

Estudio de los modos de vibración de neumáticos de automóviles y su transmisión al auto.

Laboratorio 7

Depto. de Física – FCEyN - UBA

Julio 2018

ALUMNO: Romina Yalovetzky - 124/14 - rominayal@gmail.com

LUGAR DE TRABAJO: Grupo de Investigación, Gerencia de Investigación y Desarrollo, Fate SAICI.

**DIRECTOR DEL TRABAJO: Dr. Ángel José Marzocca -
amarzocca@fate.com.ar**

**CODIRECTORES: Ing. Santiago Velasco - evelasco@fate.com.ar
Dra. María Virginia Ruiz Barlett - mruiz@fate.com.ar**

COLABORADOR: Ing. Jorge Kuster - jkuster@fate.com.ar

Resumen

El neumático es la componente que conecta el vehículo con el camino. Su principal función es transmitir las fuerzas que impulsan, frenan y guían al vehículo así como la de soportar su peso. Es una fuente importante de vibración y ruido dentro y fuera del vehículo. De la interacción de sus modos de vibrar con la dinámica del vehículo se define lo que se denomina el confort que sienten los pasajeros.

El neumático presenta modos de vibración estructurales que dependen de las características constructivas y también, modos acústicos. La cavidad comprendida entre las paredes internas del neumático y la llanta que contiene aire a presión también presenta modos de vibración cuando el auto se mueve, lo cual resulta en ruido audible y vibraciones dentro del vehículo.

En éste trabajo, se analizaron las frecuencias naturales de vibración mediante análisis modal empleando un martillo instrumentado, acelerómetros piezoeléctricos y un micrófono dentro de la cavidad del neumático. Por medio del análisis modal se estudió la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) y la coherencia (γ).

Se trabajó con neumáticos de distintas medidas y modelos de Fate. Se determinaron las frecuencias de los modos radiales hasta el modo R8 y se observaron sus formas modales. Se estudió la dependencia de los modos con presión de inflado y carga aplicada en una máquina de deflexión estática.

Se vio que a medida que aumenta la presión, aumentan la frecuencia de los modos de acuerdo con la teoría. Esto puede dar lugar a un acoplamiento entre algún modo acústico y alguno estructural produciendo una amplificación en forma de ruido audible o vibraciones dentro del habitáculo.

Se observó el desdoblamiento de los modos (en el 0 y extremum) tal como indica el modelo y se afirma que una vez realizada la ruptura de simetría la frecuencia de los modos no cambia significativamente en el rango de [240,320]kg.

Se analizó la dependencia del modo de cavidad acústico con el fluido de inflado. Se observó el cambio en la frecuencia de dicho modo según el modelo.

También se estudió el comportamiento íntegro de la rueda (neumático y llanta) y del sistema de suspensión en un automóvil (Peugeot 408). Se calculó la función de transmibilidad para los modos acústicos en el portamasa y en la suspensión.

Se obtuvieron conclusiones sobre cómo afecta el sistema de la suspensión de éste automóvil en la amplificación o atenuación de las vibraciones producto de la resonancia acústica. Se observó que el modo que más se transmite al automóvil es el extremum y que ésta tendencia se incrementa en mayor medida en la dirección hacia el auto debido a la suspensión en comparación con el efecto que produce portamasa.

Índice

1. Introducción	5
1.1. Marco teórico	6
1.2. Modos estructurales de vibración del neumático	8
1.3. Modos acústicos de resonancia en la cavidad del neumático	8
1.4. Transmisión de las vibraciones al automóvil	10
2. Procedimiento experimental	11
2.1. Cubiertas	11
2.2. Instrumental	11
2.2.1. Acelerómetros y martillo	11
2.2.2. Condiciones de medición sobre las señales	12
2.3. Ensayo genérico realizado	12
2.3.1. Ensayos particulares	15
2.4. Instrumentación llanta	16
2.5. Ensayo en el auto Peugeot 408	17
3. Resultados	19
3.1. Determinación de los modos de resonancia	19
3.2. Dependencia de los modos con la presión	21
3.3. Dependencia de los modos con la carga	22
3.4. Dependencia del primer modo de cavidad con el fluido de inflado	24
4. Transmisibilidad de los modos acústicos en el camino neumático-suspensión en Peugeot 408	25
4.1. Respecto del impacto	25
4.2. Dividiendo el camino impacto suspensión	26
5. Conclusiones	28
6. Apéndice: Criterio para determinar incerteza en frecuencia	29

1. Introducción

El neumático es una estructura compleja que lleva a cabo varias funciones esenciales para una efectiva utilización de un vehículo. Éstas incluyen la de soportar el peso, transmitir fuerzas de impulso y frenado, guiarlo, proveer niveles aceptables de ruido externo al interactuar con el camino y ser lo suficientemente confortables para los pasajeros.

Para realizar todas estas funciones, el neumático debe tener la suficiente rigidez para producir fuerzas sustanciales en todas las direcciones, flexibilidad para sobrepasar obstáculos sin sufrir daños y una larga resistencia a la fatiga dada la continua flexión a la que se somete.

Como una propiedad inherente a su estructura, el neumático presenta resonancias que son determinadas por las propiedades de sus materiales, geometría, presión de inflado del aire, la carga aplicada sobre el mismo y las condiciones de borde en que se lo emplea. La respuesta completa de la estructura a cualquier frecuencia es la suma de respuestas debidas a cada modo normal. Se habla de confort, ruido interno y externo como producto de dichas resonancias. Por un lado, las resonancias son vibraciones que se transmiten desde el neumático al auto y afectan a lo que se llama el confort del pasajero. Por otro, dichas vibraciones producen sonido en el interior del habitáculo como también hacia el exterior.

En el año 2016 Brasil implementó una normativa de etiquetado de cubiertas que en Europa se adoptó en el 2012. Consta de tres parámetros (Fig. 1). Uno tiene en cuenta el aspecto ecológico relacionado al gasto de combustible, otro que es de seguridad que evalúa el rendimiento de la cubierta en condiciones de lluvia y otro valor asociado a la contaminación sonora, al nivel de ruido externo que produce la cubierta. Es por ello que en los últimos años ha crecido mucho la investigación de el área de ruido, vibraciones e impacto (Noise Vibration and Harshness).

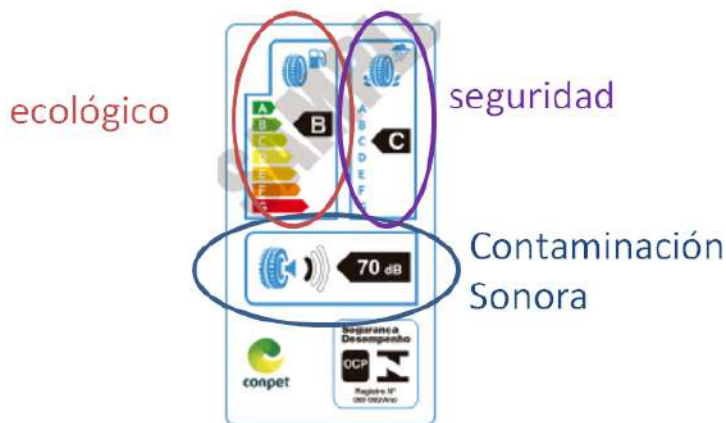


Figura 1: Etiquetado de cubiertas. Otorga una puntuación a tres aspectos: Ecológico que da un puntaje según el gasto de combustible, uno de seguridad que evalúa la distancia de frenado en condiciones de lluvia y uno de contaminación sonora que da una cota superior a la emisión de ruido externo.

Uno de los factores más importantes en la respuesta mecánica de un neumático son las dimensiones. Éstas se especifican en el costado del mismo. Un ejemplo se muestra en la Fig. 2, para el caso de la medida 195/55 R16 87V. El primer número es el ancho de la sección nominal del neumático en milímetros. El segundo número indica la altura del perfil, en porcentaje respecto del ancho. La R indica construcción radial. El tercer número es el diámetro de la circunferencia interior del neumático en pulgadas. El cuarto es el índice de carga que es un

número que representa un valor de carga límite que soporta en kilogramos y el último indicador es una letra que está asociada a una velocidad límite en km/h.



Figura 2: Esquema de las dimensiones de un neumático y de cómo a partir de las especificaciones obtener sus dimensiones.

Un neumático también se caracteriza por la presión de inflado y la carga aplicada sobre él. La presión de inflado es un factor extremadamente importante, que afecta la seguridad, el kilometraje y el consumo de combustible. La presión máxima que soporta un neumático se especifica en el costado del mismo.

En el Laboratorio 6 se estudiaron las condiciones experimentales para el análisis modal en neumáticos que incluyen la respuesta de los acelerómetros y los parámetros para la adquisición de señales. Se desarrolló un método para determinar la frecuencia de los modos estructurales y el primero de cavidad acústico. Se estudió la dependencia de las frecuencias de los modos con la presión. En el Laboratorio 7 se estudió la dependencia de los modos con la carga y con el fluido de inflado. Se desarrolló un método para estudiar la transmisión de las vibraciones del modo de cavidad acústico en un automóvil Peugeot 408 y se obtuvieron conclusiones sobre cómo influye dicho automóvil en la transmisión.

1.1. 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. 3. La ecuación de movimiento se expresa por: $m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t)$ donde $x(t)$ es la respuesta del sistema frente a la excitación $f(t)$.

La solución particular es $x(t) = Xe^{i\omega t}$ con X complejo. Reemplazando se obtiene:

$$x(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i(\omega t + \theta)} \quad (1)$$

donde θ es la fase entre la respuesta $x(t)$ y la fuerza $f(t)$.

Y la frecuencia ω se define de la siguiente forma.

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2)$$

donde $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ y $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

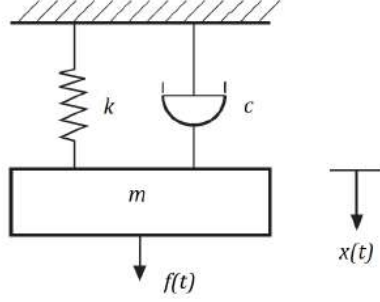


Figura 3: Modelo teórico de un sistema vibratorio compuesto por una masa (m), un amortiguador (con una viscosidad c) y un resorte (constante elástica k).

Se define un estimador de la función respuesta en frecuencia (FRF), H_1 , como.

$$H_1 = \frac{S_{FX}(\omega)}{S_{FF}(\omega)} \quad (3)$$

donde $S_{FX}(\omega)$ es el espectro cruzado entre la respuesta y la excitación aplicada y $S_{FF}(\omega)$ es el autoespectro de la excitación aplicada. En general éstos espectros se definen como.

$$S_{AA}(\omega) = \frac{1}{t} A(\omega) A(\omega) S_{AB}(\omega) = \frac{1}{t} A^*(\omega) B(\omega) \quad (4)$$

donde A y B son espectros, ω es la frecuencia, A^* representa el complejo conjugado y t el tiempo medido.

