

Laboratorio 6: Estudio de los modos de vibración de neumáticos de automóvil

Director: Dr. Ángel MARZOCCA

Co directores: Dra. María V. RUIZ BARLETT, Ing. Emanuel S. VELASCO

Profesor: Dr Carlos E. ACHA

Estudiante: Romina YALOVETZKY. **Lugar de trabajo:** Geren. de inv y desarrollo Fate SAICI

1. Introducción

1.1. Motivación

A través de ensayos de análisis modal se calcula la función respuesta en frecuencia (FRF), la coherencia y la fase. Se determinan los modos normales estructurales y el primero de cavidad de la cubierta de automóvil Fate Sentiva 185/65 R15 (lote 0210) y se analizan sus dependencias con la presión. Los modos dependen de la rigidez, masa, amortiguamiento y dimensión. Estos modos influyen en el confort y ruido interno del vehículo pues transfieren energía al chasis a través del eje y de la suspensión. Se estudia el acople en frecuencia entre el primer modo de cavidad y los modos estructurales pues puede llevar a una amplificación de la vibración.

1.2. Marco teórico

Se puede pensar a la vibración como una transferencia de energía potencial y cinética. A primera aproximación un sistema vibratorio consiste en un medio que almacena y libera energía como se esquematiza en Fig. 1. La ecuación de movimiento se expresa por: $m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t)$.

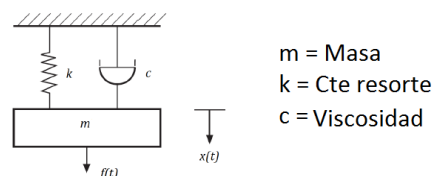


Figura 1 – Modelo de sistema amortiguado elemental de un grado de libertad con una excitación armónica ($f(t) = Fe^{i\omega t}$).

La solución particular es $x(t) = Xe^{i\omega t}$ con X complejo. Reemplazando se obtiene: $x(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i(\omega t + \theta)}$ (θ es la fase entre la respuesta $x(t)$ y la fuerza $f(t)$). Se define como FRF la $H_1(\omega) = \frac{A}{F}$ donde A es la amplitud de la aceleración ($\ddot{x}(t)$) y F la amplitud de la fuerza aplicada. Para un sistema de un grado de libertad amortiguado viscoso la frecuencia de los modos naturales es: $\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}$ (1) ($\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ y $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$). Se define la coherencia, γ , como una función que indica el grado de relación lineal entre la respuesta y excitación.

1.3. Modos de neumático

El cuerpo humano es sensible a vibraciones entre los 0.5 y 100 Hz y el oído lo es para frecuencias entre los 20 Hz y 20 KHz aproximadamente. Por otro lado, el comportamiento de las cubiertas en frecuencia es modelado según el discomfort [2]. Por debajo de los 30 Hz: Se asimila a un resorte, entre los 30 y 250 Hz: Vibra según sus modos normales y por encima de los 250 Hz: Vibraciones muy amortiguadas y no trasmite. El trabajo se centra en las vibraciones de modos normales (50-300 Hz). Éstos se dan en las 3 direcciones del espacio, el trabajo se centra en los radiales (Ri, i=1,2,...) ya que son estos los que más transmiten al automóvil.

2. Dispositivo experimental

2.1. Los ensayos

Los ensayos consisten en impactar al neumático y ver su respuesta mecánica. El dispositivo se observa en Fig. 2 (a). En ésta primera etapa se desea estudiar la dependencia de los modos con la presión y posteriormente la dependencia con la carga aplicada. La cubierta (4) es enlantada con un llanta especial (5) y ésta es colocada en el eje del equipo llamado RJS que tiene como finalidad aplicar carga en el sentido axial (7) (Fig. 2 (c)).

