

Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado

Static and modal behavior of the chassis of a modernized bus

César A. Chagoyén Méndez^I, Constantina Álvarez Peña^{II}, Yunelky Brito Fernández^I,
Jorge L. Moya Rodríguez^I, Ernesto L. Chagoyén Méndez^{III}

I. Universidad Central Marta Abreu de Las Villas. Facultad de Ingeniería Mecánica. Santa Clara. Cuba

Correo electrónico: cachagoyen@uclv.edu.cu

II. Universidad de Oviedo, Campus de Viesques - Dpto. Ing. Eléctrica, Gijón – Asturias, España

III. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Facultad de Construcciones. Santa Clara. Cuba

Recibido: 9 de octubre de 2012

Aceptado: 17 de marzo de 2013

Resumen

El presente trabajo tiene como objetivo determinar el comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado debido a la modificación realizada a la estructura que se montará sobre el mismo. La nueva estructura tendrá una mejor forma aerodinámica y apariencia exterior, alcanzará una mayor velocidad y cargará un mayor número de personas, por lo que es necesario recalcular el chasis para estas nuevas condiciones. Se presentan dos simulaciones numéricas mediante el Método de los Elementos Finitos: la primera de ellas se refiere al análisis estático del chasis para tres estados de carga. La segunda corresponde al análisis modal determinando las frecuencias naturales y los modos propios del chasis. Basado en los resultados de los análisis de resistencia y de rigidez se concluye que el chasis puede ser empleado para las nuevas condiciones.

Palabras claves: ómnibus, chasis, análisis estático, análisis modal, simulación numérica.

Abstract

The static and modal behavior of the chassis of a modernized bus due to the modification made to the structure to be mounted on it is the objective of this paper. The new structure will have a better aerodynamic shape and external appearance, will reach a higher speed and will load a larger number of people, so the chassis has to be re-analyzed to the new conditions. Two numerical simulations using the Finite Element Method are presented: The first one concerns the static analysis of the chassis for three load states. The second corresponds to the modal analysis by determining the natural frequencies and natural modes of the chassis. Based on the results of strength and rigidity analyses it is concluded that the chassis can be used on the new conditions.

Key words: bus, chassis, static analysis, modal analysis, numeric simulation.

Introducción

En este proyecto se pretende mantener el mismo chasis que tradicionalmente se ha utilizado y sobre él ensamblar una estructura nueva con una mejor forma aerodinámica y apariencia exterior, que alcance una mayor velocidad y que cargue un mayor número de personas, las cuales constituyen las nuevas condiciones a que estaría sometido el chasis.

El chasis es la armazón metálica sobre el que se montan y relacionan todos elementos del ómnibus. Su propósito es conectar rígidamente la suspensión delantera y la trasera y al mismo tiempo ofrecer puntos de amarre para los diferentes sistemas, así como de proteger al conductor frente a la posible colisión. El chasis es quien soporta las mayores tensiones y deformaciones, por lo que debe ser rígido para deformarse poco y así no alterar las características de la conducción. [1]

Al diseñar un chasis debe existir un compromiso entre la resistencia, la rigidez y el peso, sin olvidar el costo final del mismo. Deben considerarse la resistencia estática y la fatiga, la estabilidad de los miembros estructurales, las vibraciones, la capacidad de carga de las uniones, la fabricación y el montaje. [1]

Para determinar el comportamiento estático y modal del chasis bajo las nuevas condiciones en que funcionará el ómnibus se utilizó el Método de los Elementos Finitos (MEF), el cual ha sido empleado por diferentes autores como por ejemplo Parra y Ríos Linares [2] que realizaron el estudio del comportamiento bajo carga de un chasis para transporte de pasajeros, dedicado al análisis estático y de fatiga, pero no al análisis dinámico. Kurdi hace también algo similar [3], mientras que Ingole [4] reduce el peso del chasis pero sólo desde el punto de vista tensional.

Dhandapani [5] realiza el análisis por elementos finitos del chasis y la estructura de un mini vehículo. También hay trabajos dedicados exclusivamente al cálculo de la estructura superior del ómnibus y no al chasis, como es el trabajo de Gauchía y Badea [6, 7] los cuales realizan un modelo simplificado de la misma.

Todas estas publicaciones demuestran el interés de este tema en los últimos años y también que la utilización del MEF para la solución de este problema, es adecuada.