La respuesta y la excitación están relacionados a través de la función coherencia $\gamma(\omega)$. Para una excitación en el tiempo $f(t)$ y una respuesta $x(t)$, la coherencia se define.

$$\gamma^2(\omega) = \frac{|S_{FX}(\omega)|^2}{(S_{FF}(\omega) S_{XX}(\omega))} \quad (5)$$

La coherencia representa la relación lineal de causalidad entre las señales de entrada ($f(t)$) y la de salida ($x(t)$) y toma valores entre 0 y 1. Si $\gamma^2(\omega)$ es igual a 0, la respuesta $x(t)$ no se debió a la excitación de entrada $f(t)$ y $\gamma^2(\omega)$ es 1 cuando la respuesta es causada solamente por la excitación de entrada. Una coherencia baja es indicadora de una pobre relación señal/ruido. Según la norma utilizada [1] se deben emplear funciones H_1 que se correspondan con valores de coherencia por encima del 0.9.

1.2. Modos estructurales de vibración del neumático

El cuerpo humano es sensible a vibraciones entre los 0.5 y 100Hz y en particular, el oído lo es para frecuencias entre los 20 Hz y 20kHz aproximadamente. El espectro de vibración de un neumático se encuentra comprendido en el rango de los 0-10kHz. Por lo tanto, el cuerpo humano es sensible a dichas perturbaciones ya sea por medio de vibraciones como de ruido. Es por éste motivo que el comportamiento de las cubiertas en frecuencia es modelado según el discomfort [2] tal como se observa en Fig. 4.

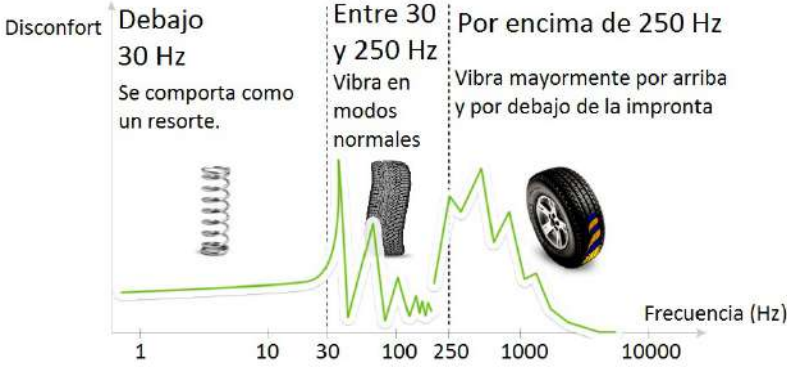


Figura 4: Modelo del comportamiento de la cubierta en frecuencia según el discomfort.

En éste trabajo se estudian las vibraciones de modos normales (50-300 Hz) que se dependen directamente de las características constructivas de la cubierta. Éstos se dan en las 3 direcciones del espacio y en particular, el presente trabajo se centra en los radiales (R_i , $i=1,2,\dots$) ya que son éstos los que más transmiten al automóvil la vibración.

1.3. Modos acústicos de resonancia en la cavidad del neumático

Las fuerzas de contacto entre el neumático y la superficie del suelo varían con el tiempo debido al movimiento del auto y la rugosidad del camino. Cuando está en movimiento, el rodado del neumático se deforma debido a esas fuerzas resultantes. Un campo acústico se induce de esta manera dentro de la cavidad de aire del neumático. Para un neumático rotando a velocidad constante, el aire dentro de la cavidad además rota. La Fig. 5 muestra un neumático seccionado donde puede apreciarse su interior, quedando visible la geometría del perfil de la cavidad.

El modo en que resuena el aire en el interior de la cavidad del neumático se denomina modo acústico de cavidad (C1). Para un neumático de automóvil sin carga aplicada se encuentra a una frecuencia entre los 230 y 300Hz [2]. Éste modo depende en su mayor medida de la geometría de la cavidad (medida del neumático), la temperatura y la presión del aire en su interior [3].

La forma toroidal del neumático requiere que todos los modos tengan un número entero de longitudes de onda alrededor de la circunferencia. Un modelado de éste fenómeno es un tubo de Kundt dispuesto en forma toroidal. Según Sakata et al [10] la frecuencia del primer modo se expresa según ec. 6.

$$f_i = \frac{v_s}{2\pi r} \tag{6}$$

donde v_s es la velocidad del sonido y r es el radio medio de la cavidad.

La velocidad del sonido no cambia significativamente con la temperatura en el rango que trabajan los neumáticos. El incremento de presión contribuye a pequeñas deformaciones en el neumático y la carga modifica la geométrica de la estructura dando lugar a un cambio en la frecuencia.



Figura 5: Corte de un neumático donde se observa la cavidad interna del mismo.

En la FRF el modo de cavidad aparece como un pico agudo debido al pequeño amortiguamiento del aire contenido (Fig. 6). El interés por éste modo de vibración se debe a que su frecuencia depende, en mayor medida, de la geométrica de la cavidad. Por el contrario, los modos estructurales dependen de las características constructivas de la cubierta.

Al ser estos modos respuestas a fenómenos físicos distintos puede ocurrir que la frecuencia de la cavidad se de en un entorno de algún/nos modos estructurales produciéndose una resonancia. Este fenómeno es no deseado ya que amplifica tanto el ruido interno y externo como el discomfort en el habitáculo. Éste modo se desdobra en dos modos denominados 0 y extremum al aplicar carga [9], al igual que los modos estructurales.

La resonancia entre un modo estructural y alguno de los de cavidad (0 o extremum) se pueden cuantificar por medio del cálculo de la diferencia en valor de frecuencia entre dichos modos definida como $\Delta\omega_0$ y $\Delta\omega_{ext}$ (Fig. 6). Cuánto más chicos sean estos valores, existe una mayor tendencia a una amplificación de las vibraciones.

Con el fin de evitar éste fenómeno lo que se puede hacer, dado un tamaño de cubierta, es modificar ciertas características constructivas para poder cambiar la frecuencia de los modos estructurales y desacoplar a algún/nos modos estructurales de los de la cavidad.

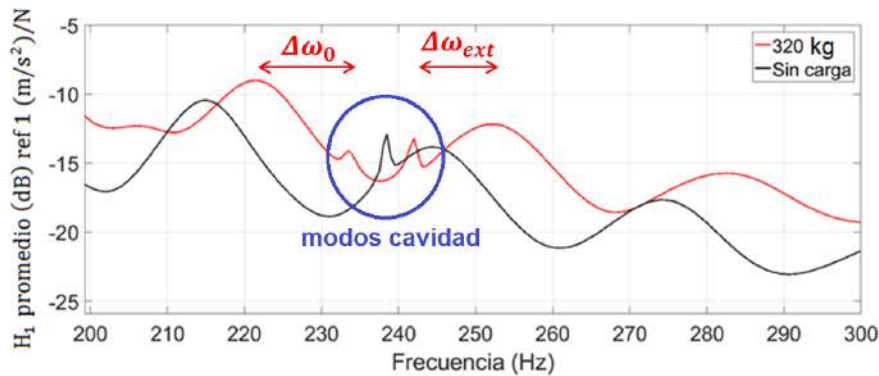


Figura 6: H_1 en función de la frecuencia para el neumático 185/65 R15 (Fate Sentiva) en condiciones libres y cargado con 320kg en condiciones de borde sujeto a un eje. $\Delta\omega_0$ y $\Delta\omega_{ext}$ son medidas de la diferencia en frecuencia entre el modo 0 y extremum y los estructurales más cercanos respectivamente.

1.4. Transmisión de las vibraciones al automóvil

Las vibraciones en los neumáticos se transmiten a través del sistema de suspensión hacia el interior del vehículo. Algunos de los agentes de excitación son irregularidades del camino y la falta de uniformidad de la cubierta que son transmitidos por agentes transmisores como el neumático, la suspensión y el chasis hacia receptores que son, por ejemplo, el asiento y el piso. Es así cómo los pasajeros experimentan éstas vibraciones.

Se estudia cómo los modos de vibración son amplificados o atenuados por los agentes transmisores por medio de la función transferencia (ec. 7). Ésta cuantifica qué tanto se amplifican o atenúan las vibraciones en una cierta dirección para una dada frecuencia.

Se estudia la influencia del neumático y de la suspensión como transmisores. Ésta última comprende la parte mecánica que unen los elementos de rodadura con la carrocería del vehículo. Debido a las irregularidades del camino, se producen aceleraciones verticales en las ruedas que comprometen fuertemente la estabilidad y el confort.

$$T = \frac{A}{F} \quad (7)$$

donde A y F con las amplitudes de los espectros considerando a A como la respuesta frente a la excitación F.

Las funciones fundamentales de un sistema de suspensión son, por un lado, dar estabilidad al vehículo. Y por otro, mantener un alto nivel de confort para los ocupantes, reduciendo los movimientos del vehículo.

Los automóviles actuales utilizan una suspensión independiente (las ruedas no están relacionadas) de Mc Pherson que vista desde el lado exterior al auto (Fig. 7 (a)) se encuentra el portamasa (1) que una a la rueda con el sistema de suspensión que se encuentra del lado interno (b) que permite un movimiento vertical relativo aproximado, controlado por el muelle (5) y el amortiguador (4).

Éste diseño está formado por un bloque que integra el amortiguador (4) y el muelle (5) en forma concéntrica. La parte inferior se une a la mangueta (3) y luego, al brazo de suspensión (2) que a su vez se encuentra conectado al subchasis (7).

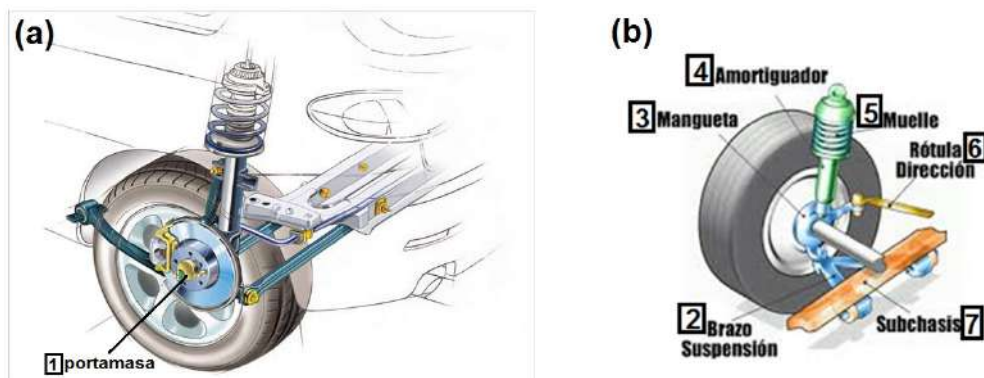


Figura 7: (a) Esquema de una suspensión Mc Pherson vista desde el lado exterior (b) vista desde el lado interno del auto.

2. Procedimiento experimental

2.1. Cubiertas

En el Laboratorio 6 y 7 se trabajó con tres cubiertas distintas realizando distintos ensayos. En Tabla 1 se indica los modelos de dichas cubiertas, sus dimensiones, en los ensayos en que fueron empleadas y el motivo de dicha decisión.

