



DOI: <http://dx.doi.org/10.23857/dc.v7i1.1671>

Ciencias de técnicas y aplicadas

Artículo de investigación

Estudio de características e innovaciones tecnológicas del amortiguador de sistema de suspensión para vehículos

Study of characteristics and technological innovations of the suspension system shock absorber for vehicles

Estudo das características e inovações tecnológicas do amortecedor para o sistema de suspensão de veículos

Ángel Guillermo Masaquiza-Yanzapanta ^I

amasaquiza@uisek.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0003-1592-0822>

Juan Gabriel Ballesteros-López ^{II}

jballesteros.istg@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-1759-512X>

Orlando Vladimir Miranda-Reyes ^{III}

omiranda.istg@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-1413-1119>

Juan Carlos Rocha-Hoyos ^{IV}

juan.rocha@epoch.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0003-0660-7199>

Correspondencia: amasaquiza@uisek.edu.ec

***Recibido:** 20 de noviembre de 2020 ***Aceptado:** 20 de diciembre de 2020 *** Publicado:** 19 de enero de 2021

- I. Magíster en Diseño Mecánico Mención en Fabricación de Autopartes de Vehículos, Ingeniero Automotriz. Docente Investigador Instituto Tecnológico Superior Guayaquil, Estudiante de Universidad Internacional SEK, Ambato, Ecuador.
- II. Magíster en Seguridad Industrial Mención Prevención de Riesgos y Salud Ocupacional, Diploma Superior En Currículo Por Competencias, Ingeniero de Ejecución en Mecánica Automotriz, Docente Investigador, Instituto Tecnológico Superior Guayaquil, Ambato, Ecuador.
- III. Ingeniero Automotriz, Maestrante de Pedagogía con Mención en Educación Técnica y Tecnológica, Docente Investigador Instituto Superior Tecnológico Guayaquil, Ambato, Ecuador.
- IV. Magister Sistemas Automotrices, Diplomado Superior en Gestión Del Aprendizaje Universitario, Diploma Superior en Autotronica, Ingeniero Automotriz, Docente Investigador Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.

Resumen

Los amortiguadores son principales componentes de la suspensión del automóvil en la industria. El objetivo de este trabajo fue caracterizar las características principales en el desempeño del amortiguador, sus posibilidades en los procesos de diseño en los contextos de aplicación de software de simulación, resaltando las técnicas predictivas de modelado matemático, así como pruebas experimentales para la identificación de sus características de trabajo al aplicarlo en la suspensión. El proceso definido se aplicó en función de modelos, optimización y la evolución de este componente. La utilidad de esta revisión será desde el comportamiento del sistema como los criterios tales como características cinemáticas, estabilidad del vehículo y comodidad de conducción. Se concluye que en un futuro se deben considerar diferentes parámetros objetivos, equilibrando la energía recuperada, el peso y costo del sistema total a través de las diferentes tecnologías EHSA y complementar la eficiencia del vehículo en la actualidad que tanto es requerido para la sostenibilidad del planeta.

Palabras clave: Vehículo; amortiguador; parámetros de suspensión; EHSA; metodología.

Abstract

Shock absorbers are the main components of automobile suspension in the industry. The objective of this work was to characterize the main characteristics in the performance of the shock absorber, its possibilities in the design processes in the contexts of application of simulation software, highlighting the predictive techniques of mathematical modeling, as well as experimental tests for the identification of its effects, characteristics of work when applied in suspension. The defined process was applied based on models, optimization and the evolution of this component. The usefulness of this review will be from the behavior of the system as criteria such as kinematic characteristics, vehicle stability and driving comfort. It is concluded that in the future, different objective parameters must be considered, balancing the recovered energy, the weight and cost of the total system through the different EHSA technologies and complementing the efficiency of the vehicle at present, which is so required for the sustainability of the planet.

Keywords: Vehicle; shock absorber; suspension parameters; EHSA; methodology.

Resumo

Os amortecedores são os principais componentes da suspensão automotiva na indústria. O objetivo deste trabalho foi caracterizar as principais características no desempenho do amortecedor, as suas possibilidades nos processos de concepção nos contextos de aplicação de software de simulação, destacando as técnicas preditivas de modelação matemática, bem como os testes experimentais para a identificação das suas características de trabalho quando aplicado na suspensão. O processo definido foi aplicado em termos de modelação, optimização e evolução desta componente. A utilidade desta revisão será a partir do comportamento do sistema como critérios tais como características cinemáticas, estabilidade do veículo e conforto de condução. Conclui-se que no futuro devem ser considerados diferentes parâmetros objectivos, equilibrando a energia recuperada, o peso e o custo do sistema total através das diferentes tecnologias EHSA e complementando a eficiência do veículo actual, tão necessária para a sustentabilidade do planeta.

Palavras-chave: Veículo; amortecedor de choques; parâmetros de suspensão; EHSA; metodologia.

Introducción

Una de las aplicaciones que utilizan amortiguadores en un 100% es en el ramo automotriz donde la función principal es absorber las reacciones producidas en las ruedas al pasar sobre las irregularidades del terreno evitando que se transmitan a la carrocería, asegurando de esta forma la estabilidad del automóvil, la comodidad del conductor y la direccionalidad del automóvil (Cuesta, 2003; Vega et al., 2018). Estos dispositivos se dividen en dos tipos: amortiguadores pasivos y activos.