En algunas de estas investigaciones [2, 3] se analizan de forma independiente dos únicos casos de carga: la flexión y la torsión. El caso de la flexión es el caso más frecuente en la utilización normal de los vehículos sin embargo la experiencia indica que las cargas en este sentido no causan deflexiones considerables, por lo tanto no es común tener problemas de deflexión en vehículos. En el proyecto de Colomina Frances [8] el chasis analizado está idealizado con una distribución de carga uniformemente distribuida a lo largo de toda la longitud de los largueros. En la investigación que aquí se presenta se analizará la flexión y la torsión de forma independiente y como aporte se presenta un caso combinado de las dos sollicitaciones anteriores.

Las condiciones de frontera o los apoyos tipo muelles ballesta que se emplean en este trabajo también han sido utilizados por otros autores [3, 9, 10], por lo que este autor considera que es adecuada su utilización.

Las características dinámicas del chasis son muy importantes, sobre todo cuando se relacionan con su estado de operación. Durante el proceso de trabajo del ómnibus, el chasis está sujeto a un conjunto de fuerzas provenientes de diferentes lugares tales como el motor, el sistema de transmisión, la carga que transporta, estado de la superficie de la carretera, etc. Cuando el ómnibus se desplaza por una carretera o por un camino rural el chasis experimenta excitaciones provenientes de la mayor o menor rugosidad de la carretera. Cada una de estas fuerzas de excitación tiene una frecuencia característica, las que al coincidir con la frecuencia natural de oscilación del chasis se produce el fenómeno de resonancia, lo que trae como consecuencia valores elevados de los desplazamientos y de las tensiones así como fuertes vibraciones no deseadas, que conllevan a la destrucción parcial o total del chasis [11-14]. La frecuencia natural del chasis tampoco debe coincidir con la frecuencia de los árboles de transmisión debido a que puede ocurrir también el fenómeno de resonancia. Aquí se presenta el análisis modal bajo la condición "Free-free" del chasis para la determinación de los modos y las frecuencias naturales de oscilación.

El objetivo de este trabajo fue determinar el comportamiento estático y los modos de frecuencia del chasis del ómnibus modernizado ya que al modificar la estructura que se montará sobre el mismo es necesario recalcular el chasis para estas nuevas condiciones.

Materiales y Métodos

Modelo Geométrico

El chasis está formado por dos largueros unidos entre sí por travesaños, con sección canal de diversas formas rectas y curvas. Los largueros suelen estar encorvados en la parte posterior con el objetivo de permitir las oscilaciones verticales del puente trasero. En la figura 1 aparece el modelo geométrico del chasis realizado con un software CAD.

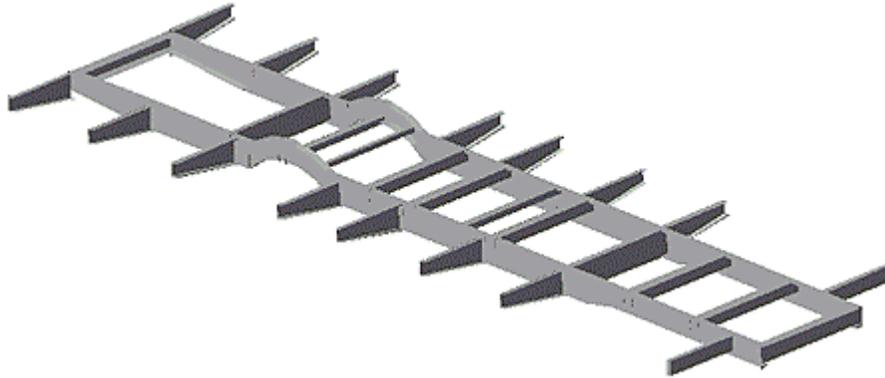


Fig. 1. Modelo Geométrico del chasis del ómnibus

Material

El material que se emplea para la fabricación del chasis es el acero al carbono de calidad corriente C_{T.3} (GOST 380-71), equivalente al AISI 1020. Algunas de sus propiedades físico-mecánicas, necesarias para el modelo, aparecen reflejadas en la tabla 1 [15]:

Tabla 1. Algunas propiedades físico-mecánicas del acero C_{T.3}

Propiedad Físico-Mecánica	C _{T.3}
Límite de Resistencia (MPa)	380 - 470
Límite de Fluencia (MPa)	210 - 240
Módulo de Elasticidad (MPa)	2.04E5
Coefficiente de Poisson	0.3
Modulo a Cortante (MPa)	8.0E4
Alargamiento relativo (%):	21 - 23

