

ANÁLISIS DE MODOS NATURALES Y SENSIBILIDAD DE COMPONENTES DEL NEUMÁTICO PARA OPTIMIZACIÓN DE RUIDO Y CONFORT

Jorge Kuster, María Eugenia Dalmau y Tomás Arechaga

Grupo de Investigación de Neumáticos FATE, Blanco Encalada 3003 B1644GPK Victoria - Provincia de Buenos Aires. jkuster@fate.com.ar, mdalmau@fate.com.ar, tarechaga@fate.com.ar, <http://www.fate.com.ar>

Palabras Clave: Neumático, Elementos Finitos, Ruido, Confort, Modos Naturales, Acople Acústico-Estructural, Sensibilidad Componentes.

Resumen. El desarrollo moderno de neumáticos implica la evaluación de los mismos tanto de manera subjetiva, llevada a cabo por un piloto profesional, como objetiva mediante la utilización de instrumentos de medición que permitan evaluar la variable de desempeño de interés. Debido a que la fabricación de una nueva especificación de un neumático y su posterior evaluación es costosa y demandante de tiempo, se recurre a la simulación numérica para predecir el comportamiento de distintas construcciones.

El aire dentro de la cavidad del neumático permite el desarrollo de ondas estacionarias, estas pueden ocurrir en el rango de frecuencias de los 200 a 250 Hz en el caso de neumáticos de pasajeros. Las ondas estacionarias son capaces de interactuar con la llanta del vehículo y transmitir vibración a través del sistema de suspensión y de este modo disiparse en forma de radiación sonora dentro del habitáculo del automóvil afectando el ruido interno del mismo. Se presenta aquí la aplicación de un modelo de elementos finitos con acoplamiento acústico-estructural para determinar las frecuencias de cavidad propias del neumático. Los resultados fueron validados de manera experimental mediante la utilización de instrumentos de acelerometría y micrófonos.

También se realiza el análisis modal del neumático en estudio bajo diversas condiciones (libre, bajo carga y en servicio), para luego determinar la capacidad de cada componente del neumático a variar la frecuencia natural y la masa generalizada asociada a los modos de interés cuando se modifica la masa y/o rigidez de los mismos. Los modos a optimizar son aquellos coincidentes con las frecuencias en las cuales se desea disminuir el nivel de ruido o aquellos que el fabricante del vehículo considera críticos para la estructura del mismo. Una vez determinadas las sensibilidades de cada componente se establece cuales son los que más peso tienen a la hora de modificar la frecuencia natural y aumentar la masa generalizada del o los modos a optimizar.

Este tipo de análisis resulta de especial interés en el desarrollo de nuevos neumáticos para abastecer a terminales automotrices.

1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo moderno de neumáticos implica la evaluación de los mismos tanto de manera subjetiva, llevada a cabo por un piloto profesional, como objetiva mediante la utilización de instrumentos de medición que permitan evaluar la variable de desempeño de interés.

El aire dentro de la cavidad del neumático permite el desarrollo de ondas estacionarias, estas pueden ocurrir en el rango de frecuencias de los 200 a 250 Hz en el caso de neumáticos de pasajeros. Las ondas estacionarias son capaces de interactuar con la llanta del vehículo y transmitir vibración a través del sistema de suspensión y de este modo disiparse en forma de radiación sonora dentro del habitáculo del automóvil afectando el ruido interno del mismo, es por esto que resulta de interés conocer la frecuencia de cavidad del neumático para minimizar el impacto de este fenómeno en el desempeño del conjunto neumático-vehículo en cuestiones de confort.

El fabricante de automóviles determina para la estructura del vehículo las frecuencias críticas, el fabricante de neumáticos debe procurar que las frecuencias propias del neumático se encuentren lo mas alejadas posible de las indicadas por el fabricante del vehículo. Una de esas frecuencias es la de cavidad, determinada principalmente por el volumen de aire dentro del neumático; las restantes vienen dadas por los modos naturales del mismo. En el presente trabajo se analiza mediante técnicas computacionales el impacto de cada componente sobre las frecuencias naturales y la capacidad de amortiguamiento de los modos a través de la modificación de la masa y/o rigidez de los diversos materiales que componen al neumático.

El estudio desarrollado se aplica a un neumático 175/65R14 de utilización en automóviles de pasajeros.

2. FRECUENCIA DE CAVIDAD

2.1. Modelos Teóricos

El neumático sin carga puede ser modelado como un tubo de Kundt dispuesto de manera toroidal, donde las frecuencias de los modos vienen dadas por la siguiente expresión (Sakata et al., 1990):

$$f_i = i \frac{v_s}{2\pi r} \quad (1)$$

donde

v_s : velocidad del sonido dentro del tubo.

r : radio medio de la cavidad.

El modelo teórico bajo carga (Thompson, 1995), determina dos frecuencias en función de del perímetro medio total del neumático (L_c), la longitud de la sección de apoyo del mismo (l_{cp}), el área transversal sin deformar (S) y el área transversal en la pisada (S_{cp}):

$$f = \frac{v_s}{L_c \pm (1 - \frac{S_{cp}}{S})l_{cp}} \quad (2)$$

Utilizando las expresiones anteriores se obtuvieron las frecuencias teóricas correspondientes a los modos de cavidad. El perímetro L_c se obtiene de la especificación del neumático bajo análisis y resulta de 148 cm. El largo l_{cp} se obtiene a través del ensayo de distribución de presiones en la impronta, como se observa en la Figura 1, resultando ser de 142 mm.

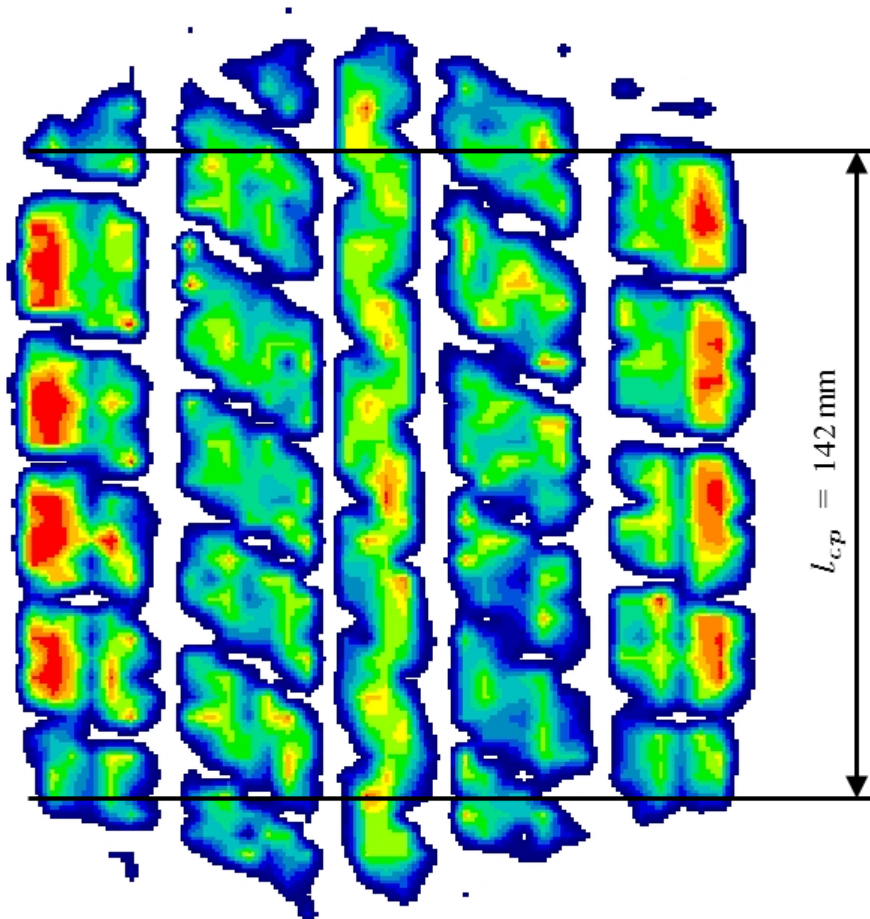


Figura 1: Impronta del Neumático Bajo Carga - 300 kg @ 29 PSI.

