

Síntesis óptima del mecanismo de suspensión independiente para autobuses

F. Viadero, R. Sancibrián, A. Fernández, P. García

*Departamento de Ingeniería Estructural y Mecánica, Universidad de Cantabria,
Avda. de los Castros s/n, 39005-SANTANDER.
Tel.: 942 201854, Fax: 942 201853 viaderof@unican.es*

Resumen

En este trabajo se presenta una metodología para la síntesis de un mecanismo de suspensión delantera independiente tipo doble triángulo, que se ha aplicado al caso del eje delantero de un autobús urbano de piso bajo. La síntesis del mecanismo de suspensión que representa el modelo de doble triángulo se ha realizado en dos etapas: síntesis de un mecanismo plano equivalente, y síntesis del mecanismo tridimensional. El primer paso consiste en un problema de guiado de biela que se ha resuelto minimizando una función objetivo que representa el error estructural del mecanismo. En este proceso se han tenido en cuenta las restricciones impuestas al mecanismo, relativas a dimensiones de los brazos y la mangueta, ángulo de salida, radio de pivotamiento, etc. El método de síntesis empleado no incluye los efectos derivados de la elastocinemática del mecanismo de suspensión. En el ejemplo presentado se muestra la validez del método propuesto.

Palabras Clave: síntesis de mecanismos, suspensiones, optimización.

Abstract

In this work a methodology for the synthesis of an independent double-wishbone front suspension mechanism is presented. It has been applied to the front gear of a low platform urban bus. The process for the suspension mechanism synthesis of the double wishbone has been done in a two steps: an equivalent planar mechanisms synthesis, and the 3D mechanism synthesis. The first step is a rigid body guidance synthesis problem. It has been solved minimizing an objective function representing the mechanisms synthesis error. In this process it has been taken into account the restrictions imposed to the mechanism as arm dimensions, swivel pin angle, offset radio, etc. The used synthesis method does not include the effects of the suspension mechanisms elasto-kinematics. The validity of the method is shown in the example.

Keywords: synthesis of mechanism, suspensions, optimization.

1. Introducción

El problema del diseño cinemático del sistema suspensión de un vehículo se puede abordar como una adaptación de las herramientas de optimización cinemática de mecanismos. Las suspensiones de tipo doble triángulo permiten una gran variedad de posibilidades debido a las variables sobre las que se puede actuar. Esto posibilita una adecuada adaptación a los requerimientos cinemáticos que se le impongan.

Múltiples han sido los trabajos publicados sobre diversos aspectos de la aplicación del análisis y síntesis de mecanismos en el diseño de ingeniería de vehículos, y en concreto en el diseño cinemático de los mecanismos de suspensión y dirección [1-4].

Para el estudio de síntesis del mecanismo que simula el comportamiento cinemático del sistema de suspensión, se ha seguido un proceso dividido en dos etapas:

1. Síntesis del mecanismo plano equivalente.
2. Síntesis del mecanismo tridimensional.

El primer paso consiste en la síntesis de un cuadrilátero articulado plano que consiga situar el elemento acoplador (mangueta) en las posiciones específicas durante todo el rango del recorrido de la suspensión. Se trata de un problema de guiado de biela que se resuelve minimizando una función objetivo, que representa el error estructural del mecanismo. Para abordar esta etapa se utiliza un método de síntesis óptima de mecanismos planos [5,6]. Esta minimización se realiza respetando una serie de restricciones que se imponen a las dimensiones del mecanismo con el fin de que las características de éste sean las adecuadas (dimensiones de los brazos y la mangueta, ángulo de salida, radio de pivotamiento, etc).

Una vez obtenido el mecanismo plano equivalente se procede a incorporar la geometría tridimensional al mismo. Para ello se introduce un cierto ángulo de avance a la mangueta con el fin de producir un momento autoalineante en el neumático en curva y una variación del ángulo de caída de la rueda con el giro de la dirección beneficiosa. También es necesario definir las geometrías “anti” adecuadas para limitar el ángulo de cabeceo del vehículo durante las aceleraciones o frenadas, para lo que es necesario introducir algunos datos adicionales del vehículo completo [7]. Finalmente se localizan los puntos de anclaje de la barra de dirección que proporciona una variación adecuada del ángulo de convergencia con el recorrido de la suspensión.

El método de síntesis empleado no incluye los efectos derivados de la elastocinemática del mecanismo de suspensión.