Modelo	Dimensiones	Ensayo	
Fate Maxi Sport 2	205/55 R16	Estudio acelerómetros y adquisición.	Medida de cubierta popular en el mercado.
Fate Sentiva	185/65 R15	Determinación modos y dependencias.	Desarrollada para cliente automotor.
Fate prototipo	205/55 R16	Transmisibilidad.	Cubierta en desarrollo.

Tabla 1: Características de las cubiertas empleadas durante el Laboratorio 6 y 7 y los ensayos en que fueron utilizadas.

2.2. Instrumental

2.2.1. Acelerómetros y martillo

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). Cuando el acelerómetro se somete a una excitación mecánica, la combinación de masas ejercen una fuerza variable sobre los elementos piezoeléctricos. De acuerdo a éste efecto, la fuerza produce un desplazamiento de carga eléctrica y su correspondiente diferencia de potencial.

En los tres modelos el elemento piezoeléctrico sufre una deformación de corte. El modelo triaxial está compuesto por tres canales independientes para realizar mediciones simultáneas en tres ejes perpendiculares. Se le puede programar una ganancia distinta por cada canal. Lo que diferencia a éstos tres modelos es la masa total, la sensibilidad, el rango de frecuencia en que trabaja y la resonancia montada que presenta. Se muestran sus respectivos valores en la Tabla 2.

El funcionamiento del martillo instrumentado es muy similar. La fuerza que éste ejerce es medida por un traductor de fuerza tipo 8200 por medio de una celda de carga piezoeléctrica. Éste instrumento es caracterizado por una masa de 412.3g y por la punta. Se utiliza la de acero porque la duración de pulso que genera (según el fabricante) es del menor tiempo en comparación con las puntas disponibles.

Acelerómetro	Masa [g]	Sensibilidad [$\frac{pC}{ms^{-2}}$]	Rango de frecuencia [kHz]	Resonancia montada [kHz]
Uniaxial 4374	0.75	0.1573	0-26	85
Uniaxial 4382	17	3.14	0.1-8.4	28
Triaxial 4321 ¹	55	1.007	0-10	40

Tabla 2: Comparación de características de acelerómetros según fabricante.

2.2.2. Condiciones de medición sobre las señales

Las señales de salida de los acelerómetros y del martillo instrumentado deben ser acondicionadas previo a ser digitalizadas por medio de una placa de adquisición (DAQ). Se empleó un acondicionador Nexus de Bruel and Kjaer que posee cuatro canales independientes con un gran rango dinámico. Cada uno de éstos canales consiste en un módulo común que contiene filtros pasa bajos y pasa altos y un ajuste de ganancia dando la posibilidad de ajustar una ganancia distinta en cada canal. También se debe cargar manualmente la sensibilidad de los equipos conectados. Éstos valores se obtienen a partir de las hojas de calibración que presenta el fabricante.

2.3. Ensayo genérico realizado

Los ensayos consisten en impactar al neumático y en estudiar su respuesta mecánica. El dispositivo empleado en Laboratorio 6 y en parte de Laboratorio 7 se observa en Fig. 8 (a).

La cubierta (4) es enlantada con un llanta especial maciza diseñada para éste ensayo (5) y ésta es colocada en el eje de un equipo de deflexión estática llamado RJS que tiene como finalidad aplicar carga en el sentido axial (7) que es esquematizada en Fig. 8 (c).

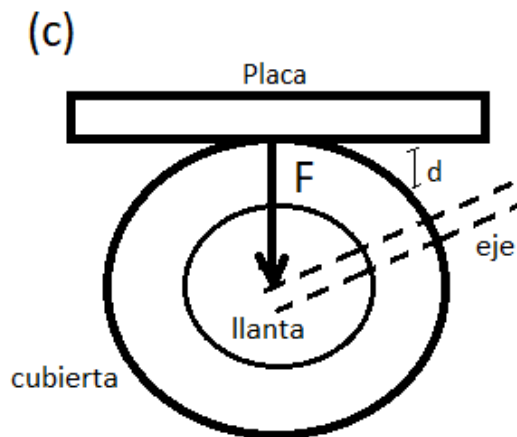
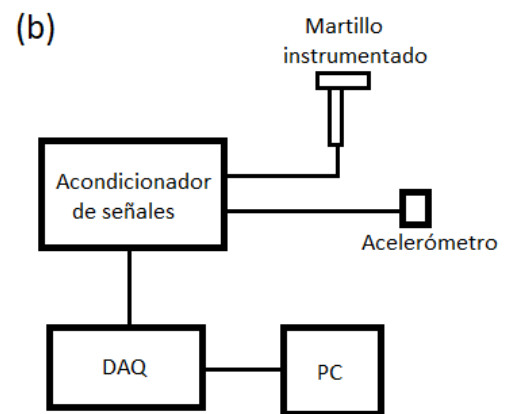
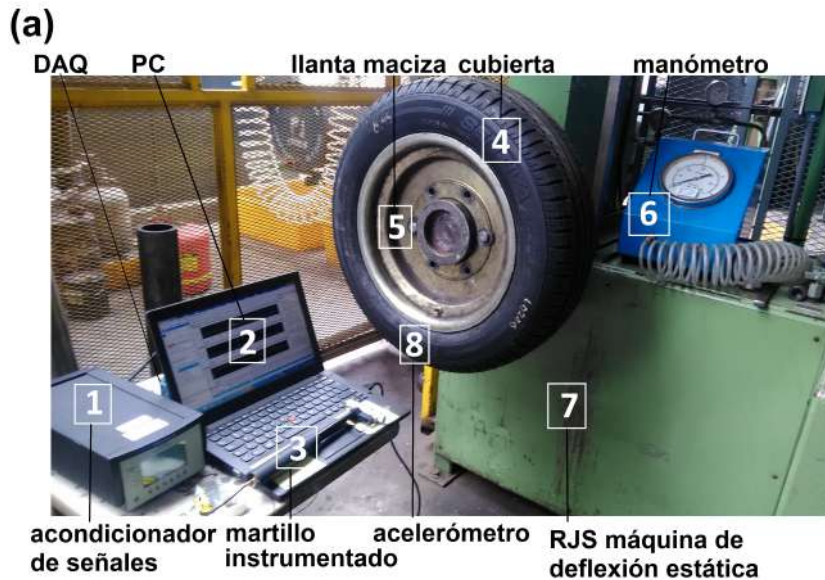


Figura 8: (a) Imagen del dispositivo experimental (b) Esquema del sistema de medición (c) Esquema del funcionamiento de la RJS.

El martillo (3) se encuentra instrumentado con tecnología 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 y son amplificadas para su medición por medio de un acondicionador de señales (1) (Bruel and Kjaer) tal como se observa en Fig. 8 (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. 8 (a). Se lo posiciona a 180° del lugar donde se le aplicará carga para que se encuentre en un eje de simetría pues luego, en el Laboratorio 7, se procederá a realizar ensayos con carga. Se esquematiza el funcionamiento de la RJS en la Fig. 8 (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 \mathbf{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 $(4 \pm 2)\text{cm}$ del acelerómetro.

Se planteó como uno de los objetivos de Laboratorio 6 determinar el acelerómetro a emplear en las experiencias. Estos instrumentos tienen rangos de frecuencia mayores que el se quiere estudiar (por debajo del 1kHz) y las resonancias están muy alejadas de éste rango (Tabla 2). 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 en condiciones libres realizando el ensayo explicado en Secc. 2.3. Se detectaron las frecuencias de los modos estructurales según los máximos relativos que se observaron en un gráfico de la FFT de dichas señales. Se presentan éstas frecuencias en Tabla 3.

Modo	Uni 4374 [Hz]	Uni 4382 [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 3: Frecuencia de los modos medidos por cada acelerómetro.

Las frecuencias de los modos del neumático fueron diferentes según el acelerómetro empleado. A excepción del modo R6, la diferencia en frecuencia entre los dos acelerómetros uniaxiales no supera 1Hz. En algunos casos el acelerómetro uniaxial 4374 en comparación al acelerómetro triaxial 4321 supera ese valor.

La diferencia de sensibilidad entre los acelerómetros uniaxiales fue de un orden de magnitud (Tabla 3). El hecho de que las frecuencias no cambien en más que 1Hz implica que la sensibilidad más baja es suficiente para ésta experiencia. Entonces, se decidió emplear durante el Laboratorio 6 el acelerómetro uniaxial 4374 ya que su masa es la menor lo cual mejora la medición [5].

En el Laboratorio 7 se propuso estudiar la transmisibilidad en el auto en dos direcciones por que lo que se empleó el triaxial que resulta ser más adecuado que emplear los dos acelerómetros uniaxiales puesto que la adquisición en el triaxial de ambos canales se encuentra sincronizada.

En éste laboratorio se desarrolló un método para el cálculo de la incerteza de la frecuencia de los modos que es explicado en el Apéndice.

Por otro lado, 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. 2.3. 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. 9 se puede ver la coherencia en función de la frecuencia para dos valores de ganancia.

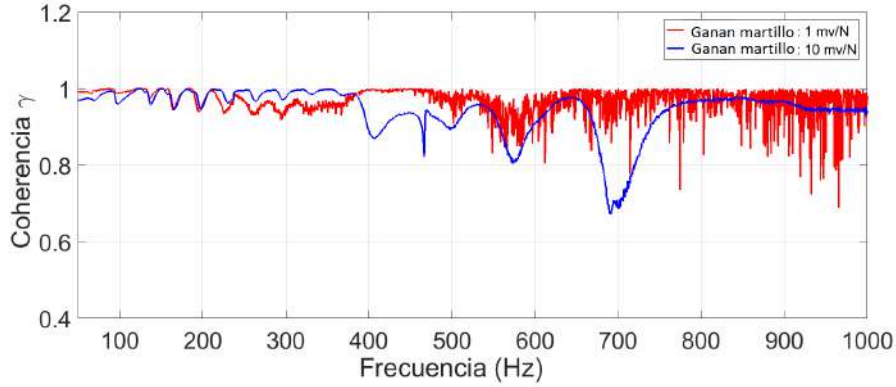


Figura 9: Coherencia de las FRF en función de la frecuencia para mediciones con ganancia de la señal del martillo de $10 \frac{mV}{pC}$ (azul) y de $3.16 \frac{mV}{pC}$ (rojo).

Al aumentar la ganancia se suaviza la curva de coherencia y 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 200k y se varía la frecuencia de muestreo. En la Fig. 10 se puede ver la coherencia (γ) para dos valores: 100kHz y 200kHz. Para valores de frecuencia por debajo de los 300Hz 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 200kHz es significativamente mayor respecto a la obtenida a 100kHz. Por lo tanto se decidió emplear una frecuencia de muestreo de 200kHz.