La tabla 1 resume los resultados obtenidos con los modelos teóricos antes mencionados.

	Modelos de Tubos
Sin Carga	233 Hz
Con Carga f_1	213 Hz
Con Carga f_2	257 Hz

Tabla 1: Resultados de los modelos teóricos

2.2. Modelo de Elementos Finitos

El modelo de elementos finitos confeccionado para obtener los modos de cavidad del neumático se detalla en la Figura 2.

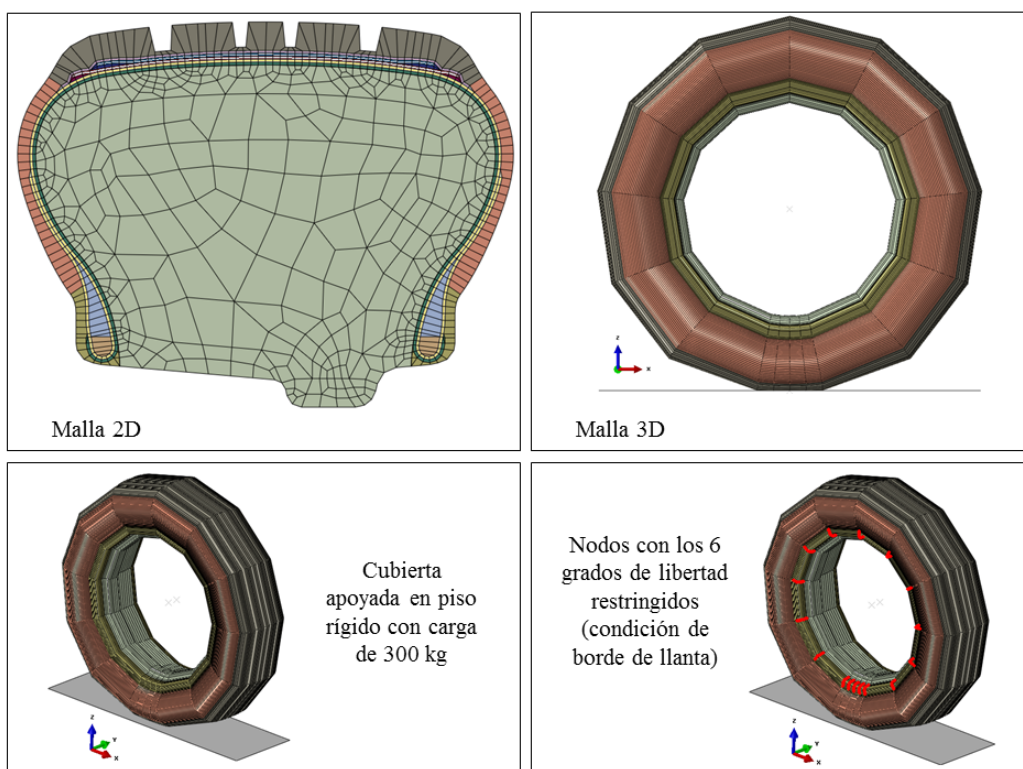


Figura 2: Malla 2D del Modelo de Elementos Finitos.

El modelo considera un dominio acústico representando al aire dentro de la cavidad del neumático. La resolución del problema fue llevada a cabo con el solver ABAQUS, el elemento utilizado para modelar la masa de aire fue el ACAX4 (SIMULIA, 2013). Este elemento acústico lineal de ABAQUS posee un solo grado de libertad, la presión sonora, por lo tanto es necesario utilizar una técnica de mallado adaptativo que permita la reubicación de los nodos acústicos respecto de los nodos de la malla estructural sometida a deformaciones. En el caso bajo estudio se realizaron simulaciones con el neumático libre (inflado sin apoyar) y bajo carga (inflado y con 300 kg de carga vertical), en ambos casos la malla estructural que representa al neumático sufre deformaciones que deben ser acompañadas por la malla del medio acústico por lo que es necesario realizar una adaptación de la malla entre los sucesivos casos en los que los nodos de la malla estructural presenten algún tipo de desplazamiento.

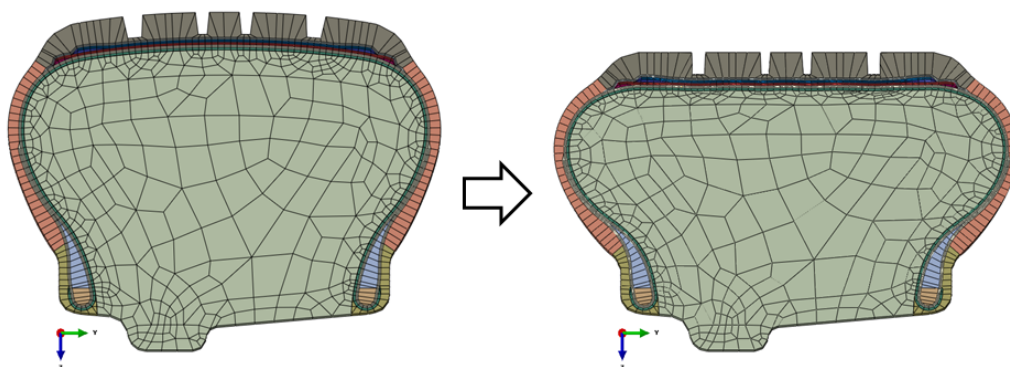


Figura 3: Malla sin deformar (Izq.) y deformada (Der.) - Mallado Adaptativo del Aire de Cavidad.

