

ESTUDIO Y CARACTERIZACIÓN DE MODOS NORMALES EN NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS DE PASAJEROS

STUDY AND CHARACTERIZATION OF NORMAL MODES IN PASSENGER VEHICLE TIRES

M.E. Dalmau^{a,b}, L.F. Jaureguizar^a, J. Kuster^a, A.J. Marzocca^a

^aGerencia de Investigación y Desarrollo – Fate S.A.I.C.I.

Av. Blanco Encalada 3003 – (B1644GPK) Victoria – Buenos Aires – Argentina

^bFacultad de Ciencias Exactas y Naturales (FCEyN) – Universidad Nacional de Buenos Aires
Intendente Güiraldes 2160 – Ciudad Universitaria – (C1428EGA) Buenos Aires – Argentina

Recibido: 14/11/13; aceptado: 09/11/14

Se analizaron las frecuencias naturales de vibración mediante análisis modal con martillo instrumentado para dos neumáticos radiales de automóvil de distintas medidas. Se prestó particular interés en las *frecuencias de cavidad* y el comportamiento según distintas condiciones de servicio: presión de inflado y carga aplicada, analizándose la *Función de Respuesta en Frecuencia* (respuesta de la estructura en dominio de la frecuencia normalizada respecto de la excitación de entrada). Se estudió además el comportamiento íntegro de la rueda (neumático y llanta) y la suspensión en un automóvil. Se relevaron los espectros en frecuencia de la llanta y la suspensión separadamente para una mejor comprensión de cómo éstas acoplan con el neumático. Se montó también un micrófono en el interior de la cavidad de resonancia. Finalmente, se realizó una simulación de la cavidad de aire del neumático mediante el Análisis de Elementos Finitos utilizando el software Abaqus bajo distintas condiciones de carga.

Palabras clave: neumático, cavidad de resonancia, análisis modal.

The natural frequencies of vibration for two car radial tires of different sizes were analyzed by modal analysis using an impact hammer. Special attention was paid to the *tire air cavity resonance* and its behavior with pressure and applied load, by analyzing The *Frequency Response Function* (response of the structure in the frequency domain normalized by input excitation). The behavior of the entire wheel (tire and rim) and the behavior of the suspension of a car were also studied. The frequency spectra of the rim and the suspension were relevated separately for better understanding of how they couple with the tire. Also, a microphone was mounted inside the resonance cavity. Finally, the air cavity of the tire was simulated for different load conditions using Finite Element Analysis with the Abaqus software.

Keywords: tire, tire cavity resonance, modal analysis.

I. INTRODUCCIÓN

El neumático es una estructura compleja que lleva a cabo varias funciones esenciales en el automóvil: soportar el peso del auto, transmitir fuerzas de impulso y frenado, guiarlo y proveer niveles aceptables de ruido debido a su interacción con el camino. Para realizar todas estas funciones el neumático debe tener la suficiente rigidez para producir fuerzas sustanciales en todas las direcciones, suficiente flexibilidad para ser capaz de sobrepasar obstáculos sin sufrir daños y larga resistencia a la fatiga.

Cuando está en movimiento, el rodado del neumático se deforma debido a las fuerzas de contacto entre éste y el camino. Un campo acústico se induce así dentro de la *cavidad de aire* que queda comprendida entre la parte interior del neumático y la llanta (Fig. 1). A pesar de que el ruido puede ser propagado a través del aire, la principal ruta es a través de las partes sólidas del vehículo, al menos para frecuencias por debajo de los 300 Hz. El primer modo de cavidad en un neumático se encuentra a una frecuencia de entre 230 y 300 Hz, dependiendo, entre otros factores, de su geometría¹. En el espectro de frecuencias, el modo de cavidad aparece

como un pico agudo debido al pequeño amortiguamiento del aire contenido.

Las vibraciones en los neumáticos se transmiten a través del *sistema de suspensión* hacia el interior del vehículo, con lo cual es de suma importancia conocer los modos de vibración de las ruedas, a fines de, entre otras cosas, mejorar el diseño de éstas y transmitir la información al fabricante para que tenga pleno conocimiento en el desarrollo del sistema de suspensión para la mejora del *comfort*.