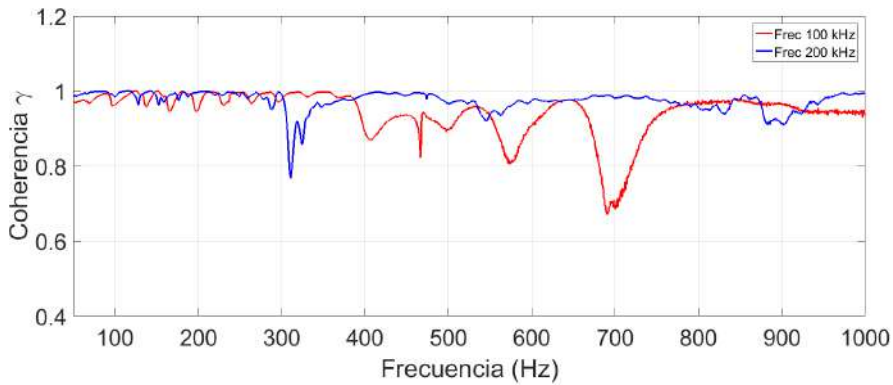


Figura 10: Coherencia de las FRF en función de la frecuencia para mediciones con frecuencia de adquisición de 100 KHz (rojo) y 200 KHz (azul) con cantidad de muestras de 200 K.

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.

2.3.1. Ensayos particulares

Para estudiar la dependencia de los modos con la presión, en el Laboratorio 6 se realiza el ensayo explicado en Secc. 2.3 para 6 presiones de inflado en el rango de 1.6-2.6bar cada 0.2bar sin carga aplicada en el eje de la RJS. En el Laboratorio 7 a presión constante de 2bar en el eje de la RJS se realiza el mismo ensayo para los valores de carga de 240,260 y 280kg respectivamente.

Para obtener la forma modal se determinan 20 puntos equiespaciados de la cubierta y se realiza el ensayo ya descrito en cada una de ellas.

Por último, se realiza el mismo ensayo para el neumático inflado en vez de con aire, con agua (Fig. 11). Para inflarlo con agua al neumático colocado en la RJS (máquina de deflexión estática) enlantado con la llanta maciza inflado con aire se le conecta una bomba de agua que contiene un manómetro(1) por el orificio por el cual se lo infla con aire (2) y se lo va llenando de agua a medida que se lo pincha con una aguja a la cubierta y se le va quitando el aire. Se observa el dispositivo en Fig. 11. Se adhiere al acelerómetro uniaxial 4374 Bruel and Kjaer sobre la cubierta y se impacta con el martillo instrumentado. Ambas señales son acondicionadas por el mismo acondicionador de señales empleado previamente Nexus de Bruel and Kjaer y se las digitaliza por medio de la DAQ y son adquiridas en la PC.



Figura 11: Dispositivo experimental para el ensayo sobre el neumático inflado con agua en la RJS (máquina de deflexión estática).

2.4. Instrumentación llanta

Durante el Laboratorio 7, con el objetivo de poder estudiar en profundidad al modo de cavidad, se instrumentó una llanta de chapa de 16" con un micrófono (marca Deza) solidario a la llanta por medio de un acople ((2) en la Fig. 12(a)) y un sensor de temperatura y presión (1) que se coloca en la válvula del neumático que transmite ésta información por medio de una conexión bluetooth hacia un receptor que muestra dichos valores.

Actualmente se emplea ésta técnica instrumental para cuantificar el ruido externo o lo que se denomina road traffic noise [13].

En éste trabajo se propone emplear el micrófono para estudiar al modo acústico de cavidad. El cable del micrófono sale de la cavidad a través de uno de los picos de la llanta (4), realizado con éste fin, que es conectado al transmisor de la señal del micrófono que se encuentra dentro de una caja metálica (3). Se posiciona de ésta forma al transmisor para poder emplear ésta llanta en condiciones de movimiento.

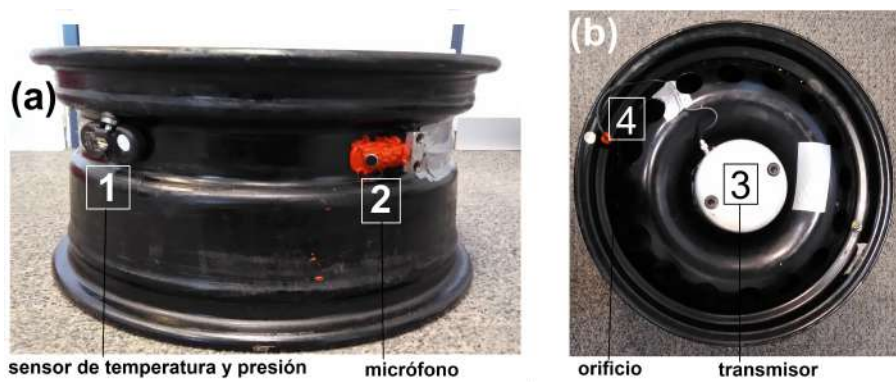


Figura 12: (a) vista lateral (b) vista desde arriba de la llanta instrumentada

Es necesario calibrar el micrófono a utilizar. Para ello se dispone de un instrumento con éste fin que produce una señal sonora de una frecuencia de 1kHz con una intensidad de 94.5dB.

Para utilizar éste método de calibración, la respuesta del micrófono debe ser plana en el rango de frecuencia de trabajo, es decir que su respuesta en amplitud no debe cambiar en dicho rango.

Para ver esto se comparó la respuesta del micrófono (Deza) con un micrófono patronizado (modelo 2669 de Bruel and Kjaer). Se excitaron a ambos micrófonos por medio de una señal que barre un rango de frecuencias de 10Hz a 10kHz (Fig. 13).

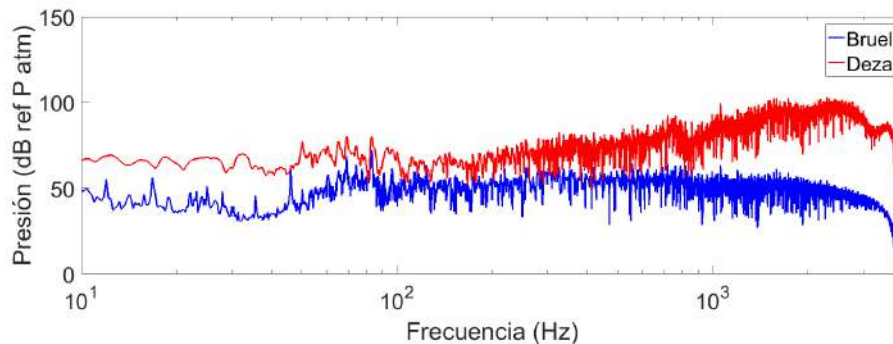


Figura 13: Respuesta en presión en dB en frecuencia del micrófono patrón en azul (Bruel) y el de la llanta instrumentada en rojo (Deza).

Se observa que la respuesta del micrófono Deza a partir de los 350 Hz comienza a aumentar mientras que por debajo de éste valor permanece constante dentro de un cierto margen de tolerancia. El valor de calibración que se puede obtener a partir de la respuesta a 1 kHz no va a ser representativa. Sin embargo, sí se deja de lado el objetivo de estudiar la respuesta en amplitud si que se busca estudiar unicamente la frecuencia del modo de cavidad, la técnica de emplear el presente micrófono Deza es aplicable.

Para poder afirmar que los máximos relativos que se observan en el espectro de la señal del micrófono se corresponden con el modo de cavidad se realizó un ensayo en el auto Fiat Palio con la llanta instrumentada y se realizó el ensayo ya explicado previamente donde se impactó al neumático y se midió la respuesta que adquiere el acelerómetro uniaxial 4374 Bruel and Kjaer apoyado sobre la cubierta y el micrófono. Se observan los resultados en Fig. 14.

Se observa que los valores en frecuencia que se obtienen por ambos métodos no presentan diferencias significativas. Se concluye que el estudiar la respuesta sonora en frecuencia por medio de éste micrófono Deza resulta satisfactoria para determinar los modos de resonancia acústicos.

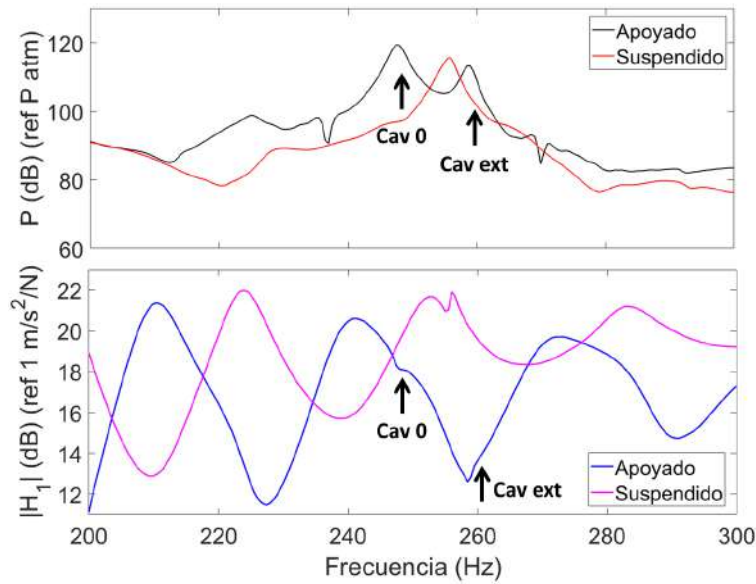


Figura 14: Respuesta en frecuencia en presión sonora (dB) frente al impacto en el interior de la cavidad (superior) y respuesta en frecuencia en H_1 (dB) (inferior) en ambas se muestra la respuesta en condiciones del neumático libre y en la posición de la delantera derecha en el Fiat Palio. Se marca con flechas los máximos que se corresponden con los modos de cavidad 0 y extremum respectivamente.

2.5. Ensayo en el auto Peugeot 408

En el Laboratorio 7 se planteó el interrogante de cómo éstos modos, tanto el de la cavidad como los estructurales, son transmitidos a lo largo del auto. Éstos pueden ser amplificados o atenuados. Entonces, se realiza siguiente ensayo (Fig. 15).

Se coloca al neumático enllantado con la llanta instrumentada y con una cubierta de Fate prototipo 205/55 R16 [8] en el peugeot 408 [9]. El auto se encuentra colocado sobre las tijeras [10] que se encuentran a una cierta distancia del piso. Se va a impactar al neumático con el martillo instrumentado y se mide la respuesta en el micrófono a través de su receptor [3] que es alimentado por una batería de 12V que luego es digitalizada por la DAQ (National Instruments) y con un acelerómetro triaxial piezoeléctrico que se lo coloca en algún lugar

específico del camino neumático suspensión. En el caso de Fig. 15 éste se encuentra en el portamasa [7] que tiene una magnetización de forma que se le atornilla un imán al acelerómetro y así éste queda sujeto en dicha posición. Se mide la aceleración en dos direcciones y éstas señales son acondicionadas, al igual que la señal del martillo, por medio de un acondicionador de señales (Nexus) y luego, digitalizadas por una DAQ. Las señales digitalizadas son adquiridas por la computadora empleando el software LabView. La señal del sensor de presión y temperatura es recibida por bluetooth en un dispositivo alimentado por una batería de 12V [3].

