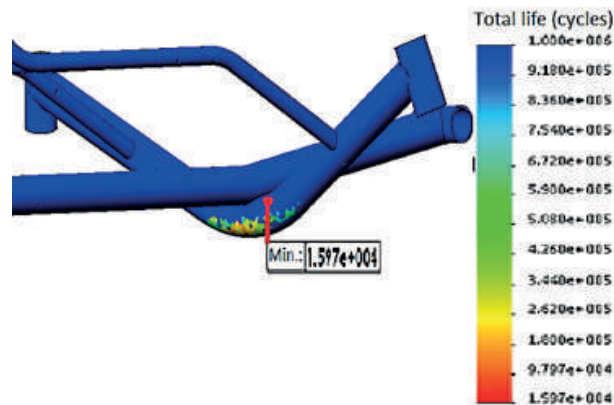
	<b>Esfuerzo (MPa)</b>	<b>Deformación (mx10<sup>-3</sup>)</b>	<b>FDS</b>
Tren delantero	237,8	2,54	1,24
Tren trasero	217,5	0,60	1,36
Barra antivuelco	85,6	0,25	3,45

Fuente: Elaboración de los autores

La fuerza de impacto de las irregularidades genera un esfuerzo de 237,8 MPa en la unión de la soldadura como se muestra en la Figura 2. Esto corresponde a un factor de seguridad dinámico (FDS) de 1,24, indicando que un conductor de 90 kg que viaja a 20km/h puede chocar contra un resalto sin afectar la integridad del chasis. Por otra parte, los esfuerzos de Von Mises en la barra antivuelco no superan el límite elástico cumpliendo con los requerimientos iniciales de diseño.

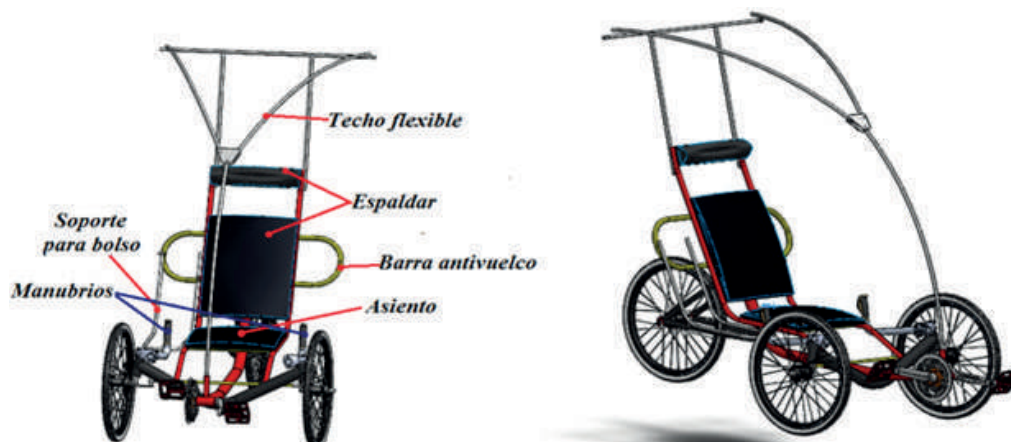
La Figura 3 muestra el punto crítico del chasis donde se realizó la simulación de fatiga usando los datos del estudio estático del tren delantero, el criterio de Soderberg, y una relación de esfuerzos  $R = 0$ . Se calculó una vida útil de  $1,597 \times (10)^4$  ciclos, equivalente a una vida de 22 años si se realizan dos ciclos cada día del año. La Figura 4 muestra el VTH diseñado con los complementos adicionales para mejorar el confort del conductor: (i) techo flexible para proteger la parte superior del cuerpo del sol sin reducir la visibilidad sobre el camino, (ii) soporte para bolso para portar un morral en el lado derecho del vehículo sin afectar la conducción del mismo.

Figura 3. Análisis de fatiga del tren delantero



Fuente: Elaboración de los autores

Figura 4. Partes y complementos del VTH



Fuente: Elaboración de los autores

## CONCLUSIÓN

Se diseñó un VTH ergonómico como alternativa de transporte empleando DFMA para la planificación de procesos de manufactura y ensamble, logrando una reducción del 32% del costo de producción en comparación con un diseño anterior sin DFMA.

El sistema de dirección y suspensión del VTH fue diseñado para mejorar el comportamiento en curvas, la estabilidad en línea recta y reducir el desgaste en las llantas y rodamientos, aplicando modificaciones geométricas basadas en recomendaciones encontradas en estudios previos de estos sistemas en la industria automotriz.

A través de simulaciones de elementos finitos se encontró que el chasis soporta los esfuerzos de Von Mises y se determinó una vida útil de  $1,597 \times 10^4$  ciclos.

## REFERENCIAS

- [1] ASME. Human Powered Vehicle Challenge, 2014.
- [2] E. V. Gulati, E. S. Mehta, A. Kashyap, & K. Pawar, Design and FEA of a Recumbent Trike, 7(11), 2012.
- [3] Behance. (2014). Retrieved from <https://www.behance.net/gallery/11761807/Worlds-fastest-bike-the-VeloX-3-Decal-Design>
- [4] A. Kerr, D Rafferty, F. Moffat, & G. Morlan,(2007). Specificity of recumbent cycling as a training modality for the functional movements; sit-to-stand and step-up. *Clinical Biomechanics*, 22, 1104–1111. <http://doi.org/10.1016/j.clinbiomech.2007.06.006>
- [5] R.N. Jazar, (2014). *Vehicle dynamics: Theory and Application (Vol. 2)*. [http://doi.org/10.1016/0022-4898\(87\)90012-7](http://doi.org/10.1016/0022-4898(87)90012-7)
- [6] Y. Zhou, G. Shen, & X. Huang, (2011). *Advanced Research on Computer Science and Information Engineering (Vol. 152)*. <http://doi.org/10.1007/978-3-642-21402-8>
- [7] G. M. Jensen, (1980). Biomechanics of the lumbar intervertebral disk: a review. *Physical Therapy*, 60(6), 765–773.
- [8] C. Baran, G. C. Mitchell, & W. J. G. Hellstrom,(2014). Cycling-Related Sexual Dysfunction in Men and Women: A Review. *Sexual Medicine Reviews*, 2, 93–101. <http://doi.org/10.1002/smrj.32>
- [9] I. Leibovitch, & Y. Mor,(2005). The vicious cycling: Bicycling related urogenital disorders. *European Urology*, 47, 277–286. <http://doi.org/10.1016/j.eururo.2004.10.024>
- [10] F. Sommer, I.Goldstein, & J. B. Korda,(2010). Bicycle Riding and Erectile Dysfunction: A Review. *Journal of Sexual Medicine*, 7, 2346–2358. <http://doi.org/10.1111/j.1743-6109.2009.01664.x>
- [11] E. Buitrago, (2011). Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza tipo formula SENA. Universidad Nacional de Colombia, sede Medellin.
- [12] Corporación Fondo de Prevención Vial. (2013). *Guía de CicloInfraestructura Ejemplos ilustrados y soluciones*
- [13] R.N. Jazar,(2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application (Vol. 8)*. <http://doi.org/10.1007/978-0-387-74244-1>



- [14] R. M. Horwitz,(2010). The Recumbent Trike Design Primers.
- [15] H. Heisler, (2002). Suspension. In Advanced Vehicle Technology (pp. 368–449).