2. Definición del mecanismo plano equivalente

Se trata de buscar un mecanismo plano (cuadrilátero articulado) que consiga que su elemento acoplador (mangueta) cumpla las leyes de variación del ancho de vía y ángulo de caída de la rueda con el recorrido de la suspensión exigidas. Se utiliza para ello un método de síntesis óptima de mecanismos planos. Los pasos necesarios para la consecución de este objetivo son los que se enumeran a continuación:

1. Determinar la variación del ancho de vía y del ángulo de caída de la mangueta en función del recorrido de la suspensión.
2. Introducir las restricciones que han de cumplir los elementos del mecanismo obtenido como resultado.
3. Encontrar la configuración que haga mínima una función (función objetivo).
4. Comprobar mediante métodos de análisis de mecanismos que el comportamiento del mecanismo obtenido se aproxima suficientemente al objetivo.

La variación del ancho de vía indica cuanto se desplaza lateralmente la rueda desde la posición de reposo, se ha medido en el centro de la huella del neumático, ya que es en ese punto donde este desplazamiento es crítico debido al deslizamiento del neumático. Se representa el recorrido de la suspensión en el eje de ordenadas con el criterio de

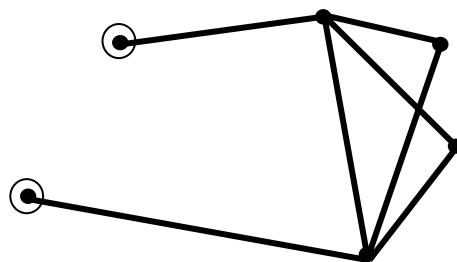


Figura 1. Mecanismo plano equivalente

recorrido positivo en compresión y negativo en extensión. La variación de ancho de vía se representa en el eje de abscisas tomando como criterio una variación positiva, aquella que incrementa el ancho de vía.

Una vez completada la síntesis del mecanismo plano equivalente conviene analizar su comportamiento para comprobar que éste se ajusta a las especificaciones de manera aceptable, pues, al ser la función objetivo fuertemente no lineal, ésta tendrá más de un mínimo local, no siendo todos aceptables [5,6]. La manera de llegar al mínimo global de la función sería comenzar las iteraciones con un mecanismo lo más próximo posible al óptimo, lo cual no siempre es posible.

Se realiza un análisis de posición del mecanismo obtenido como solución del problema de guiado de biela. Las curvas a analizar son la variación del ancho de vía y del ángulo de caída de la mangueta con el recorrido de la suspensión, además de la variación de la altura del centro de balanceo.

3. Síntesis del mecanismo tridimensional

Una vez obtenido el mecanismo plano equivalente se ha procedido a su transformación en el mecanismo tridimensional de la suspensión de doble triángulo. Dicha geometría tridimensional debe modificar lo mínimo posible las especificaciones de diseño del mecanismo plano equivalente. Los pasos que se han seguido para definir completamente la geometría del mecanismo tridimensional de la suspensión son los siguientes:

1. Incorporar un ángulo de avance a la mangueta.
2. Definir la geometría “anti”.
3. Encontrar los puntos de anclaje de la barra de dirección.

Tanto el ángulo de avance de la mangueta como la geometría “anti” se han introducido de forma que no alteren en la medida de lo posible las características del mecanismo plano equivalente. Esto se consigue mediante una construcción como la de la figura 2, en la que se muestra una vista del mecanismo tridimensional en el plano longitudinal del vehículo. Las coordenadas de los puntos de anclaje del mecanismo tridimensional en el plano transversal del vehículo han de coincidir con las del mecanismo plano equivalente.

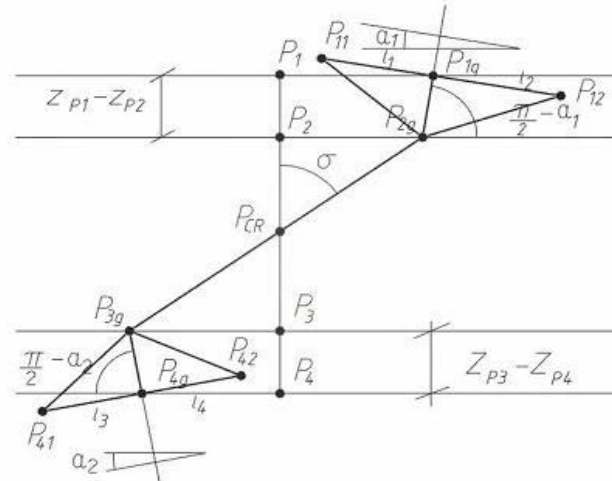


Figura 2. Paso del mecanismo plano equivalente al tridimensional

4. Ejemplo

A continuación se presenta la síntesis de un mecanismo de suspensión doble triángulo para el eje delantero de un autobús urbano de piso bajo, para el que se ha empleado el método descrito anteriormente.

Las características del vehículo que se han tenido en cuenta para la determinación del mecanismo de suspensión, han sido: batalla, ancho de vía en el eje delantero, altura del centro de gravedad desde el suelo, masa total, reparto de frenada por ejes, geometría “anti” del eje trasero, rigidez de los fuelles delanteros y traseros, ángulo de cabeceo máximo deseado, radio efectivo del neumático y deceleración máxima.