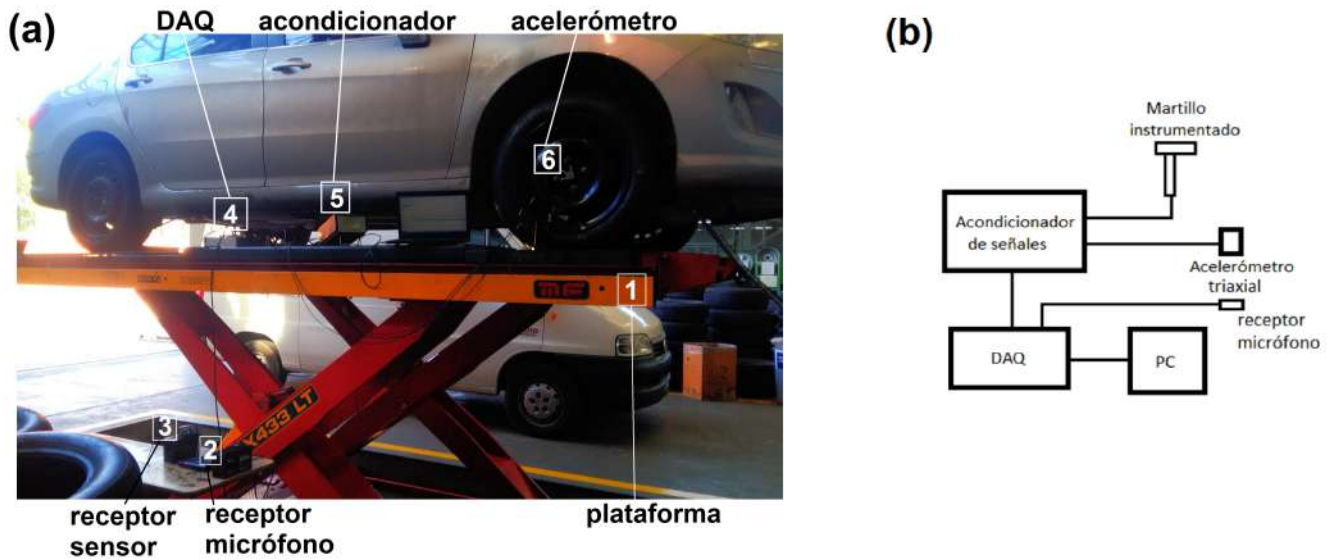


Figura 15: (a) Dispositivo experimental en el Peugeot 408 apoyado sobre las tijeras y levantado del piso (b) Esquema del dispositivo de medición

Se realiza éste ensayo dos veces (Fig. 16 (a).), posicionando al acelerómetro en uno de ellos en el portamasa (1) y en el otro en el brazo de la suspensión (2). En ambos casos se mide en las direcciones x, z que se corresponden con la que se observa en Fig. 16 (b). En cada uno de los ensayos se mide 15 veces y luego, se hace un promedio de las señales.

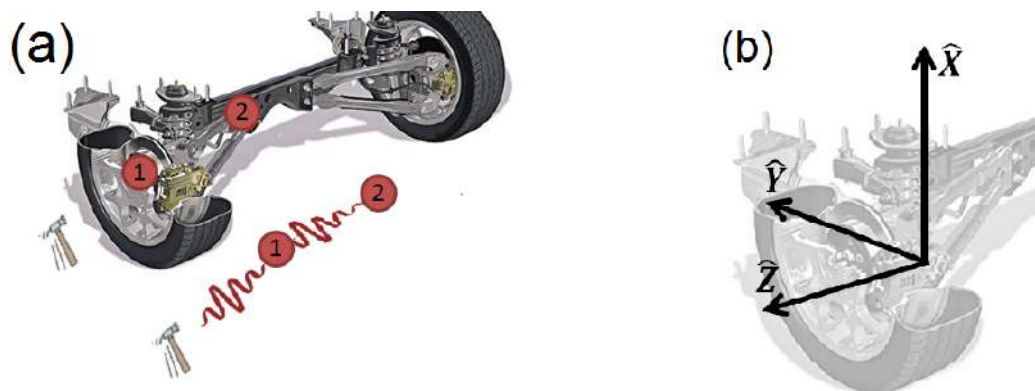


Figura 16: (a) Diagrama de los puntos donde se mide la respuesta al impacto del martillo. 1 se corresponde al portamasa y 2 al brazo de la suspensión. (b) Sistema de coordenadas adoptado para realizar el ensayo. Se mide la respuesta en el eje x (en dirección al auto) y en el eje z (en dirección normal).

3. Resultados

3.1. Determinación de los modos de resonancia

Se realiza un ensayo para la presión nominal de 2 bar a la cubierta Fate Sentiva 185/65 R15 (Lote 0210). En Fig. 17 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. Para

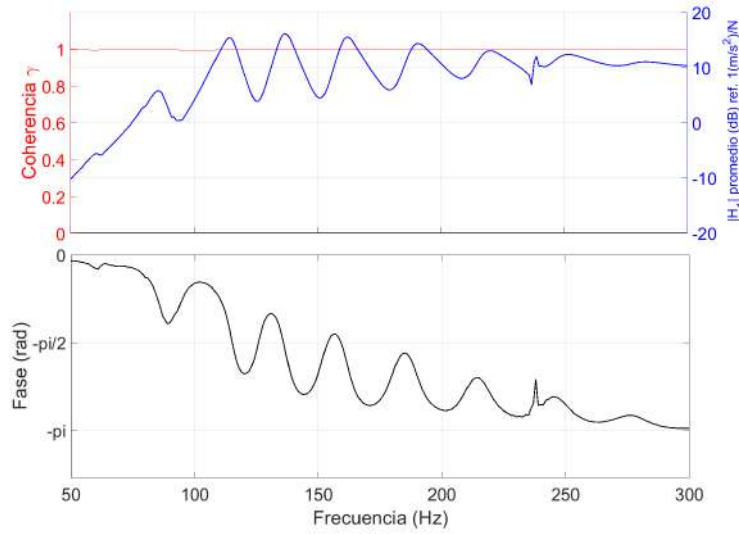


Figura 17: Superior: Coherencia (rojo) y H_1 (azul) en función de frecuencia. Inferior: Fase en función de frecuencia.

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. 18 donde se grafican las formas modales y se especifica la frecuencia de cada uno de los modos.

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.

Por otro lado, a los 238 Hz se observa un máximo particular en H_1 y la fase. Es el llamado (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]. Es entonces que de ésta forma se logra conocer la frecuencia de los modos radiales y del primero de cavidad para el neumático formado por cubierta Fate Sentiva 185/65 R15 (Lote0210) y la llanta de la RJS.

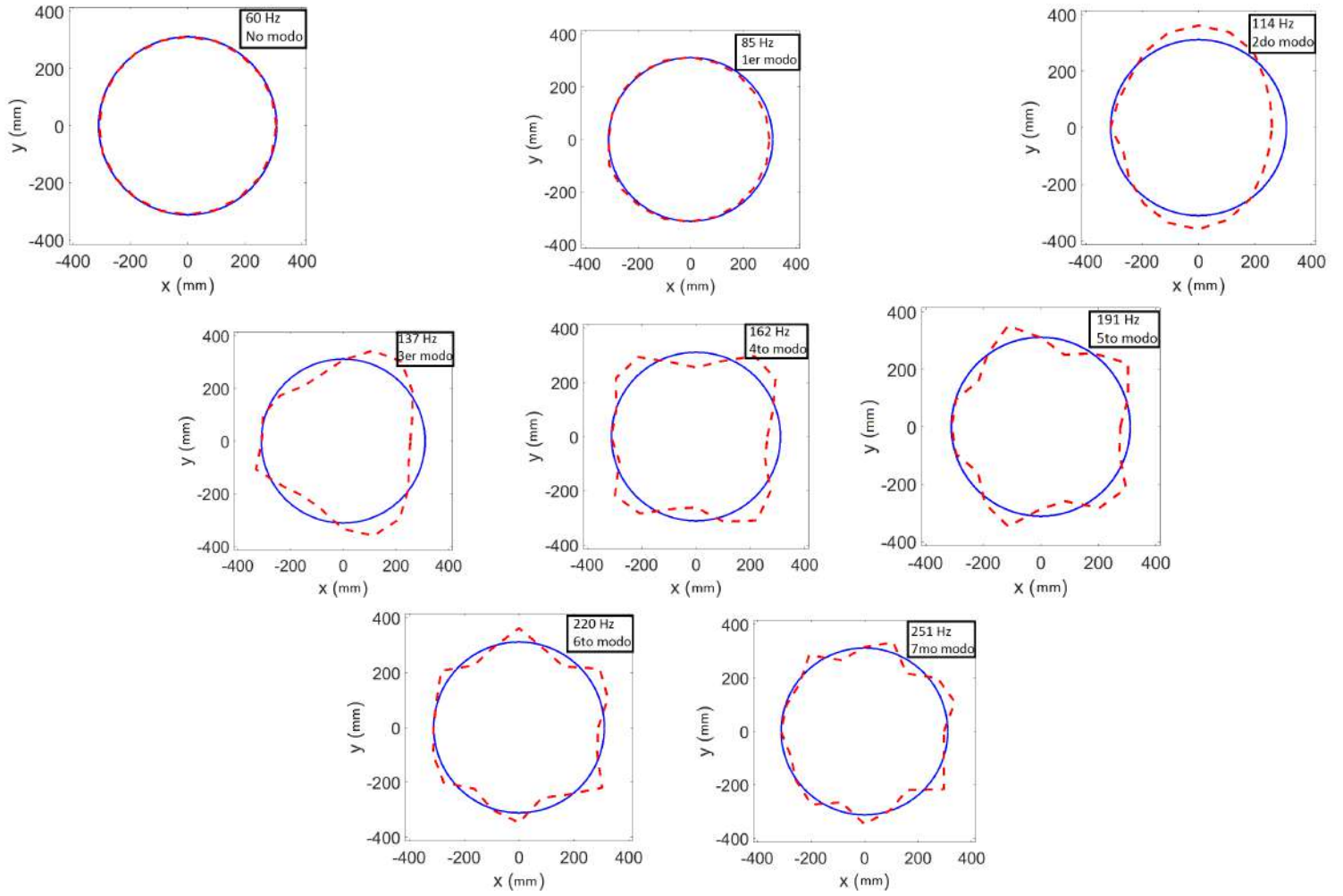


Figura 18: Forma modal (rojo) con un factor de amplificación de 10. En azul se ve la forma estática y en rojo la forma que adquiere al vibrar el neumático.

3.2. Dependencia de los modos con la presión

Se estudió 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.

En la Fig. 19 se grafica el valor de la frecuencia en función del modo para distintos valores de presiones. Se observa que a medida que aumenta la presión aumenta la frecuencia de los modos. Es posible explicarlo por medio de la ec. 2 pues sí aumenta la presión, el neumático resulta ser más rígido por lo que el k (medida que caracteriza al sistema vibratorio del modelo) aumenta y en consecuencia la frecuencia.