Los amortiguadores pasivos a pesar de ser los más utilizados desde 1960 presentan algunos de los inconvenientes como son la velocidad de reacción, la complejidad de mantenimiento y sus características de amortiguamiento constantes. Este último inconveniente hace que los amortiguadores fallen de forma total ante perturbaciones severas, por ejemplo, baches o impacto, requiriendo la sustitución de este. Por otra parte, los amortiguadores activos o inteligentes de fluido viscoso son amortiguadores que necesitan un voltaje de control y contienen un fluido controlable como componente fundamental Nakano, K. (2004). La ventaja de estos amortiguadores con respecto a los amortiguadores pasivos es que se puede controlar su viscosidad y por ende su

coeficiente de amortiguamiento en conjunto con la fuerza generada. Por otro lado, ya que en los amortiguadores pasivos varían linealmente con la velocidad, por lo cual sus características se mantienen constantes (Varela-Chávez, 2020).

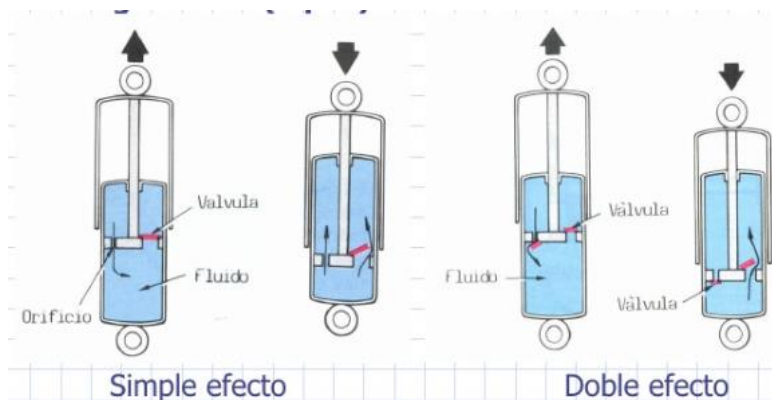
Según la literatura, encontramos sistemas de amortiguadores de captación de energía (EHSA) aplicados a diversos modelos de diferentes grados de libertad (DOF), Khoshnoud et al., muestra un modelo de 2 DOF e incluye el cálculo de la energía calculada en los modos de cabeceo y balanceo (Khoshnoud et al., 2015). Comparando lo teórico y resultados experimentales con un offset entre las compuertas, obtienen una media de 984 W, 841 W, 876 W recuperaron energía para los modos de movimiento vertical, cabeceo y balanceo.

La evolución de los amortiguadores desde el inicio del diseño de estos componentes hasta la actualidad se busca aprovechar la energía provoca por las oscilaciones de su trabajo normal en su viaje y así aportar en la operación de nuestro vehículo en la actualidad. Este motivo se propone analizar en el presente trabajo.

Características del amortiguador

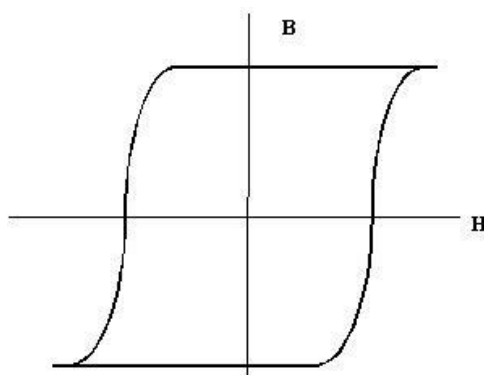
El amortiguador monotubo de alta presión típico. La base del tubo de vehículo se adhiere a la suspensión o eje de la rueda del automóvil y el extremo superior, compuesto de la varilla y el pistón, se une al bastidor. El lado del pistón unido a la varilla se conoce como "volumen del lado de la varilla" o "volumen de rebote" y el lado con el área más grande es el "volumen del lado de la cabeza" o "volumen de compresión" (Romero y Díaz, 2008), como se aprecia en la figura 1. La caracterización dinámica del amortiguador parte de un modelo matemático dinámico, para un amortiguador se debe simular su comportamiento, destacando las no linealidades fricción, histéresis, inercia. La histéresis es la tendencia de un material a conservar una de sus propiedades, se presenta en la figura 2.

Figura 1: tipos de amortiguador



Fuente: Repositorio.espe.edu.ec

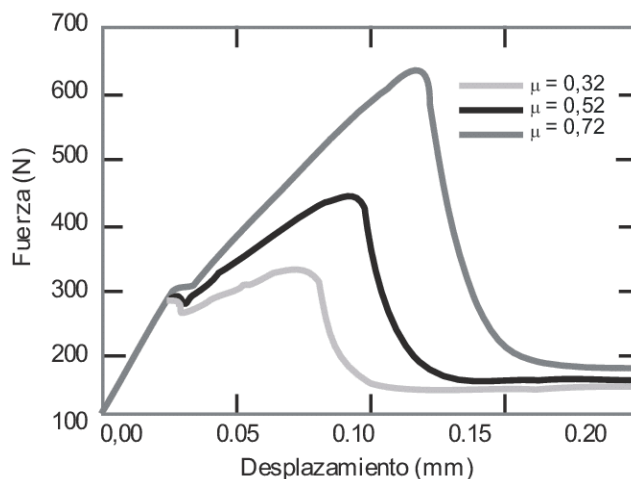
Figura 2: Curva histéresis



Fuente: Curva histéresis

Los diagramas de trabajo (fuerza-desplazamiento) y característicos (fuerza-velocidad) pueden transmitir información valiosa sobre el comportamiento no lineal del amortiguador (Mollica y Youcef-Toumi, 1997). Los modelos físicos intentan calcular la fuerza del amortiguador en función del desplazamiento, la velocidad y la aceleración a partir de un sistema de ecuaciones diferenciales. Las presiones internas se deben medir o predecir numéricamente y se debe conocer la geometría del sistema en términos de áreas, diámetro del puerto, arquitectura de los conjuntos de válvulas, etc. para usar los modelos. Un procedimiento iterativo generalmente se usa para resolver las ecuaciones diferenciales. Un modelo físico integral fue desarrollado por Lang (Surace et al., 1992). La fuerza de fricción o la fuerza de rozamiento es la fuerza que existe entre dos superficies en contacto, un ejemplo se aprecia en la figura 3 (Santos et al., 2015).