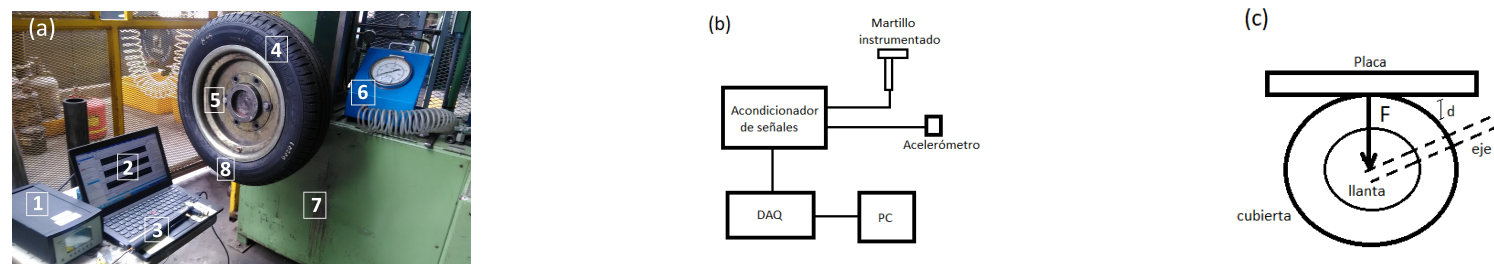


Figura 2 – (a) Imagen del dispositivo experimental (b) Esquema del sistema de medición (c) Esquema del funcionamiento de la RJS.

El martillo (3) se encuentra instrumentado con tecnología de piezoeléctrico (Bruel and Kjaer), al igual que el acelerómetro (8) (Bruel and Kjaer). Éstas señales previo a ser convertidas en señales digitales en la placa de adquisición (DAQ) (National Instruments) y almacenadas en la PC (2) son convertidas a las magnitudes de aceleración y fuerza respectivamente por medio de un acondicionador de señales (1) (Bruel and Kjaer) tal como se observa en Fig. 2 (b). El mismo tiene un factor de conversión y la capacidad de poder ajustar ganancias para cada una de las señales.

Se adhiere al acelerómetro (8) sobre la cubierta con un aditivo según se observa en Fig. 2 (a). Se lo posiciona a 180° del lugar donde se le aplicará carga para que se encuentre en un eje de simetría si bien en éste trabajo no se le aplicará carga. Se esquematiza el funcionamiento de la RJS en la Fig. 2 (c). El neumático se encuentra sólido al eje y se le apoya por el lado superior una placa. Dependiendo de la distancia d , la fuerza F resultante sobre el neumático varía.

Según la norma internacional utilizada [1] se realizan 15 mediciones en cada ensayo donde se golpea con el martillo instrumentado en un mismo punto que se encuentra a los 4 ± 2 cm del acelerómetro. Se marcan éstas posiciones para que se mantengan en todos los ensayos. Se hace éste ensayo para 6 presiones de inflado en el rango de 1.6-2.6 bar cada 0.2 bar. Dado que los equipos son muy sensibles a ruidos externos se emplean cables mallados y los equipos se conectan a batería con el fin de eliminar el ruido de línea.

Se realiza otro ensayo similar con el fin de determinar la forma modal. Se determinan 20 puntos equiespaciados de la cubierta y se realiza el ensayo ya descrito en cada una de ellas.

2.2. Decisión sobre el tipo de acelerómetro

Se dispone de tres acelerómetros de tecnología piezoeléctrico (Bruel and Kjaer), dos de ellos son uniaxiales (modelos 4374 y 4382) y uno es triaxial (modelo 4321). Para determinar el acelerómetro a emplear se comparan algunas de sus características en Tabla 1. Estos equipos tienen rangos de frecuencia mayores que el se quiere estudiar y las resonancias están muy alejadas de éste rango. Las dos características que definen la elección son: La

masa y la sensibilidad. Se midió la respuesta de los 3 acelerómetros sobre la misma cubierta Fate Maxi Sport 2 205/55 R16. Se detectaron las frecuencias de los modos estructurales según los máximos relativos que se observaron en un gráfico de la FFT de dicha señal. Se presentan éstas frecuencias en Tabla 2.

Acelerómetro	Masa [g]	Sensibilidad [$\frac{pC}{ms^{-2}}$]	Rango de frecuencia [kHz]	Resonancia montada [kHz]
Uniaxial4374	0.75	0.1573	0-26	85
Uniaxial4382	17	3.14	0.1-8.4	28
Triaxial 4321 ¹	55	1.007	0-10	40

Tabla 1: Comparación de características de acelerómetros según fabricante.

Modo	Uni4374 [Hz]	Uni4382 [Hz]	Tri 4321 [Hz]
R1	83.2	83.4	82.4
R2	101.06	101.09	100.3
R3	125.8	125.6	124.7
R4	153.2	152.7	151.6
R5	182.5	181.7	180.4
R6	213.6	209.7	211
C1	229	228.3	228.4
R7	245.9	244.9	242.7

Tabla 2: Valores de los modos medidos por cada acelerómetro.