La frecuencia del primer modo de cavidad (C1) no cambia al variar la presión pues no es un modo estructural. Éste modo depende de las condiciones del fluido (aire en éste caso) en la cavidad del neumático [3]. La velocidad del sonido no cambia al variar la presión en una compresión adiabática ya que $v_{son} = \sqrt{\alpha RT}$ con α el coeficiente adiabático, R la constante de los gases ideales y T la temperatura. Entonces, la frecuencia de éste modo no cambia al variar la presión. También, se observa que el aumento de 0.2bar no produce el mismo aumento relativo de frecuencia en el rango de presiones comprendido entre 1.6bar y 2.6bar sino que depende entre que valores de presiones se da el aumento.

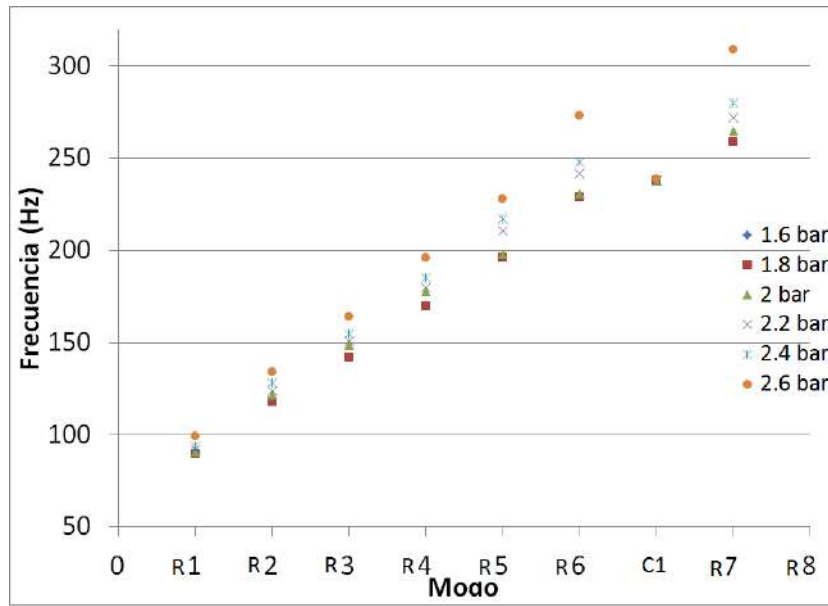


Figura 19: Frecuencia en función del modo para distintas presiones de la cubierta.

Éste es un efecto importante a considerar ya que los neumáticos al estar rodando aumentan su presión dado que la fricción y el trabajo mecánico que realizan al estar rodando produce un aumento de temperatura y como consecuencia de la presión.

En Fig. 20 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. $\Delta\omega$ es menor para las presiones de 2 (7Hz) y 2.2bar (4Hz) siendo el primero con el modo de menor frecuencia y el segundo con el de mayor frecuencia. Entonces, a 2bar puede darse una amplificación a los 220Hz y a 2.2bar puede darse a los 251Hz.

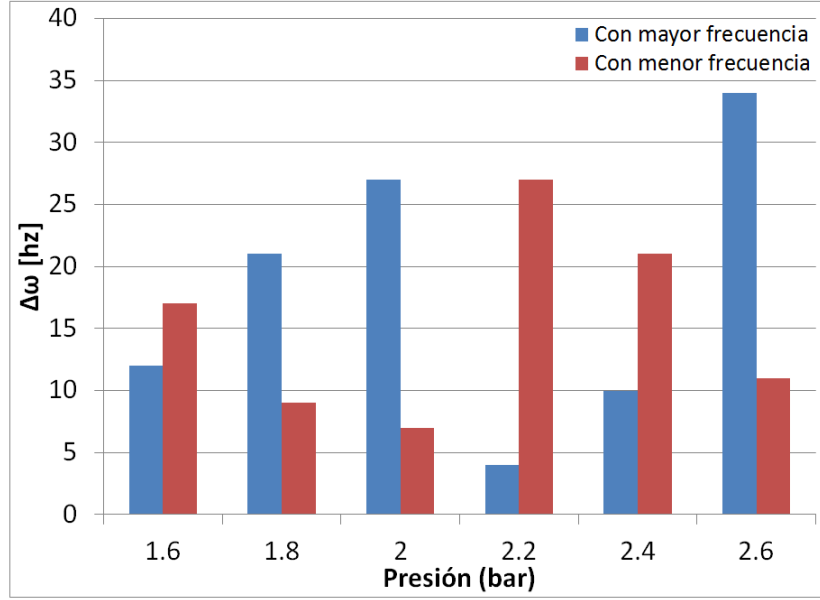


Figura 20: Histograma de $\Delta\omega$ en función de la presión para acople con el modo de mayor frecuencia (azul) y acople con el de menor frecuencia (rojo).

3.3. Dependencia de los modos con la carga

Se realizó el ensayo en la RJS aplicando carga sobre el neumático como se explica en Secc. 2.3.1 variando la carga entre 240 y 320kg. Éstas son magnitudes de carga normales en las que se encuentra un neumático en servicio por el peso del automóvil. Se calculó la H_1 . Se observa la descomposición de los modos que indica la teoría [7]. Se lo asocia a la pérdida de simetría que sufre la estructura de la cubierta que lleva a que los modos no puedan ser descriptos por funciones armónicas. Tanto los modos estructurales como el de cavidad se dividen en dos: Uno de menor frecuencia que tiene una frecuencia similar a la del modo sin carga (llamado 0) y otro de una frecuencia mayor (llamado extremum).

Se ha identificado la frecuencia para cada uno de los modos radiales y del primero de cavidad del neumático sin carga aplicada y con carga aplicada. También se identificaron a los modos 0 y extremum que se corresponden con un respectivo modo en condiciones libres, por ejemplo el R4 extremum. En Fig. 21 se observa la frecuencia de los modos sin carga y su respectivo desdoblamiento en los modos 0 (azul) y extremum (rojo).

No todos los modos estudiados se desdoblan en ambos modos tal como expresa la teoría sino que en algunos modos no ocurre un desdoblamiento sino un aumento en la frecuencia del modo. Esto puede deberse a que éste modo no es lo suficientemente energético como para ser detectado por el acelerómetro. Esto lleva entonces a concluir que en la dirección radial al neumático los modos que tendrán más influencia sobre el confort son los extremums.

También se observa que al aumentar la carga (en el rango 240-320kg) no cambian significativamente la frecuencia de los modos estructurales pues la diferencia porcentual relativa toma valores por debajo del 0.6 %. Esto explica que en éste rango de carga los modos estructurales no dependen del peso que se le aplique al neumático.

Del análisis del primer modo de cavidad (C1), se observa que su desdoblamiento en los dos modos que menciona la literatura [7]. Se estudió la dependencia de dichos modos con la carga.

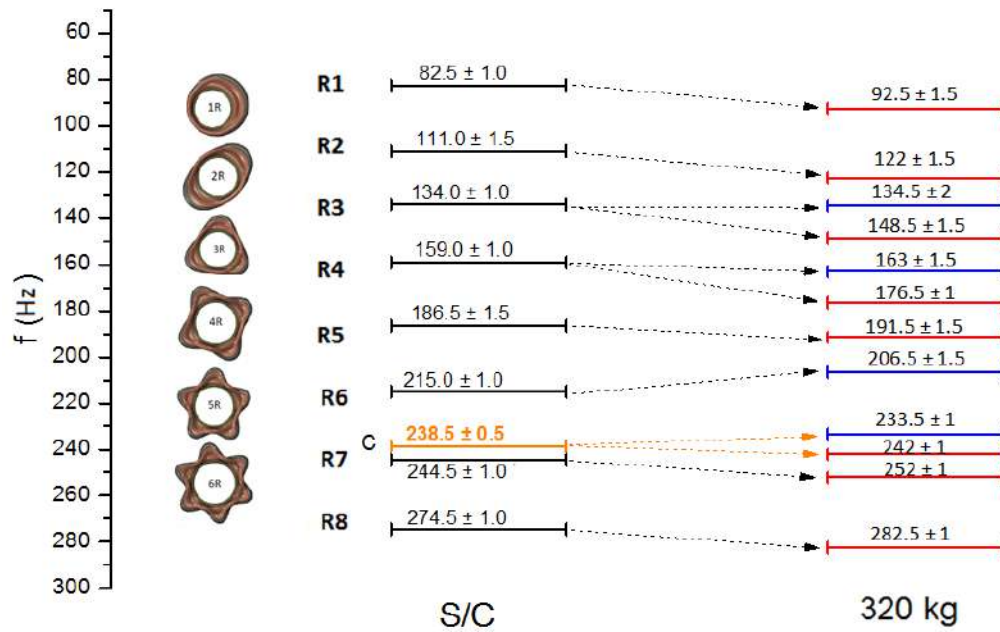


Figura 21: Frecuencia de los modos radiales y el primero de cavidad sin carga y el desdoblamiento de cada uno de ellos en el modo denominado 0 (color azul) y extremum (color rojo) al aplicar una carga de 320 kg. Nótese que el modo de cavidad primero se lo identifica como C en color naranja.

En Fig. 22 se observa éste desdoblamiento en el modo denominado extremum (azul) y el 0 (rojo). El cambio en frecuencia entre el modo sin carga y el extremum es significativo para una carga de 280kg y permanece constante (considerando la incerteza) entre dicho valor de carga y 320kg. Por otro lado, el cambio en frecuencia entre el modo sin carga y el 0 es también significativo con una carga de 240kg y permanece constante entre dicho valor y los 320kg.

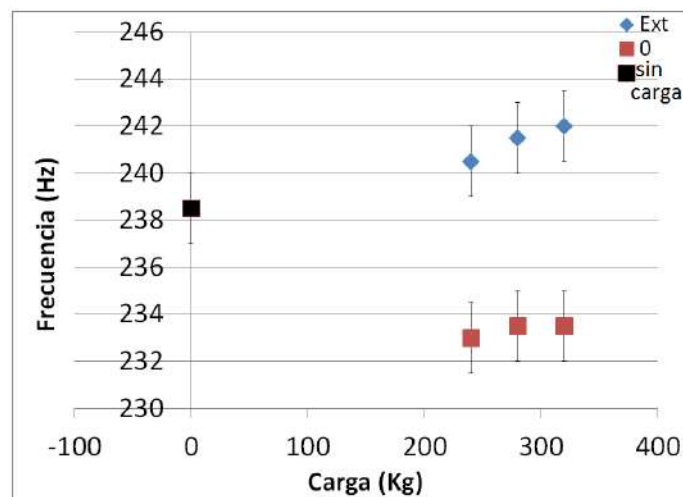


Figura 22: Frecuencia del modo de cavidad en función de la frecuencia. En negro la frecuencia del modo sin carga, en rojo el denominado extremum y en azul el denominado 0

3.4. Dependencia del primer modo de cavidad con el fluido de inflado

Se plantea el interrogante de sí el modo de cavidad en condiciones libres depende del fluido de inflado. En ec.6 ésta dependencia se expresa mediante la velocidad de propagación del sonido en el medio. Se realizó el ensayo que se explica en la Secc.2.3.3 al neumático inflado con agua. En Fig. 23(a) se puede ver el modo de cavidad del neumático inflado con aire a los (241 ± 1) Hz mientras el neumático inflado con agua no presenta un máximo relativo a esa frecuencia.