Para la síntesis del mecanismo plano equivalente, el primer paso ha sido la determinación de la forma deseada de variación del ancho de vía y el ángulo de caída de la rueda, al actuar la suspensión, que se pretenden obtener del mecanismo.

El siguiente paso ha sido la elección de las restricciones de diseño a imponer al mecanismo para que éste tenga las características deseadas.

Las curvas se han definido en diez posiciones de síntesis, y después de la ejecución del algoritmo de minimización de la función objetivo se ha obtenido como resultado el mecanismo que se presenta en la figura 3.

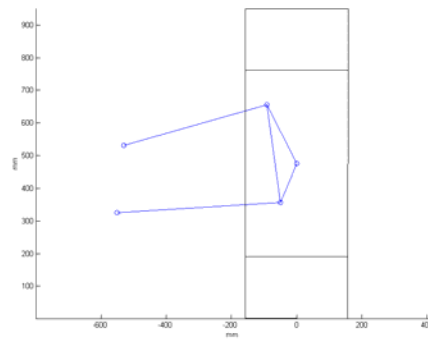


Figura 3. Mecanismo de suspensión plano equivalente.

Las curvas de variación del ancho de vía y el ángulo de caída obtenidos coinciden con gran precisión con las curvas objetivo (figura 4). Las curvas objetivo se representan en color verde, mientras que las curvas obtenidas se representan en azul y rojo.

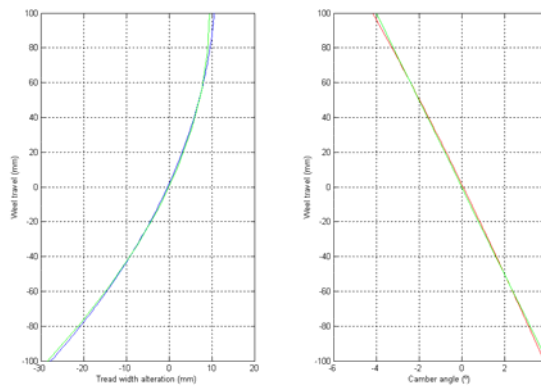


Figura 4. Curvas de variación del ancho de vía y del ángulo de caída.

La variación de la altura del centro de balanceo responde a lo esperado, es decir, prácticamente lineal y aumentando en mayor medida que la altura del centro de gravedad del vehículo (figura 5).

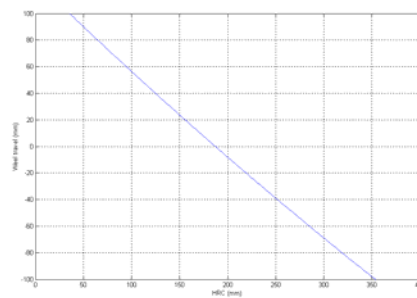


Figura 5. Variación de la altura del centro de balanceo con el recorrido.

5. Conclusiones

Se ha presentado un método que permite el diseño óptimo, atendiendo a requisitos de tipo cinemático, del mecanismo de suspensión independiente delantero de doble triángulo de un autobús de piso bajo. Para ello se ha aplicado un método de síntesis óptima de guiado de sólido rígido, que permite colocar el elemento acoplador, la mangueta de la suspensión, en las posiciones de síntesis deseadas en el plano transversal del vehículo. Este mecanismo plano inicial se transforma en uno tridimensional incorporándole aspectos como el avance y la geometría “anti”. Los resultados obtenidos avalan la validez del método propuesto.

6. Referencias

1. P.A. Simionescu, M.R. Smith, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 35 (2000), 1709-1726.
2. P.A. Simionescu, D. Beale, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 37 (2002), 815-832.
3. R.I. Alizade, A.V. Mohan Rao, G.N. Sandor, *Trans. of ASME, J. of Eng. for Industry*, Vol. 97 (1975), 785-790.
4. D. A. Mantaras, P. Luque, C. Vera, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 39 (2004) 603-619.
5. J. Vallejo, R. Avilés, A. Hernández, E. Amezua, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 30 (1995), 501-518.
6. R. Sancibrián, F. Viadero, P. Garcia, A. Fernández, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 39 (2004), 839-856.
7. J. Reimpell, H. Stoll, *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Arnold, London, (1996).

7. Agradecimientos

Los autores desean expresar su agradecimiento al Ministerio de Ciencia y Tecnología por la financiación del proyecto del Plan Nacional de Automoción de Ref. FIT-110300-2003-3 “Desarrollo de sistemas de suspensión aplicables a nuevas alternativas de vehículos de transporte de pasajeros”.