Figura 1. Cavidad de aire del neumático

e-mail: eugeniadalmau@gmail.com

II. MÉTODO EXPERIMENTAL

Análisis Modal

El objetivo del análisis modal experimental es obtener la *Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)* y con ella los parámetros modales (frecuencia natural, amortiguamiento y forma) de una estructura, los cuales permiten identificar y cuantificar sus resonancias².

La FRF se define como³

$$FRF(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (1)$$

donde $X(\omega)$ es la transformada de Fourier de la señal de salida y $F(\omega)$ la de la fuerza excitatoria de entrada, y es una medida de la respuesta en aceleración, velocidad o desplazamiento de un grado de libertad de salida de una estructura normalizada por la fuerza excitatoria. En un sistema real las señales de entrada y salida contienen ruido y componentes espurias que deben considerarse. Para eso, se define la función de coherencia como

$$\gamma^2(\omega) = \frac{|S_{FX}(\omega)|^2}{S_{FF}(\omega)S_{XX}(\omega)} \quad (2)$$

La función S_{FX} es el espectro cruzado y las S_{FF} y S_{XX} los autoespectros de las señales de entrada y salida. La coherencia refleja así la relación lineal de causalidad entre las señales de entrada y la salida.

El arreglo para llevar a cabo el testeo modal se muestra en la Figura 2.

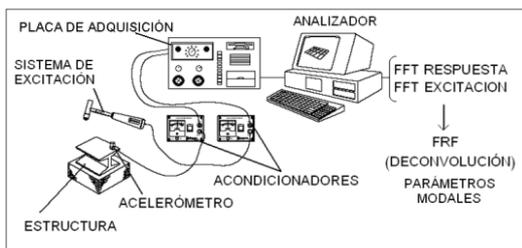


Figura 2. Esquema general para realizar un análisis modal.

Pruebas en la máquina de ensayos

Se dispuso de una máquina para ensayos de carga RJS que cuenta con un cilindro hidráulico que permite ejercer una fuerza regulable sobre el neumático. El neumático a estudiar, enlantado en una llanta maciza, se montó rígidamente en esta máquina (Fig. 3).

Se fijó a la llanta un acelerómetro piezoeléctrico Brüel & Kjær a través de un soporte triaxial. El acelerómetro se conectó a un acondicionador y luego a una placa de adquisición de datos M-Audio. Un martillo instrumentado con punta de acero Brüel & Kjær se conectó al otro canal de la misma placa de adquisición. La placa de audio se conectó a una PC.

Para la adquisición se utilizó el software Adobe Audition. Los datos se procesaron mediante un programa desarrollado en Fortran 90.

Pruebas en el auto

Se dispuso de un Fiat Siena Atractivo 1.4 de 1060kg sobre un elevador hidráulico (Fig. 4). El acelerómetro se fijó a la llanta mediante un soporte magnético y se

conectó esta vez a un acondicionador Nexus de Brüel & Kjær al igual que el martillo. Las salidas de ambos canales del acondicionador se conectaron a una placa de adquisición National Instrument. Simultáneamente, se colocó un micrófono de bobina móvil dentro de la cavidad de resonancia al momento de enlantar el neumático.



Figura 3. Imagen del esquema general adoptado en el RJS.

El mismo se conectó a la placa M-Audio (que se usó como amplificador de la señal) y la salida se conectó a la placa de adquisición NI. Las mediciones se realizaron mediante una aplicación en el software Lab View desarrollado a tal efecto.



Figura 4. Imagen del esquema adoptado en el automóvil.

III. PRUEBAS REALIZADAS Y RESULTADOS

Cavidad de resonancia. Geometría.