Para calcular de forma teórica la frecuencia de éste modo en agua es necesario conocer el perímetro medio según ec. 6. Una forma indirecta de calcularlo es a partir de la frecuencia del modo de cavidad en aire tomando como velocidad del sonido $343 \frac{m}{s}$ lo cual da $(1.42 \pm 0.50)m$. Entonces, tomando a la $v_{son} = 1435 \frac{m}{s}$ en agua dulce se calcula que $f = (1011 \pm 3.5)$ Hz. El perímetro medio debe ser calculado de forma indirecta porque de querer calcularlo a partir de un radio promedio no se estaría teniendo en cuenta que al estar inflada la cubierta el radio promedio no tiene por qué ser el radio medio sino que por ejemplo el radio baricéntrico podría ser un mejor aproximación.

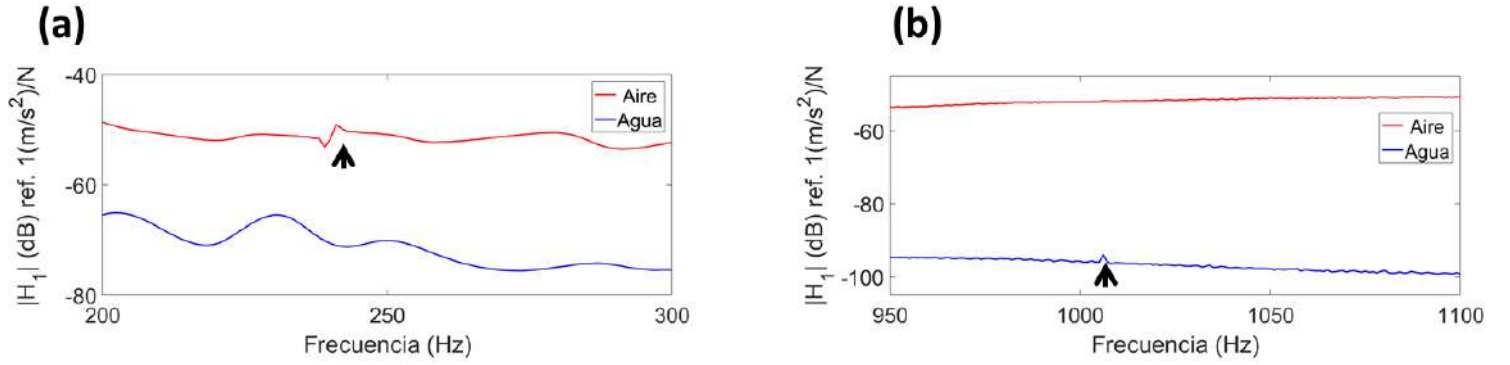


Figura 23: $|H_1|$ en función de frecuencia para neumático inflado de agua a 2 bar. (a) En el rango en frecuencia de 200 a 300Hz (b) rango de 950 a 1100Hz

En Fig. 23(b) se observa un máximo relativo a los (1006 ± 1.5) Hz que no se observa en la gráfica del neumático inflado con aire. Dicho valor no presenta diferencias significativas con el valor teórico calculado. Cabe destacar que el valor de la coherencia (γ) en los rangos de frecuencia en que se grafica son por encima de 0.9, cumplen la norma utilizada [1].

4. Transmisibilidad de los modos acústicos en el camino neumático-suspensión en Peugeot 408

4.1. Respecto del impacto

Se realiza el ensayo explicado en la Secc. 2.5 en un Peugeot 408 en un caso con el acelerómetro triaxial colocado en el portamasa y en otro en la brazo de suspensión para la misma cubierta. En ambas experiencias se mide la respuesta la dos direcciones (en \hat{x} en la dirección hacia el auto y en \hat{z} que es la normal al neumático).

En Fig. 24 se grafica la respuesta en H_1 en el portamasa (rojo) y en el brazo de la suspensión (azul) del Peugeot 408 y la presión sonora en el interior de la cavidad (negro) en función de la frecuencia normalizada. Se grafica ésta última señal con el objeto de que detectar las frecuencias de los modos de cavidad (0 y extremum).

Se observa que en ambas direcciones la suspensión amplifica más que el portamasa. También en la dirección x (hacia el auto) las vibraciones del aire son mayormente amplificadas respecto a la dirección z (normal al neumático) en ambos sitios ya que el valor de la $|H_1|$ toma valores mayores en valor absoluto.

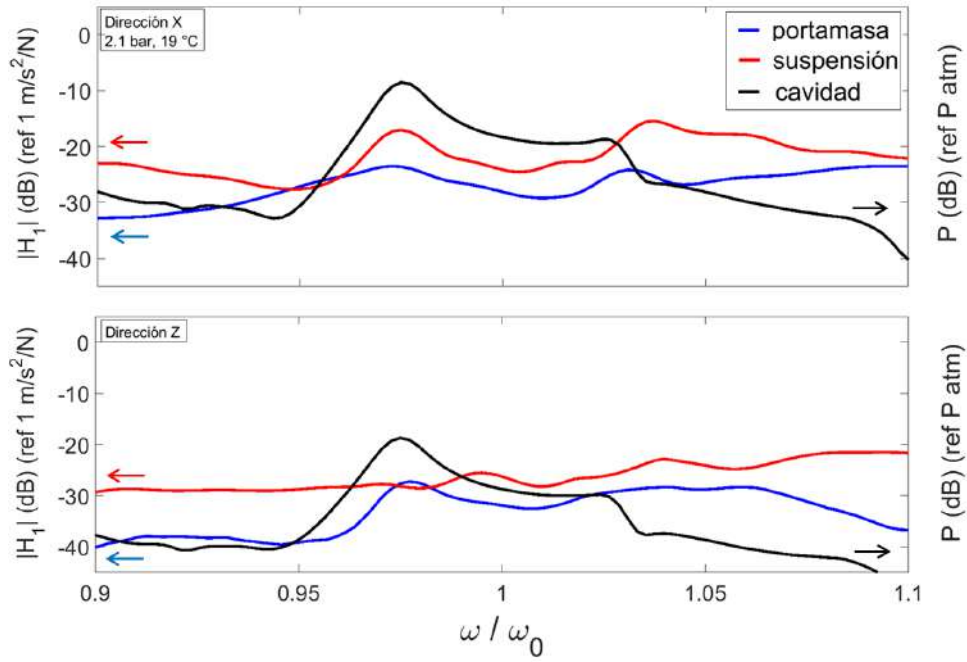


Figura 24: Respuestas en H_1 en portamasa (rojo) y en el brazo de la suspensión (azul) y presión sonora en la cavidad (negro) en función de la frecuencia normalizada ($\frac{\omega}{\omega_0}$) donde ω_0 es la frecuencia del modo de cavidad del neumático sin carga aplicada. Gráfico superior es en la dirección x mientras que en el inferior dirección z ambas para las mismas condiciones de temperatura de 21 grados centígrados y presión de 2.1 bar.

Se plantea el interrogante de si alguno de los dos modos de cavidad transmite más que el otro. En Fig. 25 se grafica la diferencia en amplitud del modo de cavidad 0 y el modo extremum en función de la dirección. Se observa que en ambas direcciones (x, z) el modo 0 es el que más se transmite.

En la dirección x ésta tendencia se acentúa en la suspensión donde la diferencia de amplitudes se incrementa cinco veces mientras que en la dirección z ésta tendencia permanece igual en ambos sitios.

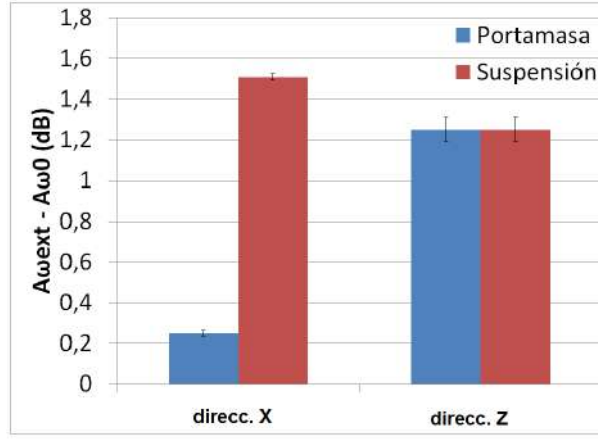


Figura 25: Diferencia de amplitud entre el modo cero y extremum ($A\omega_0 - A\omega_{ext}$) en función de la dirección.

4.2. Dividiendo el camino impacto suspensión

Se estudia cómo son éstas resonancias del aire amplificadas desde un punto a otro en el camino impacto suspensión. Entonces, se divide éste camino en tres: impacto-neumático, neumático-portamasa y portamasa-suspensión. Se calcula la transmisibilidad que se define según ec. 7 para ambos modos de cavidad y en dos direcciones (x,z). Se grafica a éstos valores en función de la parte del camino en Fig. 26.

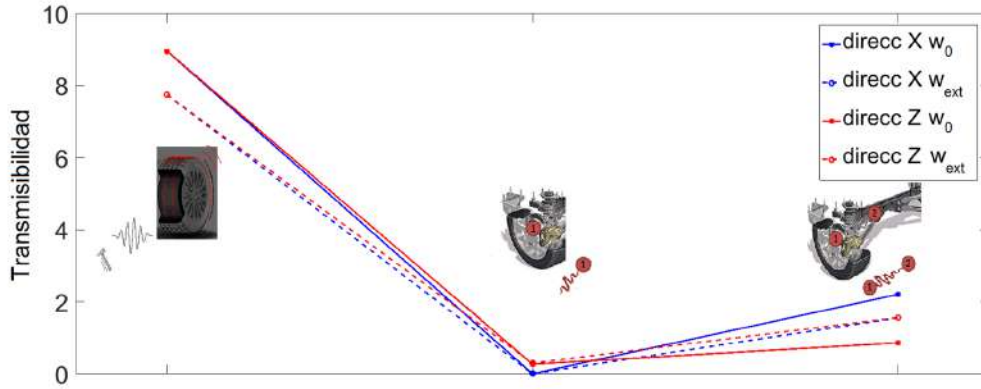


Figura 26: Transmisibilidad en diferentes partes del camino impacto-neumático en función de la parte para ambos modos de cavidad, 0 (línea continua) y extremum (línea punteada) y en las direcciones x (azul), z(rojo).

Se observa, en primer lugar, que es en la cubierta donde se produce la mayor respuesta mecánica. Y en esa parte del camino de amplifica más el modo 0 independientemente de la dirección. En el camino neumático-portamasa se amplifica más en la dirección Z independientemente del modo y toma un la transmisibilidad un valor menor que el se obtuvo en el camino impacto-neumático. Por último, en el camino portamasa-suspensión se concluye que para cualquiera de éstas dos direcciones y modos, se transmite más que en el impacto-portamasa. En particular, la amplificación depende tanto de la dirección como del modo en éste último camino. Amplifica en mayor medida en la dirección x al modo 0. La transmisibilidad para los modos extremum en ambas direcciones es la misma y el modo que menos de transmite es el 0 en la dirección z.