Se observa que las frecuencias de los modos obtenidos en el neumático son diferentes según el acelerómetro empleado. A excepción del modo R6 la diferencia en frecuencia entre los dos acelerómetros uniaxiales no supera 1 Hz y en algunos casos el acelerómetro uniaxial 4374 en comparación al acelerómetro triaxial 4321 sí supera ese valor. El triaxial está diseñado para medir en las 3 direcciones y por tanto, su precisión es de esperar que disminuya.

Por otro lado, la diferencia de sensibilidad entre los acelerómetros uniaxiales es de un orden de magnitud. El hecho de que las frecuencias no cambien en más que 1 Hz implica que la sensibilidad más baja es suficiente para ésta experiencia. Entonces se decide emplear el acelerómetro uniaxial 4374 ya que su masa es la menor y según la bibliografía [5] la masa del acelerómetro debe ser pequeña frente al objeto a evaluar.

2.3. Condiciones de medición sobre las señales

Se deben definir algunos parámetros de la adquisición de señales: 1) La ganancia en el acondicionamiento de ambas señales y 2) El tipo de muestreo en el DAQ y el fondo de escala.

Se realizó el ensayo explicado en Secc. 2.1 sobre la cubierta Fate Sentiva 185/65 R15 del lote 0206. Se fijó la ganancia del acelerómetro en $10 \frac{mV}{pC}$ y se varió la del martillo. Se toma como criterio para la definición de éste parámetro la coherencia de la FRF. En la Fig. 3 se puede ver la coherencia en función de la frecuencia para dos valores de ganancia.

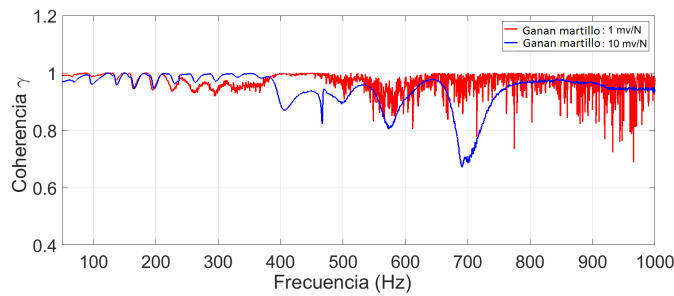


Figura 3 – Coherencia de las FRF en función de la frecuencia para mediciones con ganancia de la señal del martillo de $10 \frac{mV}{pC}$ (azul) y de $3.16 \frac{mV}{pC}$ (rojo).

Al aumentar la ganancia no sólo se suaviza la curva de coherencia si no que también para frecuencias por debajo de los 400 Hz (rango de interés) el valor de coherencia es mayor. Según la norma utilizada [1] el valor de coherencia debe ser mayor que 0.9 y esto se cumple en el rango de interés. Entonces, se fijaron ambas ganancias en $10 \frac{mV}{pC}$.

Con respecto a la adquisición del datos se fija la cantidad de muestras en 200 k y se varía la frecuencia de muestreo. En la Fig. 4 se puede ver la coherencia (γ) para dos valores: 100 kHz y 200 kHz. Para valores de frecuencia por debajo de los 300 Hz el valor de γ es mayor para la señal de mayor frecuencia de muestreo. Sin embargo, el valor de γ en ambos casos se encuentra por encima de 0.9 y cumple la norma utilizada [1]. Por encima de los 300 Hz el valor de γ obtenido a una frecuencia de muestreo de 200 KHz es significativamente mayor respecto a la obtenida a 100 kHz. Por lo tanto se decidió a emplear una frecuencia de muestreo de 200 kHz. Por otro lado, se observa cómo cambia γ para un fondo de escala de $[-5, 5]$ V y de $[-10,10]$ V. Se concluye que el óptimo es el primero.