A fines de estudiar el comportamiento de las vibraciones en función de la geometría se estudiaron dos neumáticos de diferente medida, un 175/65R14 y un 205/70R15. Las primeras mediciones efectuadas estuvieron orientadas a hallar el pico de cavidad que es objeto de estudio. La Figura 5 y la Figura 6 muestran las FRFs de cada neumático en condición de vacío (sin carga aplicada) y con presión normal de inflado (28 PSI para el 175/65R14 y 62 PSI para el 205/70R15). En

cada gráfico se muestra también la función de coherencia.

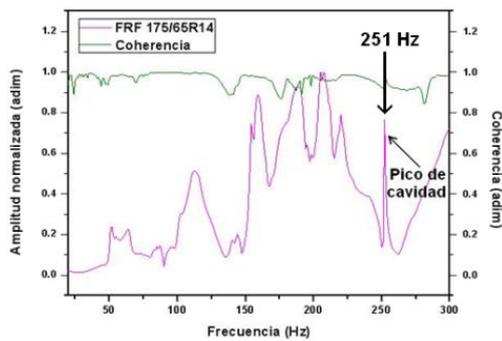


Figura 5. Función de respuesta en frecuencia para el neumático 175/65R14, 28 PSI, sin carga aplicada.

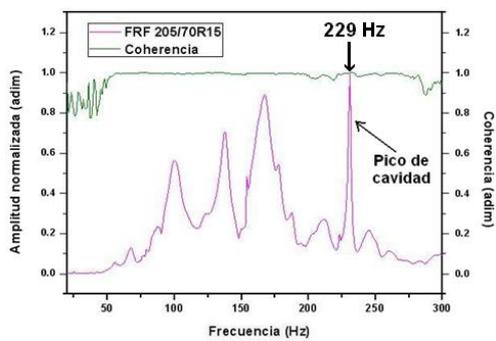


Figura 6. FRF del 205/70R15, 62 PSI, sin carga aplicada.

De acuerdo a la bibliografía, se observa un pico agudo en cada gráfico en el rango entre 200 y 250 Hz¹. Dicho pico corresponde al modo de cavidad. La función de coherencia muestra la confiabilidad de las medidas. Ambas tienen valores muy cercanos a uno. En adelante, el análisis de coherencia en el entorno de cavidad fue siempre tenido en cuenta, encontrándose valores aceptables en todos los casos.

Presión de inflado

Se efectuaron mediciones variando la presión de inflado en condición de vacío (sin carga aplicada) en un rango de 15 a 32 PSI en el caso del neumático 175/65R14 (Fig. 7) y de 20 a 60 PSI para el 205/70R15.

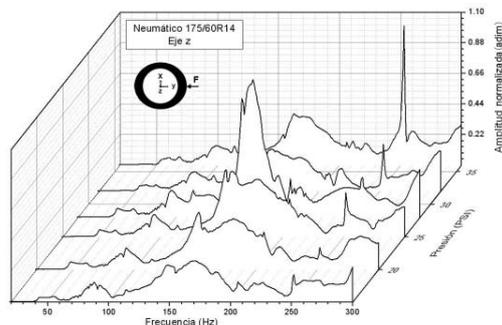


Figura 7. FRF del neumático 175/65R14 según la presión.

Se observa que la amplitud del pico de cavidad aumenta con la presión. Esto es consistente con la idea de que el neumático aumenta su rigidez cuando se infla

a mayor presión. Sin embargo, no parece existir una variación significativa de la frecuencia del pico de cavidad con la presión de inflado aplicada (Fig. 8).

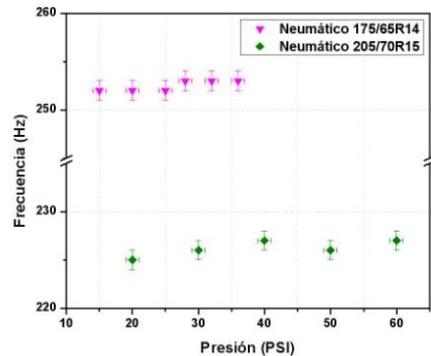


Figura 8. Frecuencia del pico según la presión de inflado para cada neumático.