La malla 3D se obtiene a través de la técnica SMG (*Symmetric Model Generation*) empleada en ABAQUS para problemas como el estudiado donde se hace presente la simetría de revolución. Los compuestos de goma modelados fueron caracterizados considerando viscoelasticidad y su respectivo aporte de amortiguamiento. Las propiedades consideradas en los elementos que discretizan la masa de aire fueron las siguientes:

$$K = 426 \text{ kPa} \text{ (Módulo de Compresibilidad)}$$

$$\delta = 3,6 \text{ kg/m}^3 \text{ (Densidad)}$$

El flujo de pasos llevados a cabo para determinar la o las frecuencias propias de cavidad son los siguientes:

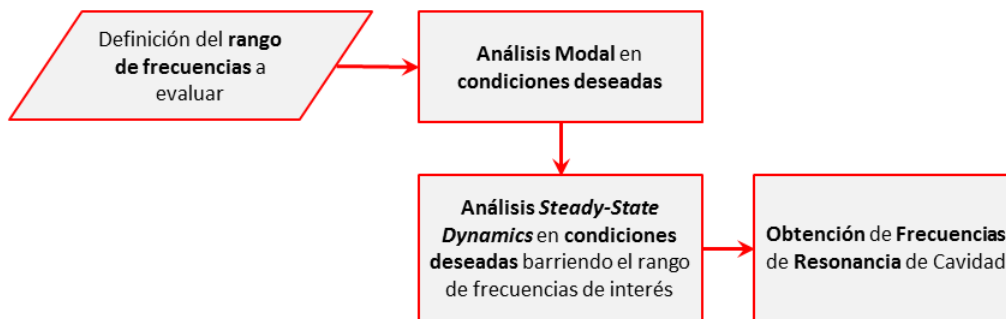


Figura 4: Flujo de Procesos Llevados a Cabo para la Resolución del Problema.

A través del paso de resolución *Steady-State Dynamics* (SSD) es posible predecir la respuesta lineal de una estructura sometida a una excitación armónica continua, la frecuencia de la perturbación armónica aplicada al neumático varía en un determinado rango. Para el caso bajo estudio se realizó un barrido entre 245 y 255 Hz, intervalo determinado en función de experiencia experimental previa con neumáticos similares.

El tamaño de malla, factor importante a la hora de realizar simulaciones que involucren algún tipo de propagación de ondas, debe cumplir algunos requisitos si se desea minimizar el error numérico generado por este fenómeno (SIMULIA, 2013). Debe tener por lo menos 10 intervalos dentro de un mismo elemento lineal (intervalos entre nodos vecinos) para la menor longitud de onda involucrada en el problema (n_{min}), quedando así determinada la longitud máxima de los elementos. Para que esto se cumpla se debe respetar la siguiente expresión:

$$L_{max} < \frac{c}{n_{min} f_{max}} \quad (3)$$

donde

L_{max} : Longitud máxima del elemento.

n_{min} : N° de intervalos entre nodos.

f_{max} : Frecuencia máxima de excitación.

$c = \sqrt{K/\delta}$: Velocidad del sonido.

El criterio anterior fue considerado a la hora de establecer el tamaño de la malla que discretiza al aire dentro del neumático.

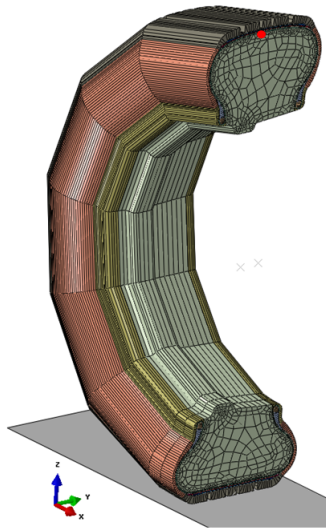


Figura 5: Nodo en donde se Muestran los Resultados.

La Figura 6 muestra el desplazamiento del nodo indicado en la Figura 5 sin considerar el aire de cavidad para el modelo de rueda libre y bajo carga respectivamente, por lo que los picos exhibidos corresponden únicamente a frecuencias propias de la estructura del neumático y no del conjunto neumático-aire. De este modo se pueden identificar los picos debidos a resonancias puramente estructurales de aquellos con origen en modos de resonancia acústica dentro de la cavidad del neumático.

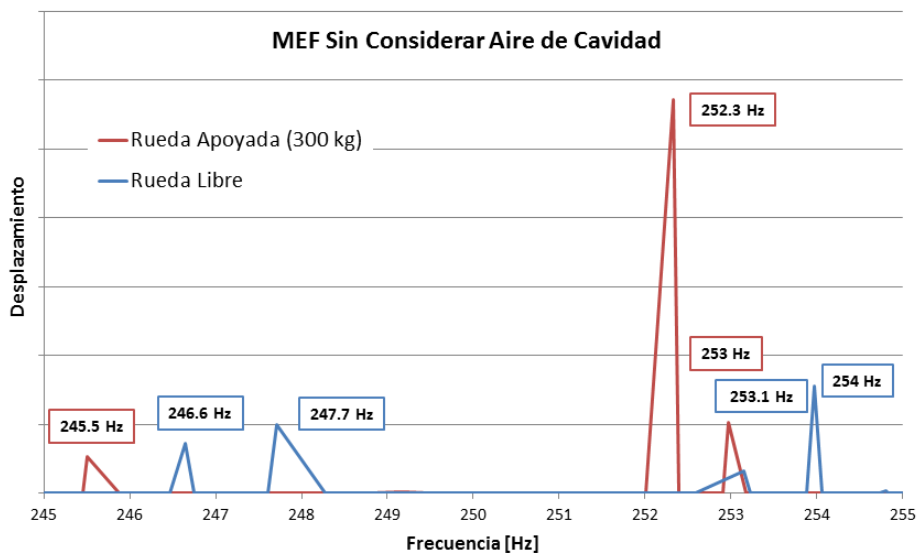


Figura 6: Desplazamiento dentro del Neumático en Zona de Corona. Sin aire modelado. Libre y Con Carga.

La Figura 7 muestra los resultados obtenidos a través del modelo de elementos finitos para el neumático libre inflado a 29 PSI en el nodo indicado en la Figura 5 (corona interior), considerando el aire de cavidad. La Figura 8 muestra la reacción de vínculo en la llanta en función de la frecuencia de la perturbación aplicada al sistema.

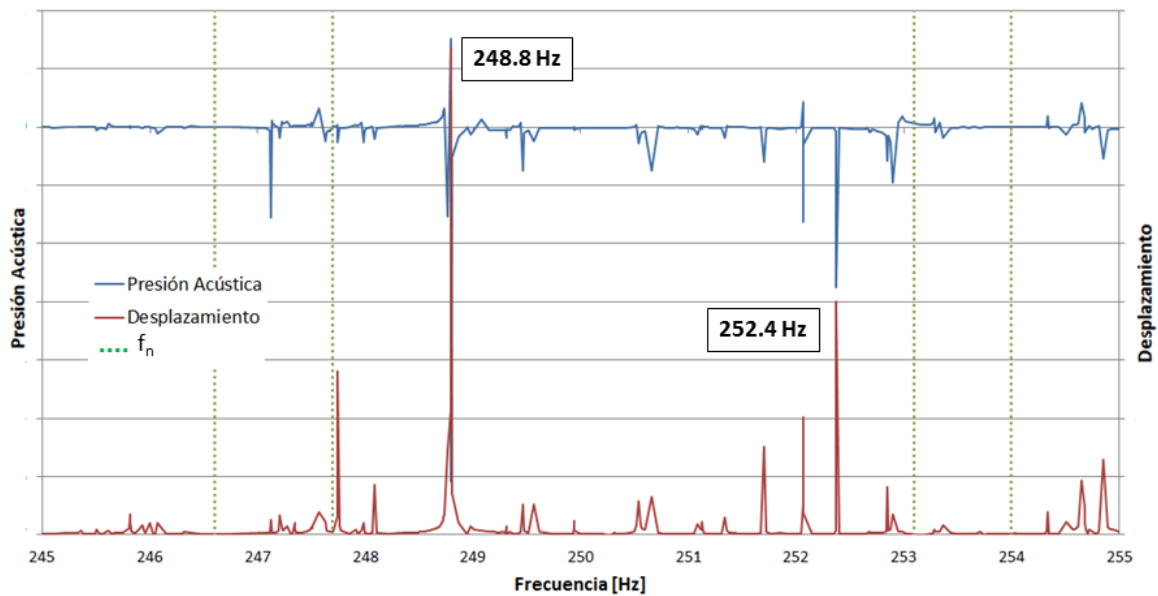


Figura 7: Presión Acústica y Desplazamiento dentro de Cavidad en Zona de Corona. Libre.