Condiciones de Frontera

Este tipo de chasis se apoya sobre cuatro muelles ballesta del tipo semi-elíptica, dos en la parte delantera y dos en la parte trasera. Las ballestas se unen al chasis a través de elementos de unión como los mostrados en el esquema de la figura 2. Las Condiciones de Frontera en los puntos de unión (AD (delantero) y AT (trasero)) se han establecido de la siguiente forma: en AD se permite sólo la rotación alrededor del eje y, el resto de las traslaciones y rotaciones están restringidas. En AT se permite la traslación en el eje x y la rotación alrededor del eje y, fueron restringidas las traslaciones en los ejes y y z así como la rotación alrededor de los ejes x y z.

Para el análisis de la resistencia del chasis ante cargas de torsión, la carga total (59 614.63 N) será distribuida en 52 puntos o vértices, a los cuales se les aplicará una carga de 1 146.43 N. El chasis es dividido longitudinalmente aplicando estas cargas en sentido contrario, de forma tal que genere en el modelo el efecto de torsión que puede provocar que los neumáticos caigan en un bache de la carretera. En la figura 4 se puede apreciar esta distribución.

En este trabajo además de los dos anteriores casos, se elaboró un caso de carga que fuera más cercano a la realidad, es decir, un caso que fuera la combinación de los anteriores, pues en la realidad tanto la flexión como la torsión actúan simultáneamente cuando los neumáticos del ómnibus caen en un bache de la carretera o cuando el chofer hace un giro brusco. Si se suman los dos casos de carga anteriores queda un caso de carga como el que aparece representado en la figura 5. Para este caso combinado la carga actuante se determinó distribuyendo la carga total en los 52 vértices. Badén

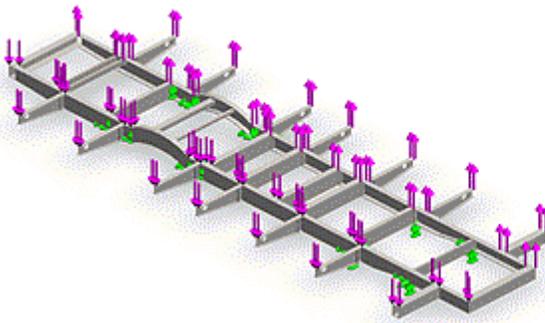


Fig. 4. Distribución de cargas de Torsión en el modelo

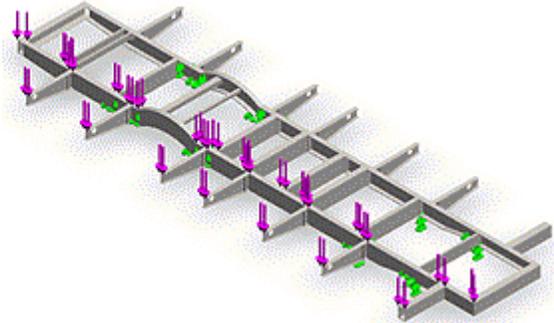


Fig. 5. Distribución de cargas del Caso Combinado

Análisis de Sensibilidad de la malla

El análisis de sensibilidad se realiza para asegurar la precisión del modelo frente a alguna variable tal como la tensión, la deformación o el desplazamiento. Para este propósito se elaboró una malla fina (25 mm), una media (50 mm) y una gruesa (75 mm), con elementos tetraédricos parabólicos de 10 nodos por ser los de mejor comportamiento de todos los que posee el software empleado, específicamente en la parte superior de la viga curva. Se obtuvo el valor promedio de la deformación equivalente en los nodos que pertenecen a la entidad geométrica seleccionada (parte superior de la viga curva) para cada una de estas mallas, con el objetivo de conocer si el tamaño de la malla tiene o no influencia en los valores de la variable seleccionada (deformación equivalente) y decidir finalmente qué tamaño de malla emplear. En la tabla 2 aparecen los valores obtenidos de la deformación equivalente promedio con diferente densidad de malla.