Se trata de una evidencia de que en este rango de presiones ni la velocidad del sonido en aire ni la geometría del neumático cambian sustancialmente.

Condición de carga aplicada

En tanto el neumático soporta el peso del vehículo durante todo el viaje, resulta absolutamente relevante analizar el comportamiento de los modos de vibración según la carga aplicada. Se efectuaron entonces mediciones del neumático 175/65R14 variando la carga de 0kg a 450kg en paso de 50kg (Fig. 9).

Los valores presentan un comportamiento notable: a partir de los 100kg aparece un doble pico y la separación entre ellos crece conforme aumenta la carga aplicada (Fig. 10). Yamauchi et al observaron este mismo comportamiento en sus mediciones⁴.

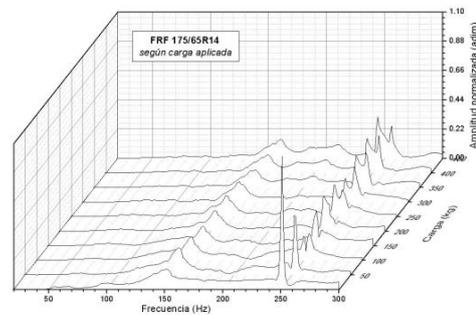


Figura 9. FRF para el neumático 175/65R15, carga aplicada de 0 a 450 kg, 28 PSI.

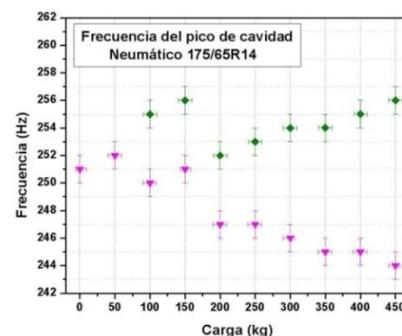


Figura 10. Frecuencia del pico según la carga aplicada para ambos neumáticos.

Para el neumático 205/70R15 se efectuaron mediciones variando la carga entre 0 y 900 kg. No se observó variación significativa del pico de cavidad en este caso. Esto puede deberse a que este es un neumático de camioneta, más rígido que el 175/65R14 y, por lo tanto, menos deformable para esas cargas.

Suspensión y llanta

Previo al análisis modal del neumático en el auto, se obtuvieron y analizaron los espectros de vibración de las dos conexiones principales entre éste y la carrocería del automóvil: la suspensión y la llanta.

El gráfico de la Figura 11 muestra el espectro correspondiente a la suspensión. Como puede observarse, no existen picos significativos cercanos a la frecuencia de cavidad. El único pico importante está por debajo de los 50 Hz, con lo cual no hay posibilidad de resonancia con los modos del neumático.

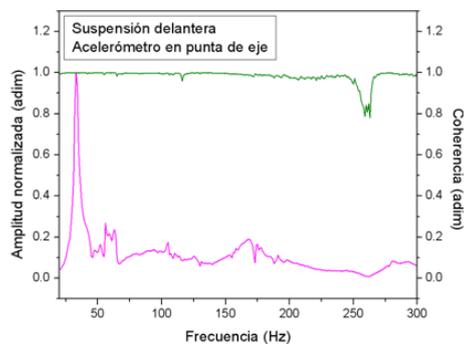


Figura 11. Espectro de vibración de la suspensión del auto.

El gráfico de la Figura 12 muestra el espectro de la llanta de chapa y la coherencia correspondiente. Se observan dos picos bien marcados en frecuencias muy próximas a la de cavidad que podrían en principio resonar con ésta.

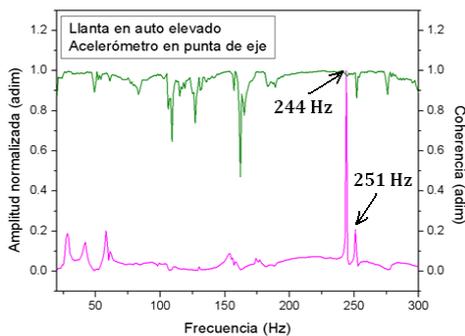


Figura 12. Espectro de vibración de la llanta de chapa.