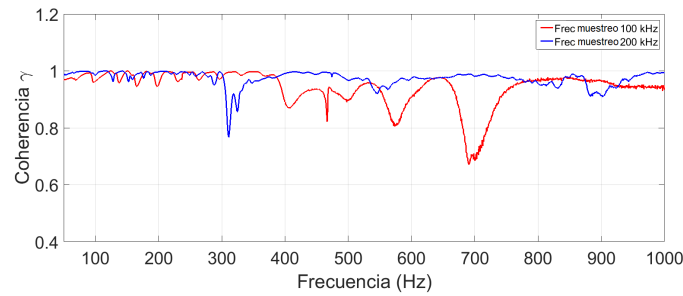


Figura 4 – Coherencia de las FRF en función de la frecuencia para mediciones con frecuencia de adquisición de 100 KHz (rojo) y 200 KHz (azul) con cantidad de muestras de 200 K.

3. Resultados y discusión

3.1. Modos de resonancia de neumáticos

Se realiza un ensayo para la presión nominal de 2 bar a la cubierta Fate Sentiva 185/65 R15 (Lote 0210). En Fig. 5 se observa la dependencia de la coherencia (rojo) y la H_1 (azul) en función de la frecuencia en el rango de interés 50-300Hz. La coherencia toma valores por encima de los 0.9 y se ven los máximos relativos de la H_1 que se podrían asociar a los modos normales. En el caso de un modo del neumático la fase debería tomar el valor de $\pm \frac{\pi}{2}$. Se observa que se cumple para tres valores de frecuencia: 85 Hz, 114 Hz y 137 Hz que es cuando también la pendiente de la curva γ es negativa. Para frecuencias mayores, la fase toma valores por debajo de $\frac{\pi}{2}$ por lo que no se podría asegurar que las frecuencias de los siguientes máximos relativos sean de modos estructurales.

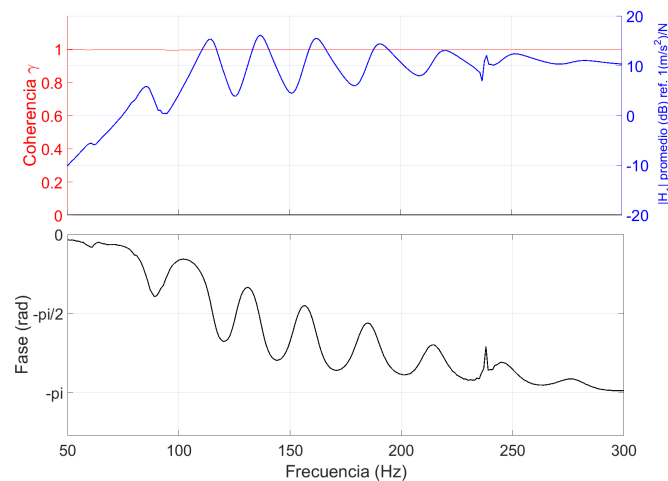


Figura 5 – Superior: Coherencia (rojo) y H_1 (azul) en función de frecuencia. Inferior: Fase en función de frecuencia.

Para determinar los modos superiores se emplea otro método. Se toma la parte imaginaria de la H_1 para cada una de las frecuencias correspondientes a los máximos relativos de la H_1 . Se mide en 20 posiciones como se explica en Secc. 2.1 y se obtienen los gráficos de la Fig. 6 donde se grafican las formas modales. La forma modal que se corresponde con los 60 Hz no es un modo de vibración normal. Se podría asociar el máximo de la H_1 con una resonancia propia de la RJS. Según la bibliografía [1] las resonancias de las máquinas pueden ser una complicación potencial pues pueden proveer de resonancias llamadas espurias que son propias de la máquina.