Figura 3: Curva coeficiente de fricción



Fuente: Santos et al., 2015

Modelados del amortiguador y sus aplicaciones

En la actualidad, la implementación de modelos que simulen el comportamiento real de los sistemas es fundamental en el mundo de la ingeniería. A la hora de diseñar o simplemente tratar de mejorar un elemento, se antoja imprescindible disponer de alguna herramienta que permita conocer a priori de una forma más o menos exacta el comportamiento o la reacción que dicho elemento va a tener en las condiciones que interesen, sin tener que hacer pruebas con él, sino simulando su uso. Entre las ventajas que esto aporta es deseable destacar el: ahorro de tiempo y de medios de desarrollo; aumento de posibilidad de pruebas y ensayos; se evitan los malos diseños; reducción de esfuerzo de experimentación y mediciones; todo lo anteriormente mencionado redundando, en definitiva, en ahorro económico.

Un amortiguador monotubo, a diferencia de un modelo lineal de amortiguador, genera una fuerza que no es simplemente una función de la velocidad de sus extremos. Investigadores han desarrollado modelos para simular el comportamiento no lineal e histéresis de los amortiguadores. La mayoría de estos modelos fueron pensados para ser parte de simulaciones automovilísticas más grandes. Por ejemplo, (Ping et al., 2008) utilizaron técnicas de descripción de funciones para reducir el orden de complejidad y confiaron en el comportamiento del amortiguador que se conocerá antes. Duym et al., desarrolló un modelo paramétrico para amortiguador de tubo único (monotubo) en el cual los parámetros se derivaron de conceptos físicos y se calcularon utilizando los resultados de la prueba (Duym et al., 1997). El modelo basado en la física más frecuentemente

es donde los investigadores desarrollaron un modelo basado en la física de orden superior no lineal para simular amortiguadores de doble tubo de baja presión a altas frecuencias de frotamiento (Segel y Lang, 1981; Wallaschek, 1990). Los efectos de la histéresis eran el resultado de la compresibilidad del fluido, la elasticidad del tubo absorbente y la formación y el colapso de una fase de gas o de vapor (Calvo et al., 2009).

Un método ideal debe ser genérico y que permita ajustar un modelo a partir del análisis gráfico de los diagramas característicos, pues estos contienen la información para el diseño de la suspensión (Lozoya Santos, Hernández Alcantara, Morales Menedez, & Ramírez Mendoza, 2015). Para bajar la velocidad de una masa se tiene que hacer una fuerza opuesta a la velocidad, una fuerza opuesta podría ser la fricción entre dos superficies, en este principio se basa el funcionamiento de los amortiguadores utilizados (Segel y Lang, 1981). En los amortiguadores se busca la fricción del movimiento con el fluido, entre otras variables, encontramos la velocidad del fluido, a este tipo de amortiguadores se los conoce como amortiguadores hidráulicos (Li et al., 2012).

Modelo de Reybrouck

Reybrouck trabaja para Monroe lo que aporta rigor al modelo que se va a describir. En el modelo se tiene en cuenta la influencia de la temperatura, el desplazamiento e incluso la aceleración, permitiendo hacer simulaciones dinámicas (Duym, Stiens, y Reybrouck, 1997). Teniendo en cuenta esta consideración, si tiramos del vástago hacia fuera, se producen tres fuerzas en el interior del amortiguador cuya suma se corresponde a la que hay que hacer para sacar el vástago, esto es, la fuerza que produce el propio amortiguador.

Los parámetros de los modelos físicos mostrados dan una idea de la arquitectura interna del amortiguador y su funcionamiento. El modelo de Reybrouck modeliza la histéresis de manera incompleta, mientras que el modelo desarrollado por Lang y Morman, la caracteriza mejor, pero con la inconveniencia de tener que utilizar ecuaciones diferenciales de primer orden que ralentizan el proceso.

Modelo de Besinger

Besinger, Cebon y Cole muestran un modelo matemático que puede ser descrito con 7 parámetros fácilmente determinables en un banco de ensayos (Besinger, Cebon, y Cole, 1995). El modelo

propuesto por Segel y Lang basado en las evoluciones internas del fluido y las presiones. Incluye los efectos de la histéresis debidos a la compresibilidad del aceite, además del comportamiento asimétrico del amortiguador y la fricción seca. El modelo muestra una buena aproximación a los datos experimentales hasta 0,2 Hz; aunque no se presentaron resultados para frecuencias mayores. La aplicación de la armonización y linealización estocástica llevada a cabo por Wallaschek mediante datos experimentales. El modelo no describe adecuadamente el comportamiento del amortiguador. La utilización del método Hill para determinar el comportamiento del amortiguador hace uso de una computadora que simula, en tiempo real, el comportamiento del vehículo, y está conectada a un banco de ensayo donde se encuentra el amortiguador, la fuerza registrada en el banco de ensayo se utiliza de realimentación (Wallaschek, 1990). El método de toma de medidas mediante Hill resulta apropiado para ensayar amortiguadores en un realista rango de frecuencias de 0 a 20 Hz. El modelo no lineal desarrollado arroja resultados aceptables y los 7 parámetros por los que está compuesto pueden ser determinados mediante simples ensayos del amortiguador. El error RMS obtenido al no incluir en el modelo la saturación del coeficiente de amortiguamiento es del orden del 25% para entradas de gran amplitud, pero decrece para menores amplitudes. La eliminación de la transición en el coeficiente de amortiguamiento da lugar a los errores RMS entre el 6% y el 17%.

Modelo de Rhoades

Es un modelo paramétrico para amortiguadores mono tubo, inicialmente pensado para su utilización como elemento de diseño en la Formula SAE, pero que puede ser implementado para cualquier tipo de amortiguador.