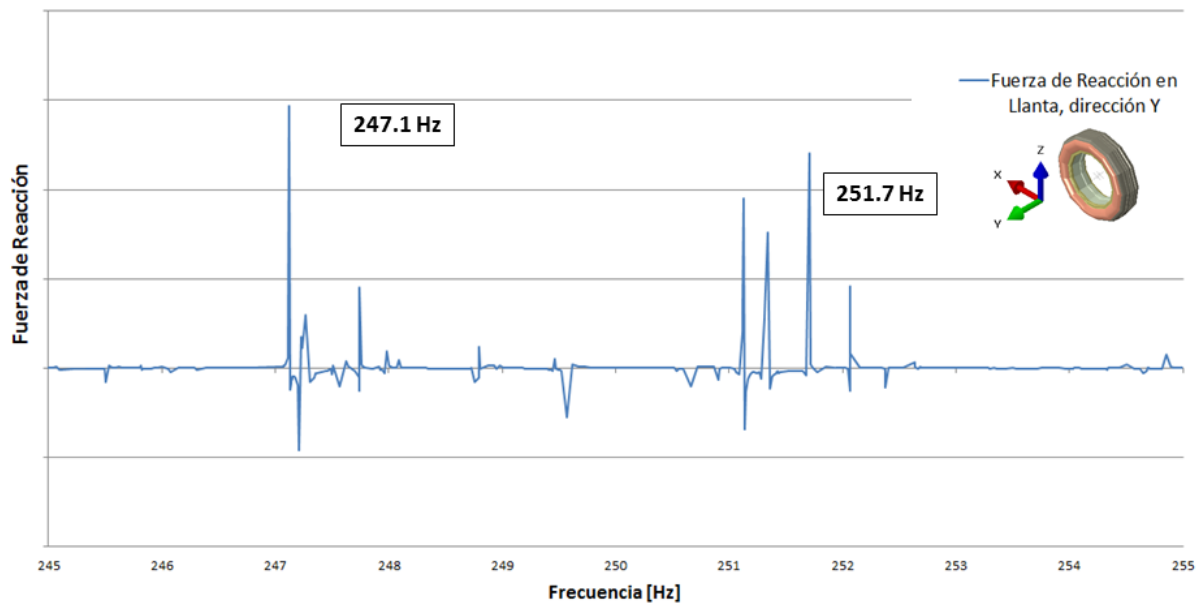


Figura 8: Reacción de Vínculo en el Eje del Neumático en Función de la Frecuencia. Libre.

Considerando las frecuencias naturales del neumático en condición libre (f_n), se observa que las posibles frecuencias de cavidad obtenidas por simulación podrían ser los picos observados a 248.8 Hz y 252.4 Hz. Según los modelos teóricos antes mencionados el pico debido a la resonancia de cavidad debería ser único para la condición de rueda libre.

También se llevaron a cabo simulaciones con carga vertical, de 300 kg, con los siguientes resultados:

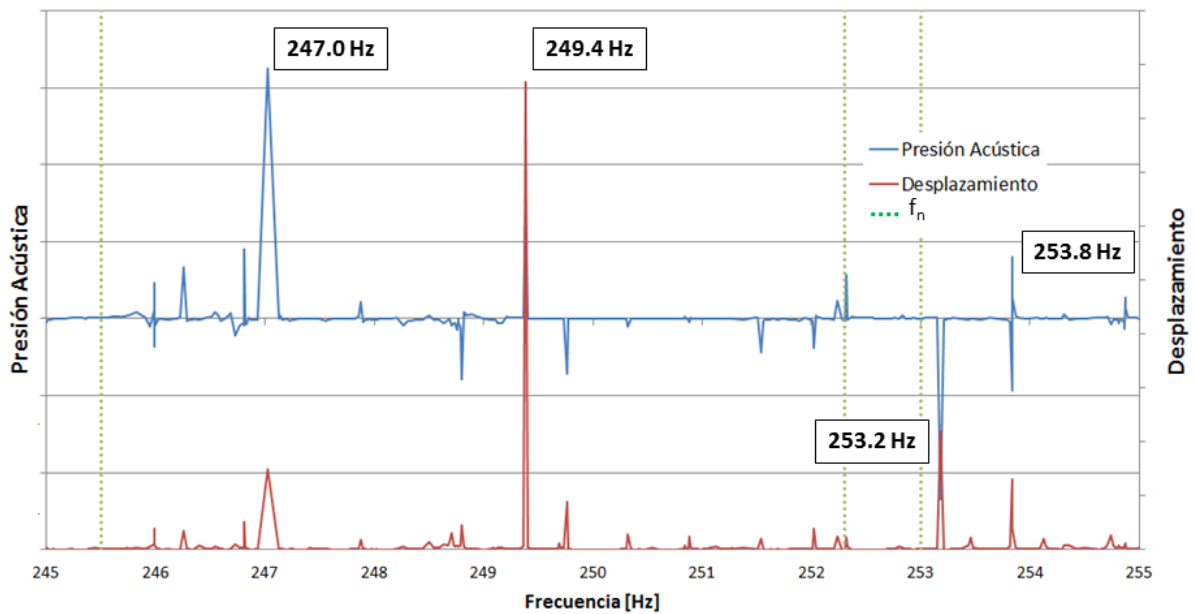


Figura 9: Presión Acústica y Desplazamiento dentro de Cavidad en Zona de Corona. Carga 300 kg.