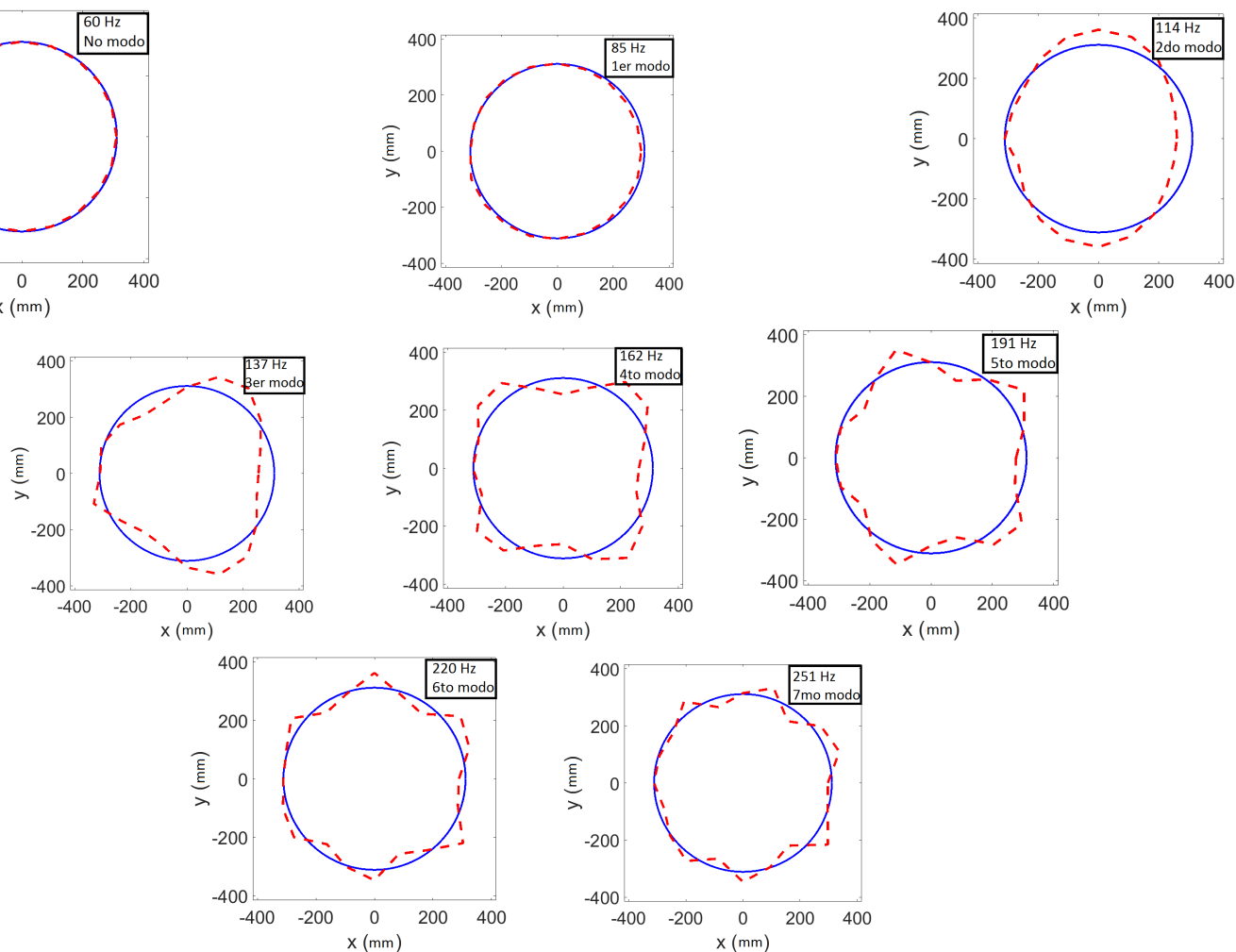


Figura 6 – Gráficos de la forma modal (rojo) para la cubierta Sentiva 185/65 R15 Lote0210 con amplificación de 10. El eje vertical se corresponde con la posición y y el horizontal con la posición x visto el neumático desde arriba. En azul se ve la forma estática y en rojo la forma que adquiere al vibrar el neumático.

Por otro lado, a los 238 Hz se observa un máximo particular en H_1 y la fase. Es el llamado primer modo de cavidad (C1). Al realizar la forma modal no se observa ningún movimiento de oscilación del neumático pues éste modo no es uno estructural si no que es debido a la columna del fluido que se encuentra dentro del neumático tal como se explica en [3].

3.2. Dependencia de los modos con la presión

Se estudia la dependencia de los modos normales y el primero de cavidad con la presión. El interrogante es si hay variación en los modos y en caso afirmativo cómo esa variación afecta al confort y al ruido interno. Si se da un acople entre un modo estructural y el primero de cavidad se puede dar el fenómeno de resonancia que puede llevar a una amplificación de la vibración. Se realizan los gráficos que se muestran en Fig. 7.

En la Fig. 7 (a) se observa que a medida que aumenta la presión aumenta la frecuencia de los modos. Es notorio que la frecuencia del primer modo de cavidad no cambia al variar la presión lo cual nos dice que no es un modo estructural por lo cual no se vale de la ec. 1. Este modo depende de las condiciones del fluido (aire) en la cavidad del neumático [3].