La Figura 13 muestra el espectro de vibración esta vez de una llanta de aleación. Como puede observarse, no existen picos pronunciados en torno a la frecuencia de cavidad.

Mediciones en el auto: micrófono y acelerómetro

Se midió simultáneamente la vibración en el acelerómetro colocado en la punta de eje y la presión sonora en el micrófono. La Figura 14 muestra la FRF obtenida para ambos instrumentos con el auto elevado.

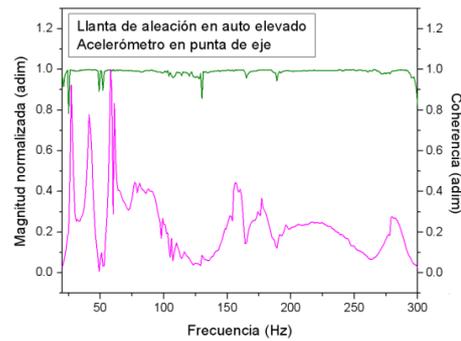


Figura 13. Espectro de vibración de la llanta de aleación.

La Figura 15 presenta los resultados del auto apoyado.

Se observa claramente una coincidencia de los picos de cavidad medidos tanto con acelerómetro como con micrófono. Por otro lado, vuelve a dividirse la frecuencia del pico para la prueba con carga.

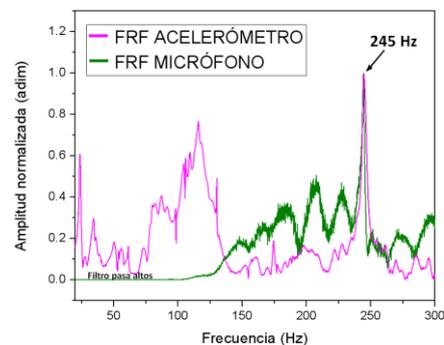


Figura 14. FRF para el neumático 175/65R14, auto elevado.

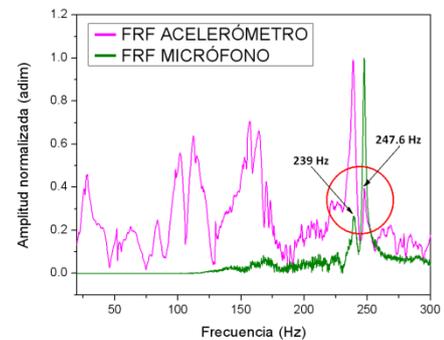


Figura 15. FRF para el neumático 175/65R14, auto apoyado.

Se ve que las frecuencias se apartan hasta alrededor de 10 Hz de las obtenidas en el RJS. Lo notorio aquí es que los picos se “invierten”, siendo el de frecuencia más baja el de menor amplitud en el micrófono, a la inversa de lo observado en el acelerómetro.

Comparación de llantas

Con el objetivo de aclarar las observaciones de los espectros de las llantas, se realizaron mediciones del modo de cavidad utilizando las dos llantas testeadas previamente. La Figura 16 muestra la comparación de las FRFs del neumático utilizado en estas experiencias.

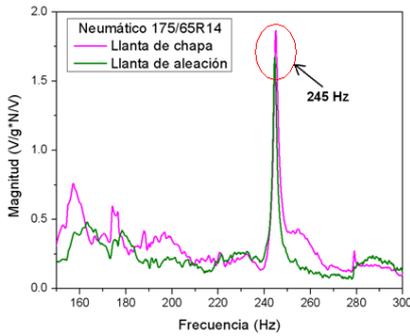


Figura 16. FRFs del neumático 175/65R14 con la llanta de chapa y de aleación en condición libre (sin carga aplicada).

Puede observarse en el caso de la llanta de chapa, que el modo de cavidad presenta una amplitud algo superior al caso de la llanta de aleación. Además se observa un pequeño abultamiento del pico en el entorno de los 252 Hz. Estos dos fenómenos podrían deberse a la resonancia del modo de cavidad del neumático con la llanta de chapa. Sin embargo, estas observaciones deberán ser corroboradas en investigaciones futuras.