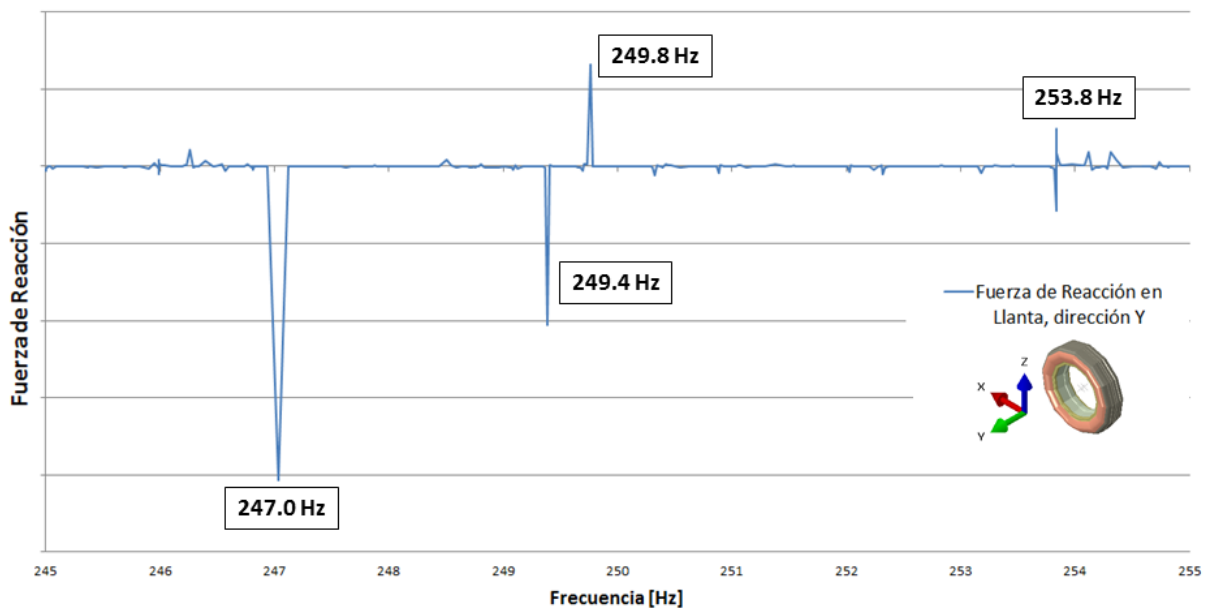


Figura 10: Reacción de Vínculo en el Eje del Neumático en Función de la Frecuencia. Carga 300 kg.

En este caso se produce un desdoblamiento marcado de la frecuencia de cavidad libre (248.8 Hz) lo cual descarta el valor de 252.4 Hz considerado anteriormente, siendo las frecuencias propias de cavidad de 247.0 y 249.4 Hz. El patrón de presión acústica y desplazamiento observado en la frecuencia de 252.4 Hz, descartada para el neumático libre, también se hace presente en la condición bajo carga a una frecuencia levemente superior. En ambos casos cercanas a modos estructurales del neumático, por lo que se asume que ese modo posee origen estructural y no en la cavidad de aire que encierra el neumático.

Finalmente, a través de simulación numérica se obtuvo que la frecuencia de cavidad del neumático libre es de 248.8 Hz, mientras que con una carga de 300 kg la misma se desdobra en 2 frecuencias, 247.0 Hz y 249.4 Hz, resultado coherente según lo indicado en la Ec. 2 (Thompson, 1995).

La siguiente tabla resume los resultados de los modelos teóricos y los obtenidos a través de simulación numérica.

	Teóricos	MEF
Sin Carga	233.0 Hz	248.8 Hz
Con Carga	213.0 Hz	247.0 Hz
Con Carga	257.0 Hz	249.4 Hz

Tabla 2: Resultados de los modelos teóricos y de EF.

2.3. Validación Experimental

En la tabla 2 se puede observar un desvío de los resultados obtenidos respecto de las estimaciones teóricas las cuales se basan en un modelo mas simple que el considerado en las simulaciones. Se realizó la validación de los resultados a través de ensayos experimentales, para ello se montó al neumático bajo análisis en las condiciones simuladas en la máquina de ensayo RJS disponible en el Centro de Investigación y Desarrollo de FATE tal como se muestra en la Figura 11, utilizando instrumental de acelerometría en el centro de llanta y un micrófono en el interior del neumático (Dalmau et al., 2013).

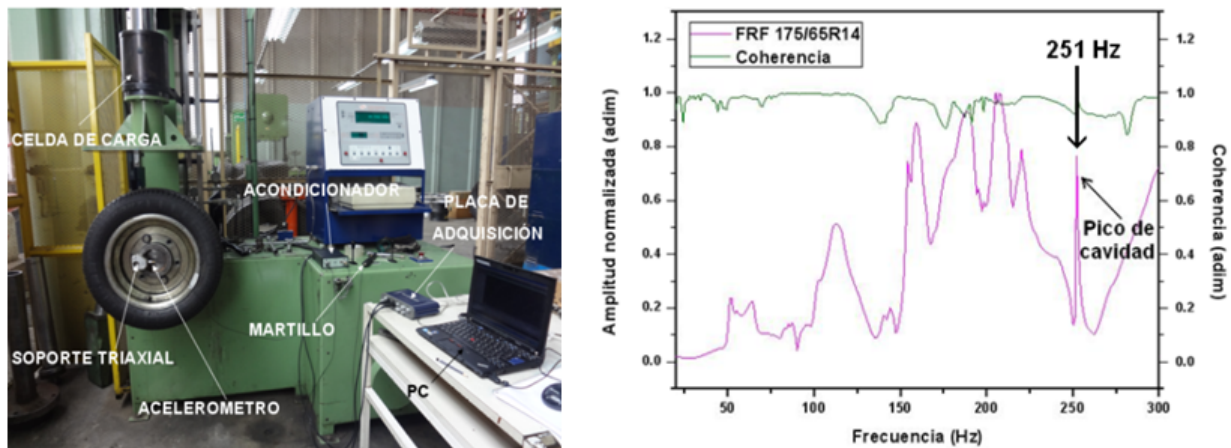


Figura 11: Máquina de Ensayo Instrumentada y Resultados para Rueda Libre.

La siguiente tabla compara los resultados teóricos, del MEF y experimentales:

	Teóricos	MEF	Experimentales	Desvío
Sin Carga	233.0 Hz	248.8 Hz	251.0 Hz	0.9 %
Con Carga	213.0 Hz	247.0 Hz	246.0 Hz	0.4 %
Con Carga	257.0 Hz	249.4 Hz	254.0 Hz	1.8 %

Tabla 3: Resultados de los modelos teóricos y de EF.

De la tabla anterior se deduce que el modelo numérico propuesto es una herramienta apropiada para realizar el análisis de las frecuencias de cavidad del neumático.

3. SENSIBILIDAD DE COMPONENTES

3.1. Cálculo Mediante MEF

En la primer parte del presente trabajo se analizó lo sucedido con la resonancia de la cavidad de aire dentro del neumático y su participación en fenómenos de ruido y vibración transmitidas al habitáculo del vehículo. Aparte del hecho analizado anteriormente, existen otros en los cuales los modos de vibración del neumático se encuentran involucrados. Para abordar esta problemática se llevó a cabo un trabajo de análisis de sensibilidad de los diversos componentes del neumático en su impacto en los modos de vibración, con el fin de minimizar el impacto de determinadas frecuencias de perturbación críticas para la estructura del automóvil. La estrategia para optimizar las frecuencias críticas es a través de su corrimiento o el incremento de la masa generalizada asociada al modo de vibración a mejorar (Aboutorabi y Kung, 2012).

El primer paso es identificar los modos de vibración del neumático, la Figura 12 muestra la manera con la cual se los identificó.