El modelo tiene en cuenta los trazados que describe el flujo en el interior del amortiguador empleando un modelo de resistencia de flujo para cada uno de estos caminos; la deflexión del flujo causada en los orificios pequeños del pistón es calculada mediante un balance de fuerzas e introducida en el término de resistencia del flujo (Rhoades, 2006). De esta forma se forma un sistema de ecuaciones no lineales que se resuelve mediante el método iterativo de Newton.

Con este modelo se pueden crear apropiadamente las gráficas Fuerza- Velocidad y Fuerza- Desplazamiento para su análisis.

Otros Modelos

Ahora se abordarán las aportaciones realizadas por diversos científicos al campo que nos ocupa. Se comenzará por un estudio en el que se procede a determinar el valor de la rigidez y el amortiguamiento equivalente de amortiguadores para aplicaciones de ruido y vibración.

Rao y Gruenberg describen un nuevo sistema para obtener una equivalencia lineal del amortiguamiento para su uso en sistemas CAE para vehículos, y que se puede ser utilizado para aplicaciones de ruido, vibraciones y rugosidad (Rao y Gruenberg, 2002).

El método de modelado paramétrico que implica el desarrollo de una relación de entrada / salida del amortiguador basado en datos experimentales es ideal para las simulaciones. El amortiguador está sometido a una entrada conocida y se mide la fuerza de salida. Luego se desarrolla un modelo a partir de estas medidas, que describe la relación entrada-salida (Xiao et al., 2015). Los parámetros del modelo pueden tener o no un significado físico, pero están fuertemente correlacionados con las mediciones. Si los parámetros no tienen algún significado, entonces el modelo a veces se denomina no paramétrico. Una limitación del enfoque de modelado paramétrico es que el modelo es válido solo dentro del límite de las condiciones de prueba. Esto significa que se ha desarrollado un modelo que los datos de prueba de carretera sin problemas pueden no ser precisos para usar en condiciones de carreteras accidentadas. Un modelo paramétrico a partir de datos experimentales utilizando técnicas de identificación del sistema ha sido desarrollado por Alanoly Sankar (Alanoly y Sankar, 1988).

Un modelo no paramétrico basado en un mapeo de superficie de fuerza de restauración. Este modelo está limitado a la excitación de frecuencia única, sirve como una herramienta útil para identificar las no linealidades en el sistema. Se necesita un modelo físico integral del amortiguador para estudiar los efectos de los cambios de diseño y ajustar el amortiguador para obtener el rendimiento deseado.

Un modelo NARX sintonizable para un amortiguador hidráulico de doble tubo. Es un modelo de amortiguador NARX para la sintonización virtual de la automoción, sistemas de suspensión con la carga de alta frecuencia, para realizar la sintonización virtual, es necesario retener la comprensión física de los cambios en los parámetros del amortiguador, utilizando un amortiguador eficiente computacionalmente sin comprometer la precisión (Alghafir, & Dune, 2012). Las redes neuronales artificiales representan a aproximación matemática rigurosa a una amplia clase de funciones no

lineales, estas tienen la capacidad de identificar el comportamiento del sistema complejo no lineal, en la siguiente figura 1 se puede observar la estructura de un amortiguador de doble tubo de amortiguador hidráulico pasivo (Fukushima et al., 1983)

Este modelo de amortiguador se extiende para permitir la cinemática de entrada de alta frecuencia, en la cual la amortiguación se basa en un equilibrio de presión hidráulica cuasi-estática de la fuerza sobre el área proyectada del pistón, incluyendo un término fricción de Coulomb como sigue:

$$F = (A_{pt} - UN_{barras}) PAG_{reb} - UN_{pt} PAG_{com} + F_{fricción} \operatorname{sgn}(\dot{x})$$

Donde las variables PAG Reb y PAG Com en la ecuación son presiones dependientes del tiempo dentro de rebote y compresión en las cámaras respectivamente, UNpt y UNbarra son las áreas de sección transversal del tubo de pistón y del vástago de pistón y F fricción es una fuerza de fricción de Coulomb (Alghafir, & Dune, 2012). Se han realizado algunas tablas para los parámetros de calibración correspondiente a 14, 30 y 48 Hz. Como se aprecia en las tablas 1,2 y 3, es característico el comportamiento para cada una de las frecuencias en este estudio.

Tabla 1: Parámetros de calibración isotérmica para el modelo virtual de amortiguador de inercia a 14 HZ

Parámetro	Válvula de pistón	válvula de base
K_{puerto} (kg / m ^{27/4})	12.87×10^{11}	1.5×10^{10}
K_{fuga} (kg / m ^{27/4})	20.2647×10^{12}	11.531×10^{13}
$K_{primavera}$ (kg 3/2 / metro 27/4 / s 2)	45.7726×10^{10}	4.7251×10^{10}
$K_{consumo}$ (kg / m ^{27/4})	40×10^{11}	3×10^{11}
GRAMO	4.5	2
Rod y masa del pistón UN_{yo1}	masa aceite de la válvula de pistón UN_{yo2}	masa aceite de la válvula Base UN_{yo3}
1.0847 kg	0.13715 kg	0.33374 kg

Fuente: Autores

Estudio de características e innovaciones tecnológicas del amortiguador de sistema de suspensión para vehículos

Tabla 2: Parámetros de calibración isotérmica para el modelo virtual de amortiguador de inercia a 30 HZ