Tabla 2. Deformación equivalente promedio

Modelo 3D	Deformación equivalente promedio (* 10 ⁻⁵)	Diferencia (%)
Malla Fina (25 mm)	1.8672	1.19
Malla Media (50 mm)	1.8448	2.73
Malla Gruesa (75 mm)	1.8952	

Al resto del chasis se le hizo una malla con las siguientes características: Tipo de malla: malla sólida; Mallador utilizado: malla basada en curvatura; Puntos Jacobianos: 4 puntos; Número mínimo de elementos en un círculo: 8; Proporción del crecimiento del tamaño del elemento: 1.6; Calidad de la malla: alta; % de elementos distorsionados (Jacobiana): 0; Tamaño máximo de los elementos: 195.714 mm; Tamaño mínimo de los elementos: 39.1427 mm; Total de nodos: 17608; Total de elementos: 8518; Máxima Relación de Aspecto: 3122.8; % de elementos con Relación de Aspecto<3: 0.822; % de elementos con Relación de Aspecto>10: 81.6.

En la tabla 2 se observa que las mallas realizadas ofrecen buenos resultados pues la diferencia entre los valores de la deformación equivalente promedio entre dos análisis consecutivos fue menor de 2.8 %, indicando esto que la precisión es adecuada. Por lo tanto, en este caso particular de análisis, se empleará la Malla Gruesa que consume un menor tiempo para su realización. En la figura 6 se muestran imágenes de la zona donde se realizó el control de la malla y de las tres densidades de malla utilizadas.

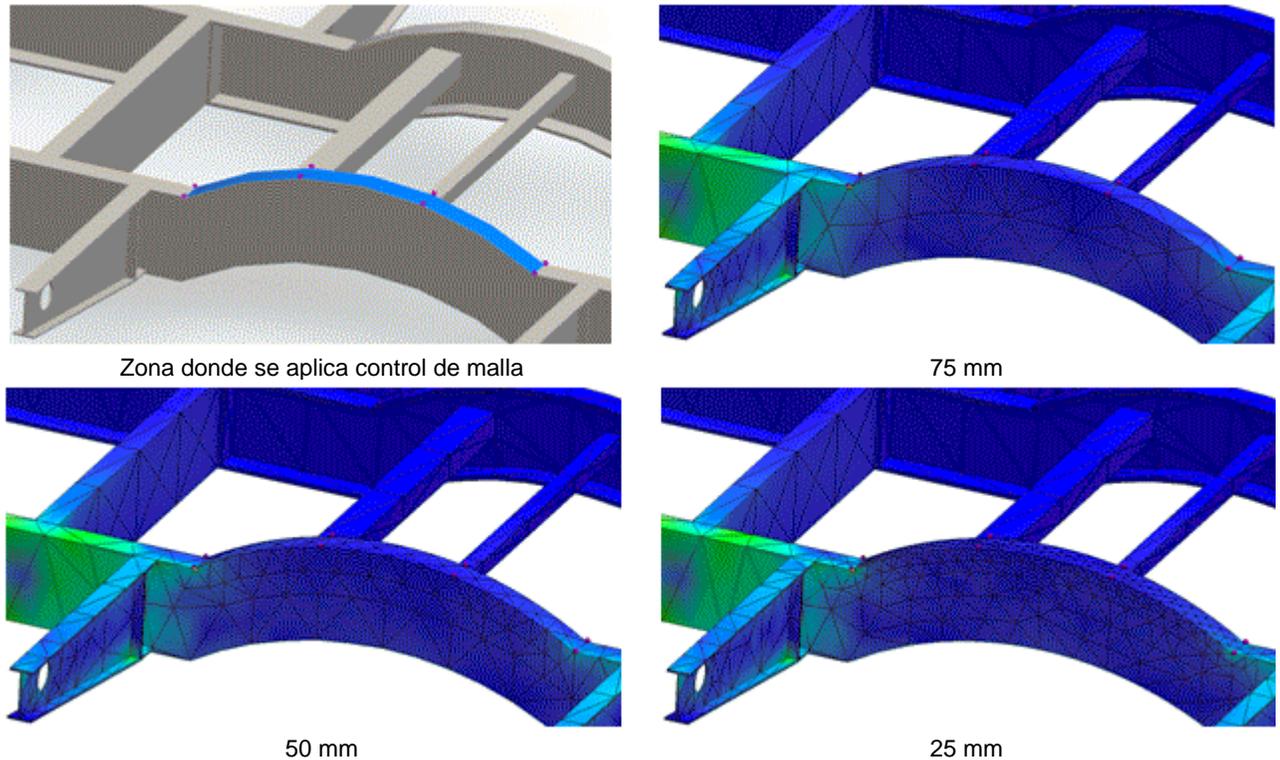


Fig. 6. Tamaños de malla realizados para el análisis de sensibilidad

Cálculo de Frecuencias

Al realizar el estudio de las frecuencias de oscilación mediante el Método de los Elementos Finitos, se aplicó básicamente la condición conocida como "Free-free", bajo la cual no se le impone ninguna restricción al modelo ni ninguna carga.