IV. SIMULACIÓN DE LA CAVIDAD

Con el Método de Elementos Finitos

El método de elementos finitos (MEF) es una técnica de análisis numérico para obtener soluciones aproximadas a una amplia variedad de problemas físicos e ingenieriles. La idea general del método es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. En este trabajo se realizó un modelo del neumático utilizado junto con la cavidad de aire en base a las especificaciones utilizadas en los ensayos anteriores mediante el solverAbaqus. La discretización de la estructura (neumático 175/65R14 y llanta modelada según norma ETRTO⁵) se muestra en la Figura 17.



Figura 17. Mallado realizado a la geometría del neumático.

La estrategia de análisis *Steady-State Dynamics*, que arroja los picos de cavidad, requiere de los modos naturales de vibración del modelo (cubierta más aire) para poder llevarse a cabo. Se obtuvieron los modos naturales de vibración de la cubierta más el aire con 29PSI y 300 kg. Posteriormente se perturbó el piso de manera armónica haciendo un barrido en frecuencia de 245 a 255 Hz ya que la estimación y los resultados experimentales indicaban modos resonantes en ese rango de frecuencia.

El gráfico de la Figura 18 muestra los resultados obtenidos para la presión acústica y el desplazamiento en el neumático 175/65R14 libre. Puede observarse un pico marcado en 248.8 Hz. El gráfico de la Figura 19 muestra los resultados obtenidos para la presión acústica y el desplazamiento en el neumático 175/65R14 apoyado en el piso, con una carga de 300 kg. Pueden distinguirse dos frecuencias: una en 247 Hz y la otra en 249,4 Hz.

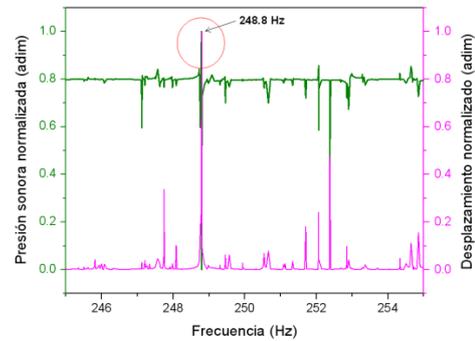


Figura 18. Presión sonora y desplazamiento obtenidos con la simulación del neumático 175/65R14 en condición libre.

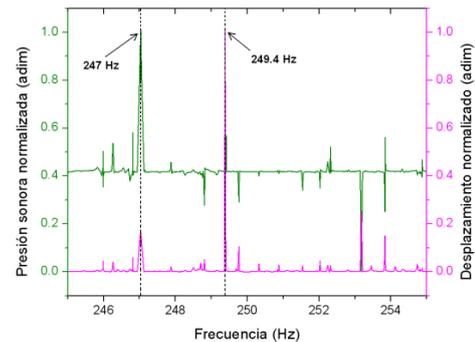


Figura 19. Presión sonora y desplazamiento. Carga: 300kg.

Con el modelo de tubo de Sakata¹ y Thompson⁶

Se puede modelar el neumático sin carga aplicada como un tubo de Kundt dispuesto en forma toroidal. Según Sakata et al¹, las frecuencias de los modos vienen dadas por:

$$f_i = i \frac{v_s}{2\pi r} \quad (3)$$

donde v_s es la velocidad del sonido (343 m/s a temperatura ambiente) y r es el radio medio de la cavidad. El modelo de tubo deformado teorizado por J. K. Thompson⁶ (Fig. 20) para el neumático bajo carga arroja dos frecuencias que dependen directamente del perímetro medio total del neumático (L_c) y la longitud de la sección de apoyo del mismo (l_{cp}).