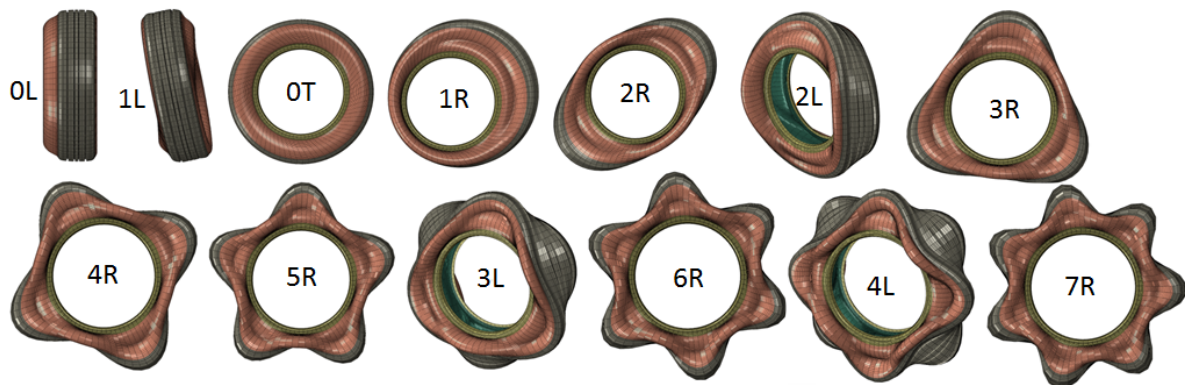


Figura 12: Identificación de los Modos de Vibración. L: Lateral fuera del plano, R: Radial dentro del plano, T: Torsional respecto del eje de giro. 0..n: Mitad del N° de nodos a lo largo de la circunferencia del neumático.

Bajo la hipótesis que se desea optimizar el o los modos en el entorno a los 100 Hz, se determinan los modos de vibración involucrados en ese entorno. La siguiente tabla detalla los modos involucrados en el intervalo de interés para el caso del neumático en condición libre, cargado con 300 kg y rodando a 120 km/h .

Rodando 120 km/h				Bajo Carga (300 kg)				Libre			
Modo	ID	f [Hz]	MG	Modo	ID	f [Hz]	MG	Modo	ID	f [Hz]	MG
8	2R	88.6	1.993E-4	8	3R	95.6	1.842E-4	8	2R	48.3	2.849E-4
9	3R	106.0	2.398E-4	9	3R	107.6	1.976E-4	9	2L	48.8	2.722E-4
10	3R	108.6	1.861E-4	10	3L	108.9	2.835E-4	10	2L	48.8	2.723E-4
11	3L	110.1	2.654E-4	11	3R	117.7	2.316E-4	11	3R	53.9	2.541E-4

Tabla 4: Modos de Vibración en el Entorno de los 100 Hz. MG: Masa Generalizada.

Los modos existentes en el entorno de los 100 Hz, con el neumático en condiciones de servicio son el 2R, 3R y 3L. Para realizar el análisis de sensibilidad propuesto se realizaron modelos con variaciones en la rigidez y masa de diversos componentes del neumático (relleno de talón, rodado, costado, cordones del pliego de poliéster, cordones de cinturas de acero, compuesto de goma del pliego y de las cinturas). Finalmente se realizaron 14 modelos, 2 por cada componente, con módulos elásticos y densidad de masa 10 % superiores.

Se consideraron dos tipos de sensibilidades, una para el cambio de frecuencia de los modos naturales de vibración y otra para el cambio de masa generalizada asociada a dichos modos tanto para la variación de masa como de rigidez. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 13.

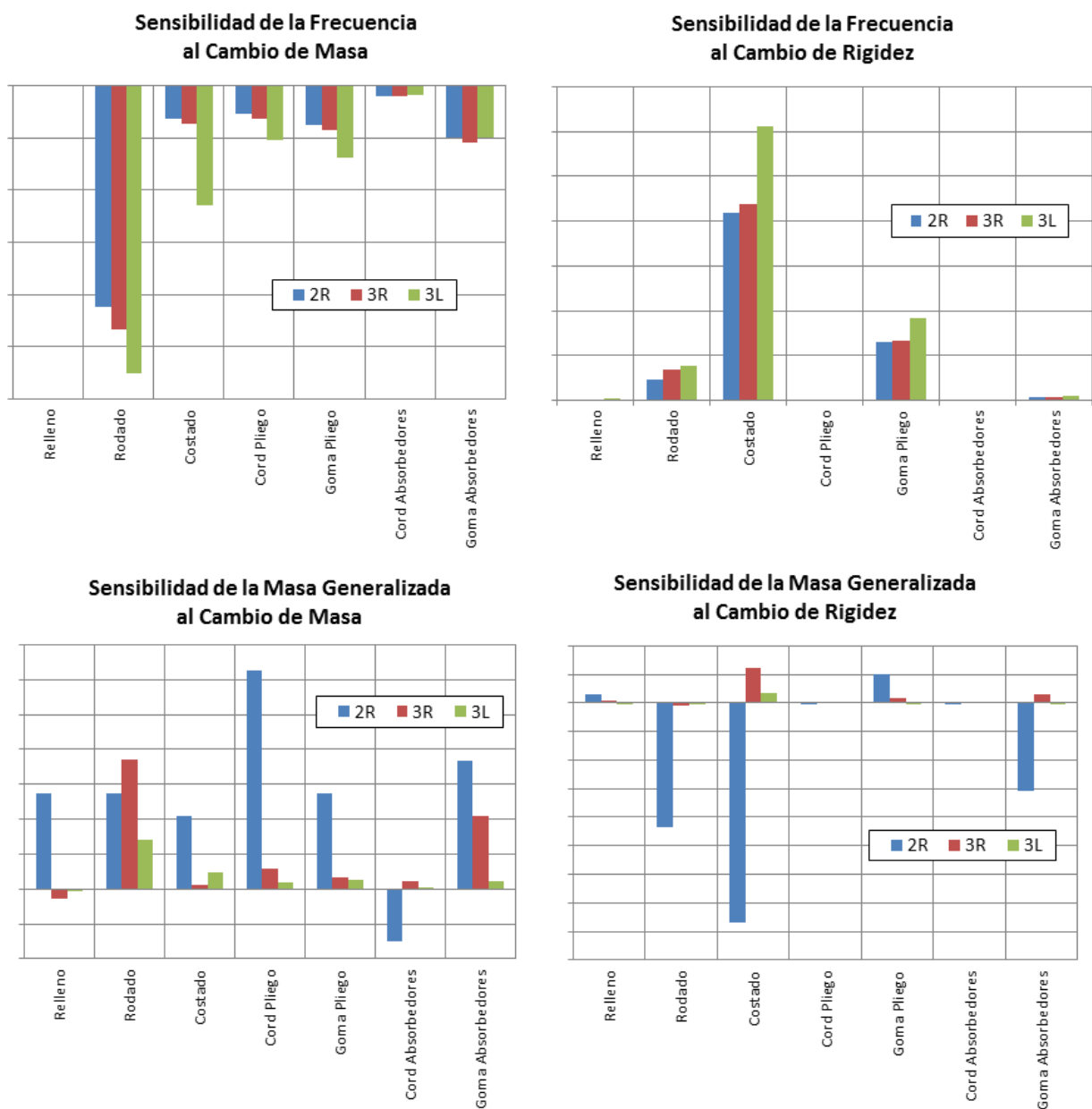


Figura 13: Sensibilidades Calculadas.