Parámetro	Válvula de pistón	válvula de base
K_{Puerto} (kg / m 27/4)	11.38×10^{11}	5.3×10^9
K_{fuga} (kg / m 27/4)	53.2777×10^{12}	54.7021×10^{11}
$K_{primavera}$ (kg 3/2 / metro 27/4 / s 2)	49.7325×10^{10}	6.3254×10^{11}
$K_{consumo}$ (kg / m 27/4)	8×10^{12}	1.5×10^{12}
GRAMO	2.9	2.1
Rod y masa del pistón un _{yo1}	masa aceite de la válvula de pistón un _{yo2}	masa aceite de la válvula Base un _{yo3}
0.84723 kg	- 0.15544 kg	0.52709 kg

Fuente: Autores

Tabla 3: Parámetros de calibración isotérmica para el modelo virtual de amortiguador de inercia a 48 HZ

Parámetro	Válvula de pistón	válvula de base
K_{Puerto} (kg / m 27/4)	1.68×10^{11}	5.219×10^{10}
K_{fuga} (kg / m 27/4)	73.278×10^{11}	5.5001×10^{11}
$K_{primavera}$ (kg 3/2 / metro 27/4 / s 2)	50.0124×10^{10}	$8,73 \times 10^{11}$
$K_{consumo}$ (kg / m 27/4)	4×10^{12}	1.49×10^{11}
GRAMO	13.5	3.5
Rod y masa del pistón un _{yo1}	masa aceite de la válvula de pistón un _{yo2}	masa aceite de la válvula Base un _{yo3}
0.15031 kg	- 2.9053 kg	0.87825 kg

Fuente: Autores

En el análisis paramétrico de la suspensión de un bus convencional a través de la simulación con el método de elementos finitos, se han llevado a cabo para identificar la sensibilidad de cada componente hacia el comportamiento de vibración del vehículo, dichos parámetros de suspensión son relacionados con el análisis de la sensibilidad de la hoja de ballesta, resorte de rigidez, barras estabilizadoras, momento de flexión, y características de amortiguación del amortiguador, estos modos de frecuencias naturales cambian debido a la modificación de los parámetros de suspensión, los cuales podrían ser visualizados a través del método de elementos finitos (Kong, Chua, y Adbullah, 2014).

Los amortiguadores tienen un 50 % de alteraciones, en las frecuencias naturales de toda la interacción, las cuales se muestran en la siguiente figura 2. (Kong, et al 2014). Por lo general se

ajusta la característica de amortiguación para lograr un mejor rendimiento, por lo tanto, es esencial para entender la fuerza de choque y sensibilidad a la velocidad.

Tabla 4: Interacciones de las frecuencias naturales de los parámetros de suspensión

	En primer modo, (Hz)	Segundo modo, (Hz)	En tercer modo, (Hz)	Cuarto modo, (Hz)	Quinta Mode, (Hz)	Modo Sexto, (Hz)
Diseño original	1.83	2.43	3.71	11.08	20.81	48.88
rigidez del resorte + 10%	1.81	2.47	3.69	11.04	20.75	48.90
rigidez del resorte -10%	1.64	1.76	3.38	10,94	20.42	48.76
Las barras estabilizadoras + 50%	1.90	2.29	3.69	11.35	20.53	48.80
Las barras estabilizadoras -50%	1.44	2.13	3.45	10,72	17.75	48.81
Amortiguador amortiguador + 50%	1.83	2.43	3.72	11.08	20.82	48.81
Amortiguador amortiguador -50%	1.83	2.43	3.72	11.08	20.82	48.81

Fuente: Autores

El modelo paramétrico de un amortiguador de acoplamiento multimedio basado en la doble exigencia para resistir impactos violentos y la atenuación de la vibración, el modelo mecánico del amortiguador de acoplamiento multimedio no lineal basado en un amortiguador real. Este amortiguador se modelo como un sistema de acoplamiento que incluye amortiguación cuadrática, amortiguación viscosa, amortiguación Coulomb, rigidez cubica y rigidez lineal (Ping, Tiaosheng, Binghao, Suming & Gang, 2008).

Innovaciones de los amortiguadores

Algunos tipos de amortiguadores activos son los amortiguadores ajustables que emplean fluidos magnetos reológicos (MRF) y electros reológicos (ERF), en los cuales la viscosidad del fluido se controla a través de la aplicación de campos magnéticos y eléctricos, respectivamente (Varela-Chávez, 2020). Los MRF están compuestos por nano o micropartículas ferromagnéticas dispersas en un líquido. Las propiedades viscoelásticas de las partículas son controlables a través de campos magnéticos externos, entonces cuando hay un campo magnético presente, las partículas se orientan y forman cadenas a lo largo de las líneas del campo magnético cambiando la reología del fluido. Bajo estas condiciones las propiedades del fluido se vuelven no isotrópicas (Hernández-Rangel et al., 2020). En ausencia del campo magnético, el fluido magneto reológico MR se comporta de forma Newtoniana.

El prototipo de doble tubo de amortiguador semiactivo se trata de un amortiguador controlable, este amortiguador tiene las ventajas de un tiempo de respuesta rápido, pero su aplicación está limitada por el costo del fluido magneto reológico (MR) (Eslaminasab, Gillespie, Khamesee & Golnaraghi, 2009) como se presenta en la figura 4. La modelización de los amortiguadores de suspensión de vehículos puede variar de modelos lineales simples a modelos paramétricos más complejos.