Un modelo real tiene un número infinito de frecuencias naturales. Sin embargo un modelo de elementos finitos tiene un número finito de frecuencias naturales que es igual al número de grados de libertad considerados en el modelo. Para la mayoría de los propósitos del cálculo de frecuencias sólo son necesarios los primeros modos.

Otro parámetro importante que se calcula dentro del análisis de frecuencias es el factor de participación de masas que en este trabajo será calculado.

Resultados y Discusión

Los resultados se han dividido en:

- Resultados del Análisis Estático del chasis.
- Resultados del Análisis Modal del chasis.

Resultados del Análisis Estático del chasis

Se determinaron las tensiones von Mises y los desplazamientos para los tres casos de carga explicados con anterioridad. En la tabla 3 se resumen estos resultados.

Tabla 3. Resumen de los resultados del Análisis Estático del chasis

Resultados	Caso de Flexión	Caso de Torsión	Caso Combinado
Tensiones Von Mises (MPa)	3.6	38	76.2
Desplazamientos (mm)	0.13	1.2	2.47

Como se pudo apreciar en la tabla anterior el Caso Combinado es más crítico que los casos de Flexión y Torsión tratados de forma independiente. Los resultados obtenidos serán descritos a continuación y en las figuras 7 y 8 se muestran las imágenes de estos resultados.

Las mayores tensiones se localizan en las partes trasera y delantera del chasis, cerca de la zona donde se montan las ballestas, alcanzando un valor máximo de 76.2 MPa, muy por debajo del límite elástico del material.

Los mayores desplazamientos ocurren en el extremo trasero del chasis y en los travesaños en voladizo de la parte delantera, alcanzando un desplazamiento máximo de 2.47 mm.

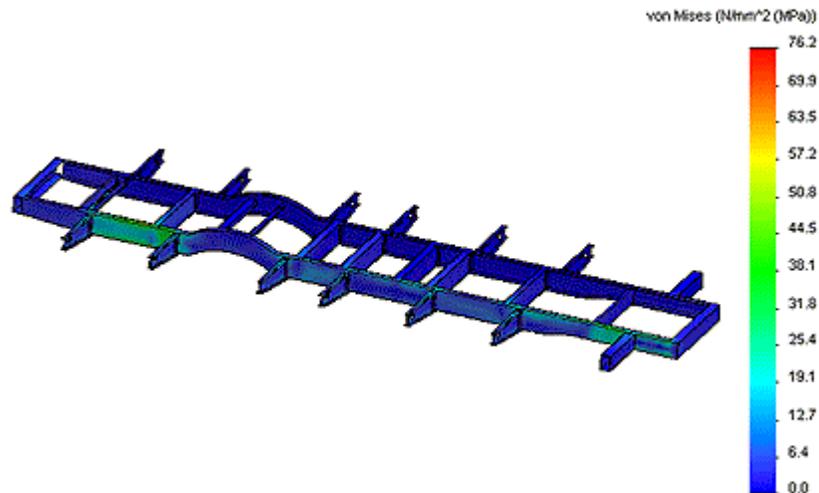


Fig. 7. Tensiones von Mises

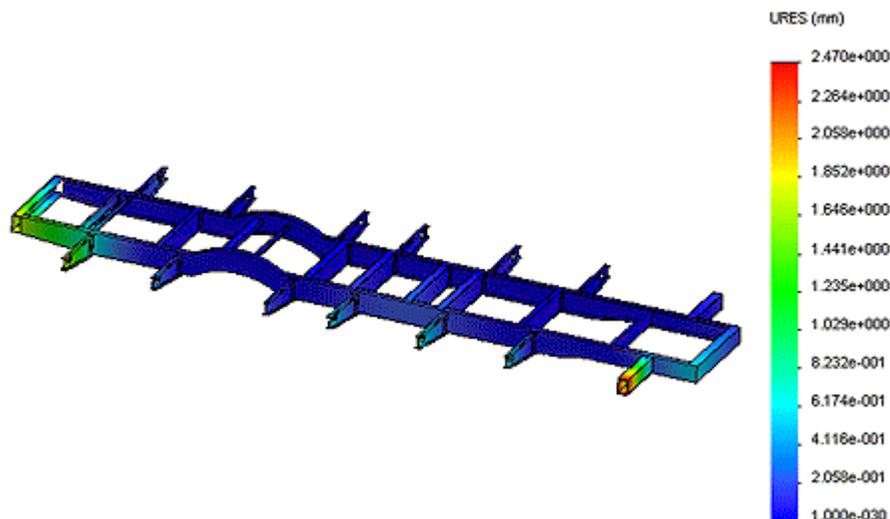


Fig. 8. Desplazamientos resultantes

Resultados del Análisis Modal del chasis

Se determinaron las primeras cinco frecuencias y los correspondientes modos de oscilación o vibración. Una descripción de estos resultados es la siguiente:

En el Modo de Frecuencia 1 (Fig. 9) ocurre la Flexión de la estructura en el plano X-Z alrededor de un punto. La mayor oscilación ocurre en la zona trasera del chasis.

En el Modo de Frecuencia 2 (Fig. 10) ocurre la Flexión de la estructura en el plano X-Y alrededor de un punto. La mayor oscilación ocurre también en la zona trasera del chasis.

En el Modo de Frecuencia 3 (Fig. 11) ocurre la Torsión de la estructura alrededor del eje X. La mayor oscilación ocurre en la zona trasera aunque también el giro se produce en la zona delantera. Hay una zona central que no gira.

En el Modo de Frecuencia 4 (Fig. 12) ocurre la Flexión de la estructura en el plano X-Y alrededor de dos puntos. La mayor oscilación ocurre en la zona trasera.

En el Modo de Frecuencia 5 (Fig. 13) ocurre la Flexión de la estructura en el plano X-Z alrededor de dos puntos. La mayor oscilación ocurre en la zona trasera del chasis.

Este análisis se puede resumir planteando que de los 5 primeros modos calculados 4 corresponden a modos de flexión y 1 a torsión. El modo 4 se corresponde con el modo 2 y el modo 5 con el 1. La parte trasera del chasis es más propensa a las variaciones de frecuencia. En la tabla 4 se pueden apreciar los resultados numéricos del análisis, es decir, la frecuencia natural de oscilación y el período de cada uno de los modos calculados.

Tabla 4. Resultados Numéricos del Análisis de Frecuencia (Modos Naturales de Vibración)

Nº de Modo	Frecuencia (Hz)	Frecuencia (rad/s)	Período (s)
1	0.00047431	0.0029802	2108.3
2	0.00052193	0.0032794	1916
3	14.333	90.057	0.069769
4	16.127	101.33	0.062008
5	19.19	120.57	0.052112

A continuación se muestran imágenes de los modos de vibración naturales.