De los gráficos anteriores se deduce que se lograría un gran impacto en aumentar la frecuencia natural de los modos analizados aumentando la rigidez del material del costado. Por otro lado la mejora en la masa generalizada es muy baja incluso opuesta a lo deseado para el modo 2R (modo mas severo por ser el de menor masa generalizada), debe considerarse también que cambios en las rigideces de los materiales fuera de los modelos numéricos son complejos de llevar a cabo y de un alto costo. Es por el motivo anterior que resulta conveniente observar las sensibilidades al cambio de masa, que se puede llevar a cabo mas fácilmente al momento de generar nuevas especificaciones de cubiertas. De la Figura 13 se observa que la manera de generar mayor variación en el esquema modal del neumático de referencia es aumentar la masa del rodado y la del compuesto de las cinturas de acero obteniendo así resultados deseados sobre la masa generalizada (aumento de la misma) para el neumático en estudio y el entorno de la frecuencia a optimizar.

En función de lo anterior, se realizaron diversas propuestas para lograr el efecto deseado, en este trabajo se presentan dos de ellas. La *Propuesta 1* posee cinturas de mayor espesor y rodado con canales externos mas chicos y con 1 mm mas de espesor, resultando así un rodado mas pesado. La *Propuesta 2* consta solamente de cinturas de acero de mayor espesor.

3.2. Implementación Numérica de Solución Propuesta

A los fines de conocer el impacto de la propuesta de optimización obtenida en base a los resultados anteriores, se realizó una simulación dinámica estacionaria en la cual el nuevo modelo de neumático es perturbado con una fuerza armónica, barriendo frecuencias entre los 80 y 120 Hz (Figura 14).

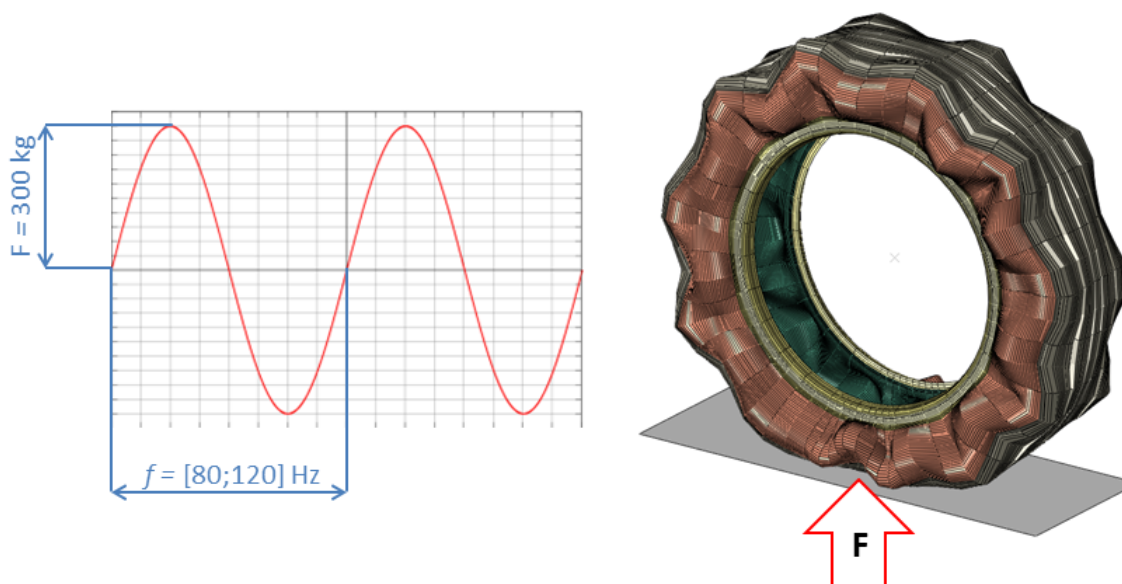


Figura 14: Perturbación Aplicada al MEF.

La Figura 15 muestra los resultados obtenidos para la fuerza resultante (3 componentes) en el centro de la llanta y la masa generalizada (MG) asociada a los respectivos modos, comparando al neumático de referencia frente a las alternativas propuestas.

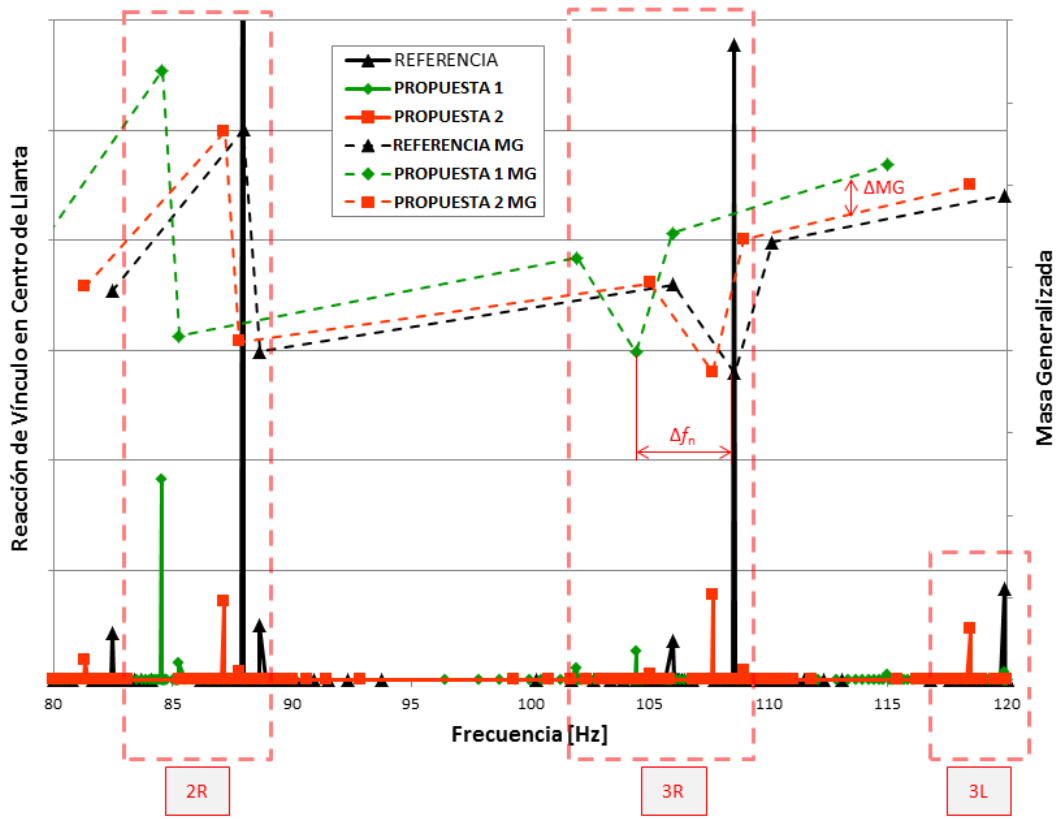


Figura 15: Resultados de los Modelos Propuestos.