Diferentes modelos paramétricos no lineales de amortiguadores monotubo se han desarrollado, calculando presiones de cámara basados en el flujo del fluido incompresible a través de restricciones de válvula, también se han incorporado modelos más complejos de compresibilidad del fluido amortiguador, el cual se traduce en tasas de flujo, las cuales ya no son proporcionales a la velocidad del amortiguador (Lee y Moon, 2006)

Los parámetros para el diseño del prototipo fueron los siguientes: Un solenoide incrustado internamente que opera como válvula del amortiguador semiactivo, MR interno, una escala completa MR amortiguador semiactivo, una válvula de solenoide externa del amortiguador semiactivo. Entre todos los parámetros de diseño, dos fueron identificados como los más importantes: los requisitos de coste y los requisitos de fuerza- velocidad (Ping et al., 2003). Un modelo paramétrico se puede utilizar para ayudar a encontrar la fuente de defectos de diseño, así como la predicción de correcciones apropiadas, también dichos parámetros pueden depender de la dirección de flujo. (Eslaminasab, et al, 2009)

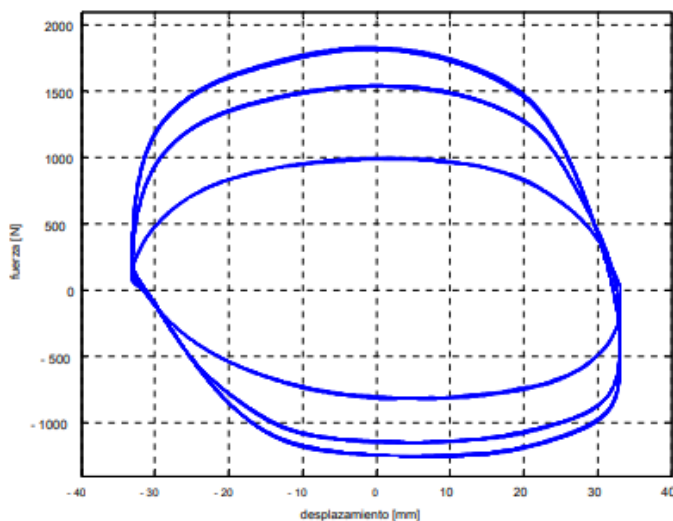
En la identificación del coeficiente de amortiguación en la suspensión de los camiones, el amortiguador es un elemento esencial en el sistema de suspensión, cuya función es cambiar la energía de vibración en energía térmica, en la mayoría de automóviles modernos se pueden encontrar amortiguadores viscosos pasivos cuyo estado técnico durante el funcionamiento tiende a empeorar de manera gradual, en la siguiente figura se muestra un amortiguador utilizado en camiones (Warczek, Burdzik, & Perún, 2014).

Figura 4: Amortiguador telescopio de doble tubo.



Fuente: Warczek, Burdzik, & Perín, 2014

Figura 5: Gráficos de choque de trabajo utilizados en autobuses de larga distancia.

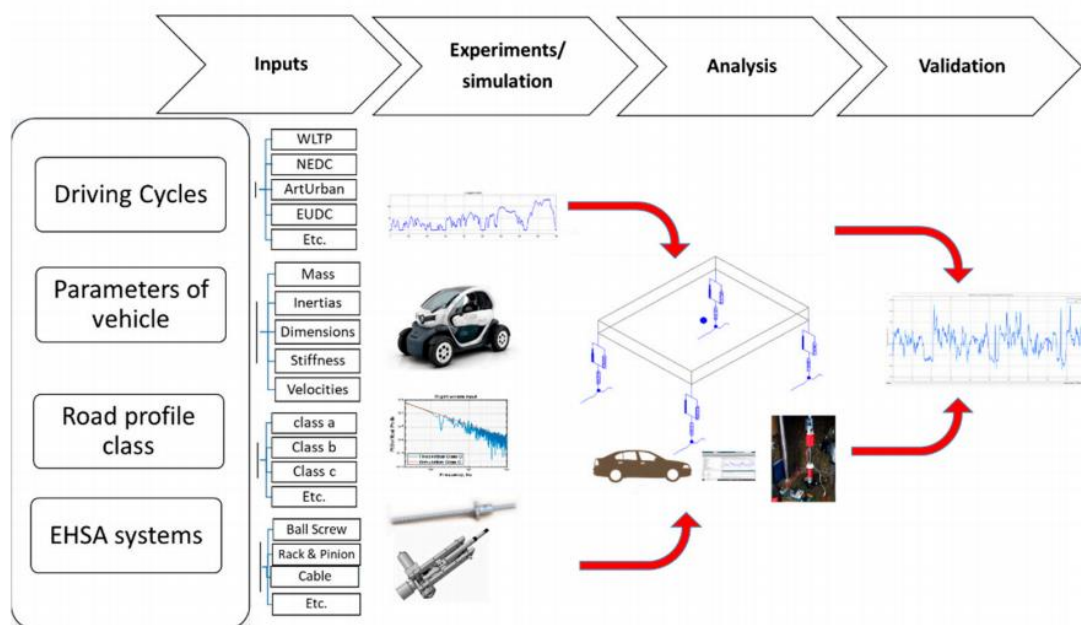


Fuente: Warczek, et al, 2014

La potencia instantánea generada es la suma en el amortiguador de la fuerza de amortiguación y la rigidez ilusoria, en la siguiente figura 5 se muestra los gráficos de horquilla de trabajo utilizados en autobuses (Warczek, et al, 2014). Un método para determinar las características de la suspensión incorporando amortiguador y resorte, se realiza mediante mediciones que están sujetas a dos parámetros: la carga vertical sobre las ruedas, las ruedas que mueven el cuerpo, los parámetros del proceso de la vibración que se midieron fueron la aceleración de la masa suspendida y no suspendida (Warczek, et al, 2014).

Los sistemas de amortiguadores de captación de energía (EHSA), en la figura 6 se analiza los experimentos/simulación para llegar a esta etapa es importante identificar los más efectivos parámetros del sistema EHSA que tienen mayor impacto en la captación de energía. Una vez que las entradas están disponibles, se pueden realizar los experimentos o el modelo de vehículo para las simulaciones. Análisis. En esta etapa, se llevan a cabo todas las iteraciones necesarias para obtener confiables, consistentes, y resultados congruentes. Validación. En este último paso, es posible comparar, bajo el mismo diseño y validación condiciones, las diferentes tecnologías EHSA seleccionadas para el diseño (Gijón-Rivera, y Olazagoitia, 2020).