$$f = \frac{v_s}{L_c \pm (1 - m)l_{cp}} \quad (4)$$

Para conocer la longitud del contacto entre la rueda y el piso se obtuvo la impronta (pisada) del neumático 175/65R14 colocado en la máquina para ensayos de carga RJS con condición de carga de 300kg (Fig. 21). El perímetro medio calculado a partir de la

especificación de medidas del neumático es $L_c=148\text{cm}$ y de la impronta se obtuvo $l_{cp}= 14.2\text{cm}$

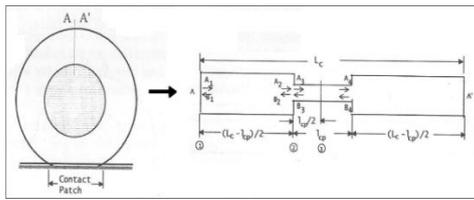


Figura 20. Modelo de tubo deformado empleado por Thompson⁶ para neumáticos bajo carga.

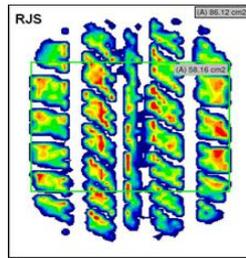


Figura 21. Improntas del neumático 175/65R14 realizada con el neumático en el auto y en la máquina de ensayos RJS.

La Tabla 1 resume los valores obtenidos con la simulación con elementos finitos, los experimentales y los calculados con dos modelos de tubo libre y deformado. Las discrepancias existentes son propias de la teorización realizada.

	Modelos de tubo	Simulación con MEF	Pruebas en RJS
Sin carga	233	248.8	251
Carga de 300 kg	213	247	246
	257	249.4	254

Tabla 1. Frecuencias (en Hz) de la cavidad, obtenidas experimentalmente y calculadas del neumático 175/65R14.

V. CONCLUSIONES

La frecuencia de la cavidad de resonancia varía según la geometría (se obtuvo el pico en un valor de 251 Hz para un neumático de medida 175/65R14 y de 229 Hz para uno 205/70R15) pero no así con la presión de inflado. Para el 175/65R14 se observó que a partir de los 100kg de carga aplicada, el pico se desdobra y a

medida que aumenta la carga tiende a haber una mayor diferencia en frecuencia entre ellos.

El espectro en frecuencia de la suspensión y la llanta de aleación no poseen modos importantes cercanos a cavidad. La llanta de chapa posee modos muy característicos con frecuencias dentro del rango en donde se hallaron los picos de cavidad: 244 y 251 Hz. En el estudio de la vibración del neumático con cada llanta se encontró que la magnitud y el ancho del pico son mayores en el caso de la de chapa. Esto indicaría un posible acoplamiento entre los modos de la llanta de chapa y los de la cavidad.

Con acelerómetro y micrófono se encontró el modo de cavidad para el neumático en auto elevado en (247 ± 2) Hz. En todas las mediciones realizadas, las frecuencias de los picos de cavidad coincidían perfectamente para ambos instrumentos. Al apoyar el auto, se observó el desdoblamiento del pico de cavidad, tal cual se había encontrado anteriormente, pero con una inversión de la magnitud de los picos, hecho que podría deberse a la contribución viscoelástica de los elementos de la suspensión.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la empresa FATE (Argentina) por permitir publicar este trabajo.

VI. REFERENCIAS

- 1 - Sakata, T., Morimura, H., Ide, H., The Tire Society, **18 (2)**, 68-79 (1990).
- 2 - Inman, D. J., in "Vibration with Control", John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK. (2006).
- 3 - He, J., and Fu, Z., in "Modal Analysis", Butterworth Heinemann, Oxford (2001).
- 4 - Yamauchi, H., Akiyoshi, Y., **23 (1)**, 89-94 (2001).
- 5 - Engineering Design Information, The European Tyre and Rim Technical Organization, Bressels, Belgium (2011).
- 6 - Thompson, J. K., The Tire Society, **23(1)**, 2-10 (1995).

El tema de esta investigación corresponde al trabajo final de las asignaturas Laboratorio 6 y Laboratorio 7 de la carrera de Licenciatura en Ciencias Físicas (FCEyN- UBA) de M. E. Dalmau.