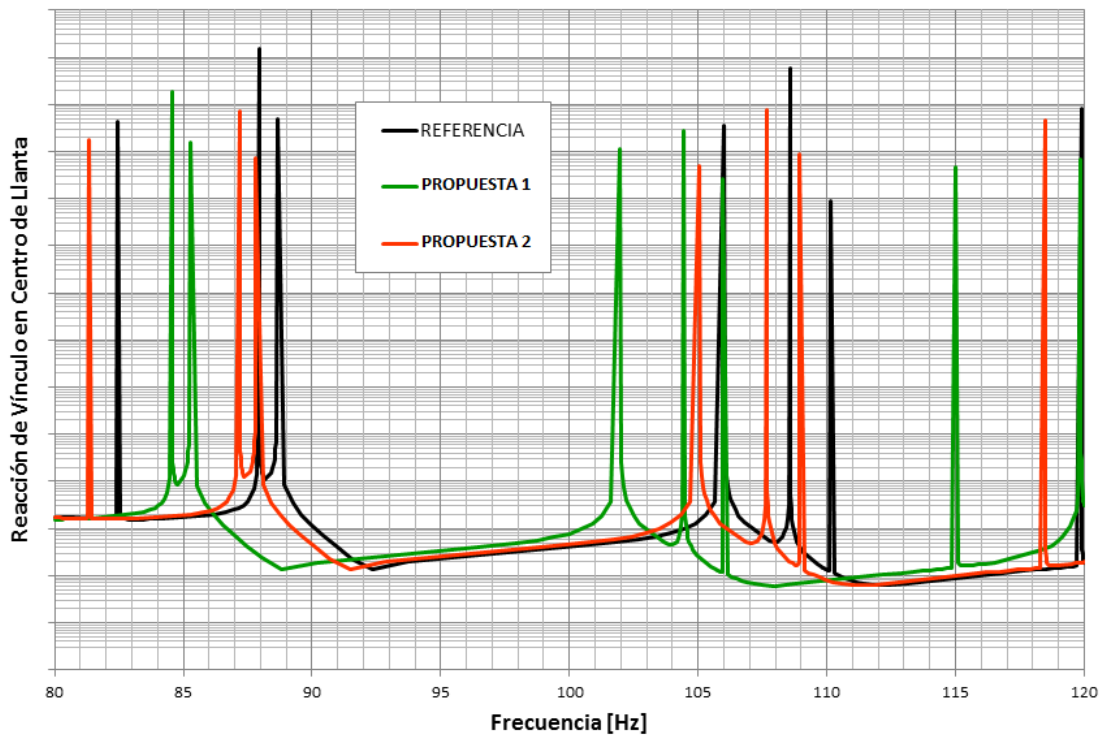


Figura 16: Resultados de los Modelos Propuestos.

Con la *Propuesta 1* se logró el objetivo inicial, pero el marcado corrimiento de las frecuencias naturales hacia valores inferiores hizo que esta alternativa sea replanteada surgiendo la *Propuesta 2*. Con esta última se obtuvo un leve corrimiento de las frecuencias naturales con el suficiente aumento de la masa generalizada (MG) asociada a los modos optimizados, reduciendo la relevancia de esos modos y consecuentemente su capacidad de transmitir vibraciones al sistema de suspensión del automóvil, objetivo principal de este tipo de simulaciones. Las Figuras 15 y 16 muestran la reacción de vínculo, esfuerzo transmitido al habitáculo del vehículo, donde se observa el corrimiento en frecuencia provocado con una reducción de magnitud de los esfuerzos transmitidos en el centro de llanta.

4. CONCLUSIONES

Se lograron definir modelos numéricos y un esquema de trabajo a través del cual se pueden realizar simulaciones que permitan dar a conocer, en la etapa de diseño, características de los modos naturales de vibración estructurales y de cavidad de aire del neumático en desarrollo con el objetivo de optimizar su desempeño en el vehículo para el cual está siendo diseñado.

En base a los resultados de sensibilidad obtenidos (Figura 13), no es posible obtener una conclusión general sobre los efectos de variar la masa o rigidez de los distintos componentes del neumático ya que cada modo de vibración posee su propia sensibilidad sin seguir en principio un patrón global. Mejoras en un modo pueden resultar en el deterioro de otro, incluso en magnitudes desproporcionadas.

El hecho de provocar el corrimiento excesivo de las frecuencias naturales puede dar lugar a que la energía de un modo se desplace hacia otro modo vecino, transformando a este último en un nuevo protagonista de la problemática a optimizar.

Variaciones del orden del 3 al 5 % en el aumento de la masa generalizada de los modos a optimizar pueden llegar a ocasionar mejoras significativas en la magnitud de la reacción de vínculo medida en el centro de la llanta. Dicha mejora podría lograrse con pequeñas variaciones de masa (del orden del 1 % por ejemplo) lo cual indicaría la sensibilidad del comportamiento modal del neumático a desvíos de masa. En un neumático de 8 kg se trata de unos 80 g.

La variación de las propiedades del relleno de talón no resultó en alteraciones de las frecuencias naturales y/o masas generalizadas del neumático. Fue uno de los componentes con menor peso a la hora de perturbar los resultados, al menos en el caso particular de estudio.

Se observó, para el caso y condiciones particulares de análisis, que la componente más crítica de la reacción de vínculo del centro de llanta resultó ser la componente X (dirección de avance del neumático), dirección con menor amortiguamiento en un sistema de suspensión de automóvil, es decir, dirección de mayor transmisibilidad.

Fue posible validar de manera experimental el modelo de elementos finitos utilizado para obtener la frecuencia de resonancia de cavidad. El modelo utilizado sólo contempla los canales longitudinales del dibujo del rodado, lo cual implica una diferencia de masa respecto del neumático real que puede repercutir en los resultados obtenidos generando pequeños desvíos tal como se pudo observar en la validación experimental realizada. Mas allá de eso los resultados obtenidos se consideran de calidad para los fines de la simulación.

REFERENCIAS

- Aboutorabi H.M.R. y Kung L. Application of coupled structural acoustic analysis and sensitivity calculations to a tire noise problem. *Tire Science and Technology, TSTCA*, 40:25–41, 2012.
- Broch J.T. *Mechanical Vibration and Shock Measurement*. Brüel & Kjær, 1984.
- Clark S. *Mechanics of Pneumatic Tires*. U.S Department of Transportation and National Highway Safety Administration, 1981.
- Dalmau M.E., Jaureguizar L., Kuster J., y Marzocca A. Estudio y caracterización de modos normales en neumáticos para vehículos de pasajeros. 2013.
- Ewins D.J. *Modal Testing: Theory and Practice*. Research Studies Press Ltd., 1984.
- Sakata T., Morimura H., y Ide H. Effects of tire cavity resonance on vehicle road noise. *Tire Science and Technology*, 18:68–79, 1990.
- SIMULIA. *ABAQUS User's manual*. Dassault Systèmes, 2013.
- Thompson J.K. Plane wave resonance in the tire air cavity as a vehicle interior noise source. *Tire Science and Technology*, 23:2–10, 1995.