Otra forma de ver en mayor detalle éste fenómeno se observa en Fig. 27 donde se grafica la transmisibilidad entre el portamasa y el brazo de suspensión en ambos ejes en función de la frecuencia normalizada con respecto a la frecuencia de cavidad del neumático libre. Se puede ver que mientras en el eje x la amplitud que se corresponde

con la cavidad 0 es en un entorno de un máximo, en la dirección z se está en el entorno de un mínimo. Para la cavidad extremum se observa que en ambas direcciones la respuesta se encuentra en un entorno de un mínimo aunque el valor que se obtiene en la dirección x es mayor al de la dirección z.

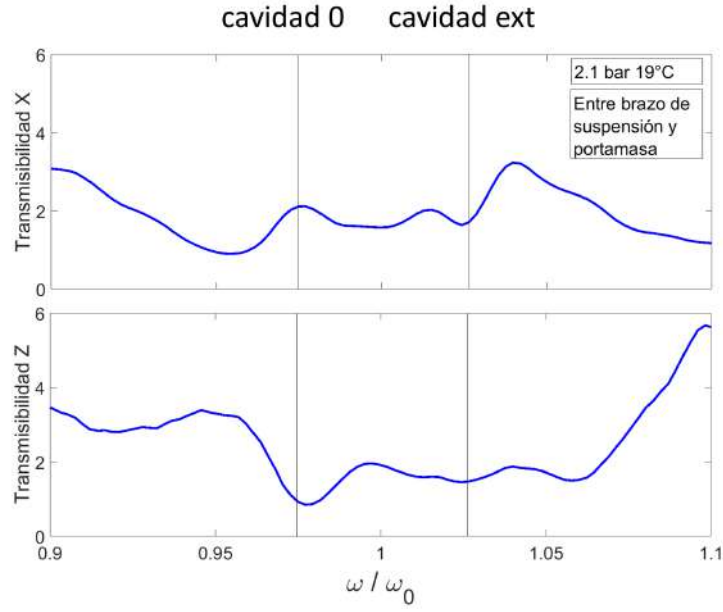


Figura 27: Transmisibilidad en el camino portamasa-brazo de suspensión en función de la frecuencia normalizada con respecto al modo de cavidad de la cubierta Fate prototipo 205/55 R16 . Gráfico superior se corresponde con la respuesta el eje x y el inferior en la dirección z. Se encuentra marcado con una líneas verticales las frecuencias de ambos modos.

Se concluye que la suspensión transmite más en la dirección x que en la dirección z y lo hace más para el modo de cavidad 0 en comparación que en el camino neumático-portamasa. Por lo tanto, el modo que puede producir una mayor resonancia al acoplarse con un modo estructural es éste, el modo 0.

5. Conclusiones

Condiciones experimentales y de adquisición.

Se compararon las características de los acelerómetros disponibles. Esto permitió decidir cuál emplear según el ensayo a realizar. Para estudiar los modos radiales resultó ser óptimo emplear el modelo 43674 de Bruel and Kjaer mientras que para estudiar la transmisibilidad se optó por el triaxial 4321.

Se vio que un muestreo de 200k muestras con una frecuencia de muestreo de 200kHz y un fondo de escala de $[-5,5]V$ resultó ser el adecuado para obtener la resolución y coherencia necesaria. Se determinó que una ganancia de $10 \frac{mV}{pC}$ para el martillo y el acelerómetro resulta ser la indicada para estudiar el fenómeno en condiciones libres mientras que se requiere de una ganancia de $36 \frac{mV}{pC}$ para los ensayos en el auto.

A lo largo de ambos laboratorios se determinaron la frecuencia de los modos radiales y el C1 mediante el gráfico de la H_1 en función de la frecuencia y de la forma modal. Se desarrolló un método para asociarle una incerteza en frecuencia de los modos que se explica en el Apéndice.

Dependencias de los modos con la presión y carga aplicada.

En el Laboratorio 6 se observó que al aumentar la presión, aumenta la frecuencia de los modos estructurales lo cual es explicado por el modelo presentado en la Secc. 1.1. Por otro lado, el modo acústico C1 no presenta diferencias significativas. También se afirma que los neumáticos pueden mostrar una resonancia entre algún modo estructural y alguno acústico de la cavidad. La forma por la cual se cuantificó esto es por medio del $\Delta\omega$.

En el Laboratorio 7 se vio que tanto los modos estructurales como el C1 se desdoblán en 2 modos denominados 0 y extremum al cargarlo [6]. El desdoblamiento de los estructurales no es apreciado en todos los modos R_i ($i = 1, 2, \dots$) sino que existe una tendencia clara a que se presente el modo extremum que es caracterizado por una mayor amplitud de la H_1 . Por otro lado, sí se observó el desdoblamiento en ambos modos de la cavidad. Una vez ya realizada la ruptura de simetría al cargar el neumático, la frecuencia de dichos modos (estructurales como de cavidad) permanecen constantes en el rango de $[240, 320]kg$.

La frecuencia del modo de cavidad depende del fluido de inflado tal como presenta el modelo [10]. Al inflarlo con aire la frecuencia del modo es $(241 \pm 1)Hz$ mientras que al inflarlo con agua la frecuencia es de $(1006 \pm 1.5)Hz$ que no presenta diferencias significativas con el valor calculado por el modelo [6].

Transmisibilidad en el peugeot 408.

La suspensión produce un efecto mayor de amplificación de las vibraciones acústicas que el portamasa. En particular, se observó que en la dirección x (hacia el auto) y en la z (normal al neumático) el modo que más se transmite es el llamado extremum. Ésta tendencia se incrementa en la dirección x debido a la suspensión.

Se ha analizado el trayecto que une a la cavidad del neumático con la suspensión. Se encontró que lo que más amplifica a las vibraciones acústicas ocasionadas por el impacto del martillo es la cubierta debido a sus características constructivas.

En el camino cubierta-portamasa se transmite más en la dirección z independiente del modo (el 0 o el extremum) y en el camino portamasa-suspensión se transmite en la dirección x en mayor medida al modo 0. Ésta última conclusión es importante puesto que entonces de los dos modos en que se desdobra la cavidad, el de más importante es el 0. La razón de esto es para evitar que se acople con algún modo estructural pues es el que más transmite en la dirección hacia el auto y una resonancia podría ocasionar tanto como discomfort como ruido interno en el automóvil.

6. Apéndice: Criterio para determinar incerteza en frecuencia

Se vio la necesidad de poder definir una incerteza en frecuencia para las mediciones realizadas pues por ejemplo para poder afirmar desde qué valor de carga se hace evidente el desdoblamiento del modo C1 (Fig. 21) era necesario determinar las incertezas. Para ello, dado que la incerteza que proporciona el acelerómetro es en la amplitud que éste mide se propone el siguiente método y se escribe un código en MATLAB para llevarlo a cabo.

Se consideran dos fuentes de error: La sensibilidad y la precisión. Para la primera se toma la resolución en frecuencia que se obtiene al hacer la FRF y para la segunda, se toma la desviación estándar (σ). Para cada una de las frecuencias de los modos, para el valor en amplitud de la curva promedio se le suma el σ y se busca, dentro de las curvas que se tiene de las mediciones, cuál es la que más se aproxima a ese valor siendo ésta la curva denominada promedio + σ en Fig. 28. Se hace lo mismo restando el valor del σ a la curva promedio y buscando la curva que más se aproxime denominándola promedio - σ .

Para ambas curvas mencionadas se calcula la frecuencia del máximo. Se observa que, en el ejemplo, dichos valores son distintos (123Hz la primera y 120Hz la segunda) (Fig. 28). Se toma como incerteza la diferencia absoluta en frecuencia entre éstos valores siendo en éste caso de 3Hz. Se realiza éste procedimiento para cada uno de los modos.

Se calcula una incerteza que es la suma de la incerteza dada por la resolución y por la del procedimiento explicado que está asociado al instrumental empleado.

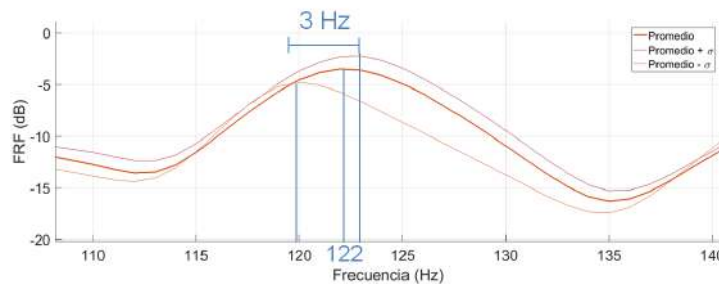


Figura 28: Gráfico de la FRF. Se observa la curva promedio de las mediciones, la denominada promedio + σ y la denominada promedio - σ .

Referencias

- [1] SAE International. *Surface Vehicle Recommended practice. Modal Testing and Identification of Lower Order Tire Natural Frequencies of Radial Tires*, J2710 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*, Journal of Sound and Vibration, 2010, vol. 329, no 15, p. 3041-3064.
- [3] Leister, G. Klempau, F. Gauterin, F. Krauss. O *Cavity Noise of Passenger Car Tires - Influencing Factors and Optimization Measures*, tech plus, 2010.
- [4] Agilent Technologies *The Fundamentals of Modal Testing*, Application Note 243 - 3, cap 1,2 y 3, 2014.
- [5] Bruel and Kjaer North America *Introducción a las Mediciones de Vibración*, 2014.
- [6] Bederna, Ch. Saemann, E.-U *Contributions to a better understanding of tire cavity noise*, NAG/DAGA, Rotterdam, 2009.
- [7] Zegelaar, P *Dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses*, Delft University of Technology, 1998.
- [8] Van Doorn, R.R.J.J *Physically based modelling of vibrations and force transmission of deformed rotating tyres*, 2008
- [9] Kindt, P. *Experimental modal analysis of radial tires under different boundary conditions*, En Proceedings of the International Congress on Sound and Vibration, p. paper 223, 2006.
- [10] Sakata, T., Morimura, H. and Ide, H. *Effects of Tire Cavity Resonance on Vehicle Road Noise* The Tire Society, 18 (2), 68–79, 1990.
- [11] Feng Z. C, Perry Gu, Yongjian Chen, Zongbao Li *Modeling and Experimental Investigation of Tire Cavity Noise Generation Mechanisms for a Rolling Tire* SAE International, 2009-01-2104, 2009.
- [12] Feng, Z. C., and Perry Gu. *Modeling and experimental verification of vibration and noise caused by the cavity modes of a rolling tire under static loading*. SAE Technical Paper, No. 2011-01-1581, 2011.
- [13] Kindt, P., Vercammen, S., Bianciardi, F. *Tire/road noise - Characterization and potential further reductions of road traffic noise* Proceedings of the INTER-NOISE 2016 - 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering: Towards a Quieter Future, 2016.
- [14] Kindt, P., Sas, P., Desmet, W. *Measurement and analysis of rolling tire vibrations*. Optics and Lasers in Engineering, vol. 47, no 3-4, p. 443-453, 2009.