Figura 6: Metodología propuesta para el análisis de sistemas de amortiguadores de captación de energía



Fuente: (Gijón-Rivera, y Olazagoitia, 2020)

Existen varias tendencias aplicadas en los amortiguadores. Las tres tecnologías EHSA se probaron en una conducción WLTP ciclo, combinado con un tipo de carretera C. La selección de parámetros en cada modelo ESHA se centró en aquellos valores que fueran funcionales desde el punto de vista práctico, buscando tener el menor número de elementos y para reducir el peso del sistema. La selección de los parámetros se basó en estudios de diseño de experimentos (DOE). En el primer caso, el sistema BS-EHSA en la figura 1jj2 presentó una amplia gama de posibles combinaciones.

Sin embargo, para que el sistema funcione, los parámetros se redujeron a números enteros valores en los que se eligió un equilibrio entre la eficiencia y el paso factible del husillo de bolas. También el caso, se estudió el sistema RP-EHSA, este sistema era muy sensible a cambios en el radio del piñón y la resistencia externa. Sin embargo, para alcanzar la amortiguación valor objetivo, era necesario incorporar una caja de cambios externa. En el caso del sistema CD-EHSA mostró muchas soluciones posibles, donde la solución se redujo buscando el diámetro de polea más pequeño para tener la mejor relación de velocidad. Combinado con una caja de cambios multiplicadora con una relación de velocidad mínima.

Se demuestra que la metodología es general y aplicable a cualquier tipo de EHSA. En este caso, se aplicó a dos de las EHSA más utilizadas en la literatura (Ball Screw y Rack and Pinion) y una poco conocida basada en la dinámica del cable, que valida su versatilidad. Por lo tanto, se compararon tres tecnologías diferentes de EHSA con diferentes características obtener un factor de amortiguamiento dado. La misma metodología se aplicó a las tres tecnologías EHSA (con diferentes parámetros de diseño), simulando un ciclo de conducción determinado, un vehículo ligero y un perfil de rugosidad de la carretera que produce entradas normalizadas. La selección de los parámetros EHSA se basó en aquellos con mayor efecto sobre la amortiguación, que fueron simulados con el modelado matemático del sistema EHSA y con un diseño de experimentos.

Dados estos resultados, la energía instantánea promedio más alta recuperada es el sistema RP-EHSA con el valor de $P = 283.38$ Watts, seguido por el sistema CD-EHSA con $P = 132.63$ Watts, y finalmente, el sistema BS-ESHA con $P = 89.58$ Watts de acuerdo con sus características propias de aplicación. Estos resultados aseguran que cada una de las tecnologías alcance el factor de amortiguación objetivo. En este sentido, la BSESHA pudo alcanzar el factor de amortiguación sin caja de control. Por otro lado, la RP-EHSA y los sistemas CD-EHSA requieren una caja de control para alcanzar ese valor de amortiguación. El sistema BS-EHSA es el diseño más simple y no agrega peso adicional al automóvil que, eventualmente, afectará el consumo de combustible y representa mayores costos (Gijón-Rivera, y Olazagoitia, 2020).

El comportamiento del vehículo de evaluar de diferentes maneras, donde por ejemplo se analizaron modelos de vehículos completos, con 9 DOF y 24,75 W de recuperación para 60 km/h esto son reportado por Mi (Mi et al., 2018) . El trabajo informado por Abdelkareem et al., mostró un modelo

de 7 DOF con recuperación de energía de 51 W para una velocidad de 36 km / h, 100 W para una velocidad de 72 km / h y 151 W con una velocidad de 108 km / h (Abdelkareem et al., 2018).

Conclusiones y recomendaciones

En este artículo presentamos las aplicaciones, la creación de métodos, las pruebas y los resultados del análisis del amortiguador en sus distintas fases de evolución a través del tiempo.

Se propende realizar más investigaciones para mejorar la fuerza de amortiguación, la densidad de energía y la eficiencia rediseñando el prototipo y tomando el circuito eléctrico de recolección para almacenar la energía en una batería. El otro trabajo es controlar la energía para el sistema de suspensión activa.

El modelo de dinámica de conducción del vehículo desarrollado podría servir como una herramienta eficaz y eficiente para predecir las vibraciones de conducción del vehículo, buscar diseños de suspensiones primarias y secundarias y evaluar las funciones de diversas condiciones de funcionamiento y viaje seguro.

El método alternativo no paramétrico modela la fuerza en función de la velocidad y la aceleración para implementar un modelo que haga frente a la histéresis, la mayoría de los modelos requieren la solución numérica de un conjunto de ecuaciones diferenciales no lineales. El uso de un método de fuerza de restauración alternativo puede evitar las rutinas de simulación e identificación iterativas que consumen mucho tiempo.

En estudios futuros se deben considerar diferentes parámetros objetivos, equilibrando la energía recuperada y el peso y costo del sistema total. Las diferentes tecnologías EHSA para su trabajo de diseño dado con una relación de amortiguación fija se irán mejorando.

Referencias

1. Abdelkareem, M. A., Xu, L., Guo, X., Ali, M. K. A., Elagouz, A., Hassan, M. A., ... & Zou, J. (2018). Energy harvesting sensitivity analysis and assessment of the potential power and full car dynamics for different road modes. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 110, 307-332.
2. Alanoly, J., & Sankar, S. (1988). Semi-active force generators for shock isolation. *Journal of Sound and Vibration*, 126(1), 145-156.