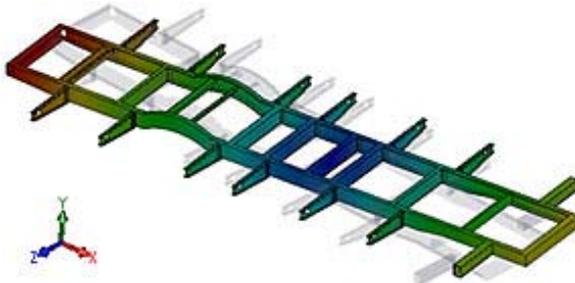


Fig. 9. Modo 1: Flexión alrededor del eje y

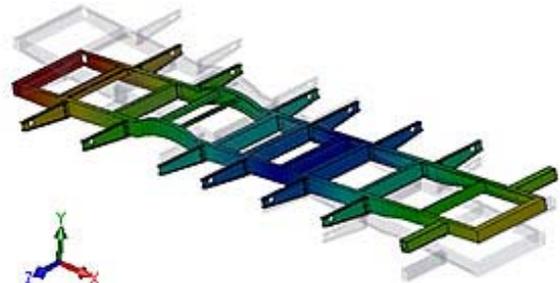


Fig. 10. Modo 2: Flexión alrededor del eje z

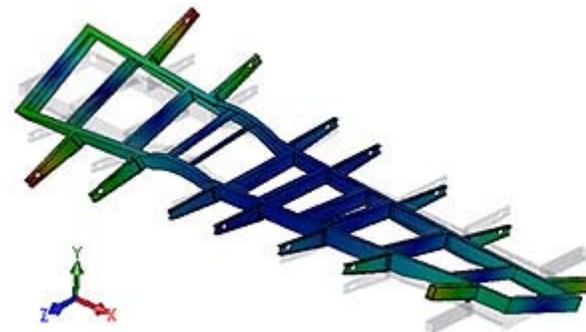


Fig. 11. Modo 3: Torsión alrededor del eje x

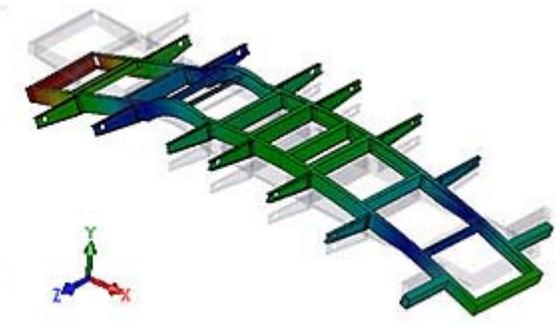


Fig. 12. Modo 4: Flexión alrededor del eje z

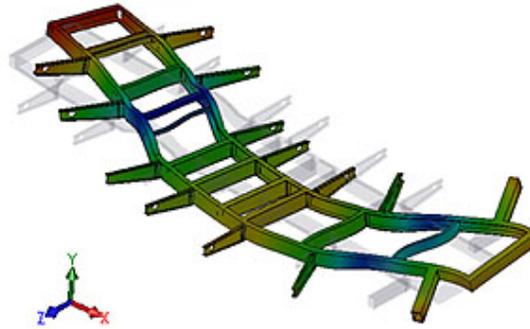


Fig. 13. Modo 5: Flexión alrededor del eje y

La participación de masa en las direcciones globales X, Y y Z normalizadas con respecto a la masa total (tabla 5) es otro parámetro que brindan los software de simulación y que son importantes para determinar la conveniencia de los modos calculados para resolver problemas dinámicos con movimiento de la base. Muchas normas o códigos de distintos países exigen que al menos el 80% de la masa del sistema participe en determinadas direcciones, lo que significa en la práctica que los valores de participación de masa en las direcciones X, Y y Z sean menores que 0.8. El análisis realizado en este trabajo cumple dicha exigencia.

Tabla 5. Participación de masa en las direcciones globales X, Y y Z

Nº de modo	Frecuencia (Hz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	0.00047431	4.5985e-025	1.6335e-033	3.2349e-022
2	0.00052193	3.8976e-024	3.4092e-022	0
3	14.333	5.0768e-023	5.2141e-022	1.2652e-021
4	16.127	1.513e-022	4.1315e-021	6.5209e-025
5	19.19	5.569e-024	2.0099e-023	6.895e-024
		Suma X = 1	Suma Y = 1	Suma Z = 1

Conclusiones

El análisis de sensibilidad de la malla ofreció una precisión adecuada ya que la diferencia entre los valores de la deformación equivalente promedio entre dos análisis consecutivos fue menor de 2.8 %.

La simulación estática del chasis ofrece excelentes resultados, tanto desde el punto de vista de la resistencia como de la rigidez. Los valores de las tensiones von Mises 76.2 MPa están muy por debajo del límite elástico del material 225 MPa, lo que significa que existen reservas de resistencia en el chasis. Teniendo en cuenta las dimensiones del chasis, los desplazamientos que ocurren (2.47 mm) se pueden considerar como admisibles.

Del análisis modal del chasis se obtuvieron las cinco primeras frecuencias de vibración (todas inferiores a los 20 Hz), los modos naturales en que oscila el chasis (dos modos de flexión alrededor de un punto, un modo de torsión y otros dos modos de flexión pero alrededor de dos puntos) así como la participación de la masa. Estos resultados pueden servir para realizar análisis comparativos con otros cálculos dinámicos del chasis.