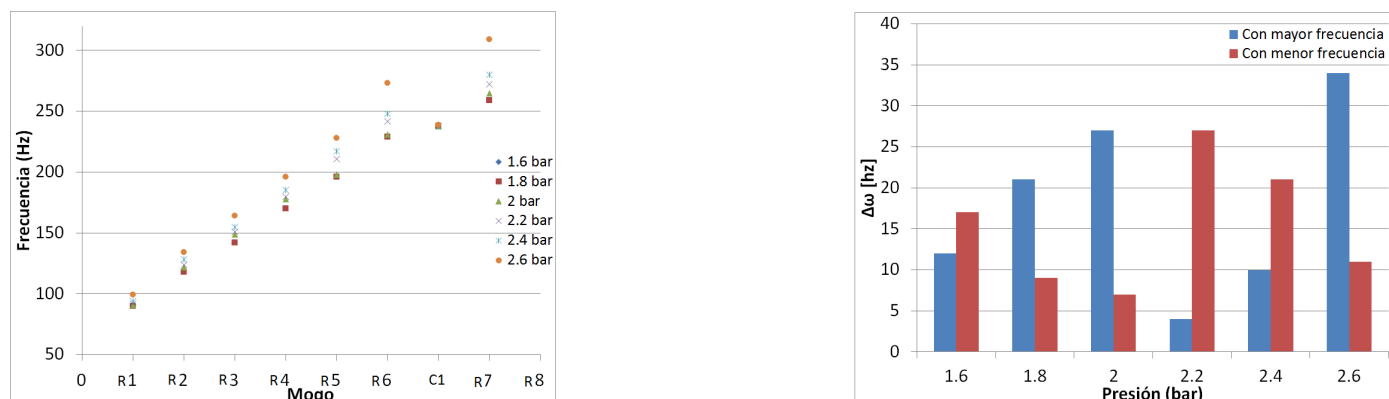


Figura 7 – (a): Frecuencia en función del modo para distintas presiones de la cubierta Fate Sentiva 185/65 R15 (Lote 0210). (b): Histograma de $\Delta\omega$ en función de la presión para acople con el modo de mayor frecuencia (azul) y acople con el de menor frecuencia (rojo).

En Fig. 7 (b) se observa el acoplamiento del primer modo de cavidad con los modos estructurales más cercanos. Se cuantifica éste acoplamiento como $\Delta\omega$, diferencia en frecuencia entre el modo de cavidad y los modos estructurales inmediatamente superior e inferior a éste. El $\Delta\omega$ es menor para las presiones de 2 (7 Hz) y 2.2 bar (4 Hz) siendo el primero con el modo de menor frecuencia y el segundo con el de mayor frecuencia. Entonces, a 2 bar puede darse una amplificación a los 220 Hz y a 2.2 bar puede darse a los 251 Hz.

4. Conclusiones

Se observó que los valores de los modos normales varían según el acelerómetro empleado y se determinó utilizar el acelerómetro uniaxial 4374. Para determinar el tipo de muestreo del DAQ y el fondo de escala se estudió la coherencia para distintos valores de éstos parámetros y se concluyó que los óptimos son 200 k de muestras con una frecuencia de muestreo de 200 kHz y un fondo de escala de [-5,5]V. Se determinaron los modos normales estructurales radiales y el primero de cavidad de la cubierta Fate Sentiva 185/65 R15 (Lote 0210). Se estudió la dependencia de dichos modos con la presión y se afirma que al aumentar la presión aumentan en frecuencia los modos estructurales y que el primero de cavidad no cambia. Por último, se analizó el acoplamiento entre el primer modo de cavidad y los estructurales de su entorno y se concluye que a una presión de 2 y 2.2 bar se dan los mayores acoplamientos que pueden llevar a amplificaciones.

Referencias

- [1] SAE International. *Surface Vehicle Recommended practice*, 2012.
- [2] Sabiniarz, P. Kropp, W. *A waveguide finite element aided analysis of the wave field on a stationary tyre, not in contact with the ground*, 2010.
- [3] Leister, G. Klempau, F. Gauterin, F. Krauss. *O Cavity Noise of Passenger Car Tires - Influencing Factors and Optimization Measures*, 2010.
- [4] Agilent Technologies *The Fundamentals of Modal Testing*, 2014.
- [5] Bruel and Kjaer *Introducción a las Mediciones de Vibración*, 2014.