3. Alghafir, MN, y Dunne, JF (2012). Un modelo de amortiguador NARX para la sintonización virtual de sistemas de suspensión automotriz con carga de alta frecuencia. *Dinámica del sistema del vehículo*, 50 (2), 167-197.
4. Besinger, F. H., Cebon, D., & Cole, D. J. (1995). Damper models for heavy vehicle ride dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 24(1), 35-64. Calvo, J. A., Lopez-Boada, B., Román, J.
5. Besinger, F. H., Cebon, D., & Cole, D. J. (1995). Damper models for heavy vehicle ride dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 24(1), 35-64.
6. Cuesta Ferrer, G. (2003). Camiones y vehículos pesados. Reparación y mantenimiento. Duym, Duym, S., Stiens, R., & Reybrouck, K. (1997). Evaluation of shock absorber models. *Vehicle system dynamics*, 27(2), 109-127.
7. Eslaminasab, N., Gillespie, T., Khamesee, B., & Golnaraghi, F. (2009). Modelling and testing of an in-house prototype twin-tube semi-active damper. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 16(4), 431-458.
8. Fukushima, N., Hidaka, K., & Iwata, K. (1983). Optimum characteristics of automotive shock absorbers under various driving conditions and road surfaces. *International Journal of Vehicle Design*, 4(5), 463-472.
9. Gijón-Rivera, C., & Olazagoitia, J. L. (2020). Methodology for Comprehensive Comparison of Energy Harvesting Shock Absorber Systems. *Energies*, 13(22), 6110.
10. Hernández-Rangel, F. J., Saavedra-Leos, M. Z., Morales-Morales, J., Bautista-Santos, H., Reyes-Herrera, V. A., Rodríguez-Lelis, J. M., & Cruz-Alcantar, P. (2020). Continuous Improvement Process in the Development of a Low-Cost Rotational Rheometer. *Processes*, 8(8), 935.
11. Khoshnoud, F., Zhang, Y., Shimura, R., Shahba, A., Jin, G., Pissanidis, G., ... & De Silva, C. W. (2015). Energy regeneration from suspension dynamic modes and self-powered actuation. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 20(5), 2513-2524.
12. Kong, Y. S., Omar, M. Z., Chua, L. B., & Abdullah, S. (2014). Suspension parametric analysis of conventional bus through finite element modal simulation. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 663, pp. 163-168). Trans Tech Publications Ltd.

13. Lee, C. T., & Moon, B. Y. (2006). Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling. *Mechanical Systems and signal processing*, 20(2), 373-388.
14. Li, S., Lu, Y., & Li, L. (2012). Dynamical test and modeling for hydraulic shock absorber on heavy vehicle under harmonic and random loadings. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 4(13), 1903-1910.
15. Mi, J., Xu, L., Zhu, Z., Liu, M., & Zuo, L. (2018, April). Design, modeling and testing of a one-way energy harvesting backpack. In *Active and passive smart structures and integrated systems XII* (Vol. 10595, p. 1059520). International Society for Optics and Photonics.
16. Mollica, R., & Youcef-Toumi, K. (1997, June). A nonlinear dynamic model of a monotube shock absorber. In *Proceedings of the 1997 American Control Conference* (Cat. No. 97CH36041) (Vol. 1, pp. 704-708). IEEE.
17. Nakano, K. (2004). Combined type self-powered active vibration control of truck cabins. *Vehicle System Dynamics*, 41(6), 449-473.
18. Ping, Y. (2003). Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil-air coupling shock absorber. *Mechanical Systems and signal processing*, 17(6), 1367-1379.
19. Ping, Y., Tiaosheng, X., Binghao, B., Suming, L., & Gang, Z. (2008). Research on parametric optimum design for a multi medium coupling shock absorber based on dual demand for resisting violent impact and attenuating vibration. *International Journal of Materials and Product Technology*, 31(2-4), 126-142.
20. Ping, Y., Yonghong, T., Jianmin, Y., & Nin, S. (2006). Measurement, simulation on dynamic characteristics of a wire gauze–fluid damping shock absorber. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(3), 745-756.
21. Rao, M. D., & Gruenberg, S. (2002). Measurement of equivalent stiffness and damping of shock absorbers. *Experimental Techniques*, 26(2), 39-42.
22. Rhoades, K. S. (2006). Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper (Doctoral dissertation, Texas A&M University).
23. Romero, J., & Díaz, S. (2008). Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador para un vehículo fórmula SAE. *Ciencia e Ingeniería*, 29(2), 183-190.

24. Santos, J. D. J. L., Alcántara, D. H., Menéndez, R. M., & Mendoza, R. A. R. (2015). Modelado de Amortiguadores guiado por sus Diagramas Característicos. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, 12(3), 282-291.
25. Segel, L., & Lang, H. H. (1981). The mechanics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies. *Vehicle system dynamics*, 10(2-3), 82-85.
26. Surace, C., Worden, K., & Tomlinson, G. R. (1992). An improved nonlinear model for an automotive shock absorber. *Nonlinear Dynamics*, 3(6), 413-429.
27. Varela-Chavez, C. A. (2020). Las Aplicaciones de energía cinética en electromovilidad autónoma y sostenible. *Revista UIS Ingenierías*, 19(4), 167-180. Vega, W. H., Llanes-Cedeño, E. A., Molina, J. V., & Rocha-Hoyos, J. C. (2018). Revisión de las Características de Modelado y Optimización para el Diseño del Sistema de Suspensión Macpherson. *Información tecnológica*, 29(6), 221-234..
28. Wallaschek, J. (1990). Dynamics of non-linear automobile shock-absorbers. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 25(2-3), 299-308.
29. Warczek, J., Burdzik, R., & Peruń, G. (2014). The method for identification of damping coefficient of the trucks suspension. In *Key Engineering Materials* (Vol. 588, pp. 281-289). Trans Tech Publications Ltd.
30. Xiao, Q., Li, Q., & Chang, C. (2015). The influence of lateral shock absorber valve parameters on vehicle dynamic performance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(5), 1907-1911.

©2020 por los autores. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0)

[\(https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/\)](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).