Referencias

1. Arias-Paz Guitian, M. *Manual de Automóviles. 2da Parte: El Chasis, Capítulo 4 Bastidor y Suspensión*. 56^a Edición. 2008. Dossat CIE de Inversiones Editoriales S.L. Madrid, España, p.565-590. ISBN 9788496437388.
2. Parra, J. A. y Ríos Linares, R. A. "Estudio del comportamiento bajo carga de un chasis para transporte de pasajeros por medio de la tecnología de elementos finitos en la Empresa Equitel Cumandes S.A." *AVANCES Investigación en Ingeniería*. 2006, n^o. 6, p. 103-109. ISSN 1794-4953.
3. Kurdi, O., Rahman, R. A. y Tamin, M. N. "Stress analysis of heavy duty truck chassis using finite element method". En: *2nd Regional Conference on Vehicle Engineering & Technology*, Universiti Teknologi Malaysia Institutional, Kuala Lumpur, Malaysia, 2008. [Consultado el: 4 de febrero de 2011]. Disponible en: http://eprints.utm.my/7417/1/RoslanRahman2008_StressAnalysisOfHeavyDuty.pdf
4. Ingole, N. K. y Bhope, D. V. "Stress analysis of tractor trailer chassis for self weight reduction". *International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)*. 2011, vol. 3, n^o 9, p. 7228-7225. ISSN 0975-5462
5. Dhandapani, N. V., Mohan Kumar, G. y Debnath, K. K. "Static analysis of off-high way vehicle chassis support structure for the effect of various stress distributions". *International Journal of Advanced Research in Technology*. 2012, vol. 2, n^o 1, p. 1-8. ISSN 6602 3127.
6. Gauchía, A., Díaz, V., Boada, M. J. L., et al. "Modelo Simplificado para Evaluar la Torsión de un Autobús Urbano". *Información Tecnológica*. 2006, vol. 17, n^o 6, p. 21-26. ISSN 0718-0764.
7. Badea, F. M., Alcalá, E., Grimaldi, R. et al. "Optimización de uniones y estructuras de autobuses". En: *XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica (CNIM 2010)*, Universidad de Castilla - La Mancha, Ciudad Real, España. 2010. vol. 1. ISBN 978-1-61782-776-1. [Consultado el: 4 de febrero de 2011]. Disponible en: <http://www.uclm.es/actividades/2010/CongresoIM/pdf/cdarticulos/011.pdf>
8. Colomina Francés, F.J., Dols Ruiz, J.F., Pla Ferrando, R. et al. "Metodologías actuales aplicadas al proyecto de diseño de vehículos pesados". En: *XVII Congreso Nacional de Ingeniería de Proyectos*. Universidad de Zaragoza, Murcia, España. 2001. Consultado el: 4 de febrero de 2011. Disponible en: <http://www.unizar.es/aeipro/finder/INGENIERÍA%20DE%20PRODUCTOS/BF10.htm>
9. Kanbolat A., Soner, M., Karaagaç, M. et al. "Parabolic leaf spring optimization and fatigue strength evaluation on the base of road load data, endurance rig tests and non linear finite element analysis". En: *SAE 2011 World Congress & Exhibition*, Detroit, MI, USA. 2011. [Consultado el: 2 de enero de 2012]. Disponible en: http://www.olguncelik.com.tr/EN/pdf/SAE_WORLD_CONGRESS.pdf-yJJ0W.pdf
10. Ahmad Refngah, F. N., Abdullah, S., Jalar, A. et al. "Life Assessment of a Parabolic Spring Under Cyclic Strain Loading". *European Journal of Scientific Research*. 2009, vol.28, n^o 3, p. 351-363. ISSN 1450-216X.
11. Han Fui, T. y Abd. Rahman, R. "Statics and dynamics structural analysis of a 4.5 ton truck chassis". *Jurnal Mekanikal*. 2007, n^o. 24, p. 56-67. ISSN 0127-3396.
12. Franck, G., Gennaro, S., Lonardi, B. et al. "Análisis dinámico de un chasis de semirremolque de servicio pesado". En: *Asociación Argentina de Mecánica Computacional*. Tandil, Argentina. 2009, vol. XXVIII. p. 503-517. [Consultado el: 2 de enero de 2012]. Disponible en: <http://es.scribd.com/doc/48571436/analisi-dinamico-de-un-chasis>
13. Gauchía, A., Olmeda, V., Boada, M. J. L. et al. "Dimensional analysis for bus dynamic performance evaluation". En: *Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2011 62642*. Denver, Colorado, USA. 2011, [Consultado el: 2 de enero de 2012]. Disponible en: <ftp://202.38.89.18/incoming/ASME/data/pdfs/trk-15/IMECE2011-62642.pdf>
14. Kumar Nayak, H., Prasad, N. A., Verma, D. et al. "Finite Element Analysis of Impact on Chassis & Frame of a Mini Baja Vehicle". *International Journal of Emerging trends in Engineering and Development*. 2011, vol. 3, n^o 1, p. 27-33. ISSN 2249-6149.0
15. MatWeb. Database of material properties. *AISI 1018 Steel, cold drawn. ST3*. Blacksburg, VA. USA: MatWeb, LLC. 2011 [Consultado el: 4 de febrero de 2011]. Disponible en: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3a9cc570fbb24d119f08db22a53e2421>