ISSN: 1605-9719
DOI: 10.30506/MMEP.2022.543418.1978

نشریه مهندسی مکانیک
نشریه علمی انجمن مهندسان مکانیک ایران
ISME

مروری بر پارامترهای موثر بر رزونانس حفره تایر و راهکارهای کنترل آن

مجتبی مؤمن
کارشناس ارشد

سلمان ابراهیمی‌نژاد
استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

مرتضی ملاجعفری*
استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

مقاله مروری
دریافت: ۱۴۰۰/۰۹/۰۱
پذیرش: ۱۴۰۰/۱۰/۲۵

چکیده: بحث نویز که منشا آن ارتعاش است، به دلیل تاثیرگذاشتن مستقیم بر کیفیت زندگی انسان‌ها، بسیار اهمیت دارد. یکی از مهم‌ترین منابع نویز خودرو، نویز تایر است که با کاهش نویز موتور و اگزوز و برقی‌شدن خودروها اهمیت زیادی پیدا کرده و بخشی از آن، از رزونانس حفره تایر سرچشمه می‌گیرد. در این مقاله رزونانس حفره‌ی تایر مورد بررسی قرار گرفته که هدف اصلی آن، شناخت پارامترهای موثر بر رزونانس حفره تایر و راهکارهای کنترل منبع و مسیر انتقال آن به داخل کابین خودرو می‌باشد و براساس مطالعات صورت گرفته، در هیچ مقاله‌ای به طور همزمان به این دو موضوع پرداخته نشده است. همچنین، در این مقاله برای اولین بار راهکارهای کنترل رزونانس حفره تایر و مسیر انتقال آن به داخل کابین خودرو دسته بندی و مورد بررسی قرار گرفته و مزایا و معایب آن‌ها ارائه شده است. روش تحقیق از نوع توصیفی است که پس از جمع‌آوری، مطالعه و تحلیل مقالات و پژوهش‌های منتشرشده در حوزه نویز حفره تایر، مفاهیم، اصول، فرآیند و دستاوردهای هر کدام از پژوهش‌ها، دسته‌بندی و تحلیل شده است. این مطالعات برای بررسی و کنترل تأثیر رزونانس حفره آکوستیکی تایر، بر محیط آکوستیکی داخل کابین خودرو ضروری هستند.

واژگان کلیدی: رزونانس حفره تایر، نویز تایر خودرو، پدیده رزونانس، راهکارهای کنترل نویز، تحریک تایر.

A review of the parameters affecting the resonance of the tire cavity and its control strategies

Mojtaba Momen
MSc, Iran University of Science and Technology, Tehran

Salman Ebrahiminejad
Assistant Professor, Faculty of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran

Morteza Mollajafari*
Assistant Professor, Faculty of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran

Abstract: The noise, which originates from vibration, is significant because it directly affects the quality of human life. One of the essential sources of car noise is tire noise, which becomes prominent by reducing engine and exhaust noises and electrifying cars, and part of it is initiated from the resonance of the tire cavity. In this article, the resonance of the tire cavity was studied, and the primary purpose is to determine the parameters affecting the resonance of the tire cavity and its control solutions of the source of noise and transmission path into the car cabin. Notably, the two problems addressed have not been investigated simultaneously in previous studies. In the present work, for the first time, the tire cavity resonance control solutions are examined and the resonance transmission path into the car cabin. Furthermore, the pros and cons of such an examination were classified as well. The research method is descriptive in which after collecting, studying, and analyzing articles and published researches in the field of tire cavity noise, the concepts, principles, processes, and achievements of each research have been categorized and analyzed. These studies are necessary to investigate and control the effect of tire acoustic cavity resonance on the acoustic environment inside the car cabin.

Keywords: Tire cavity resonance, Vehicle tire noise, Resonance phenomenon, Noise control solutions, Tire excitation.

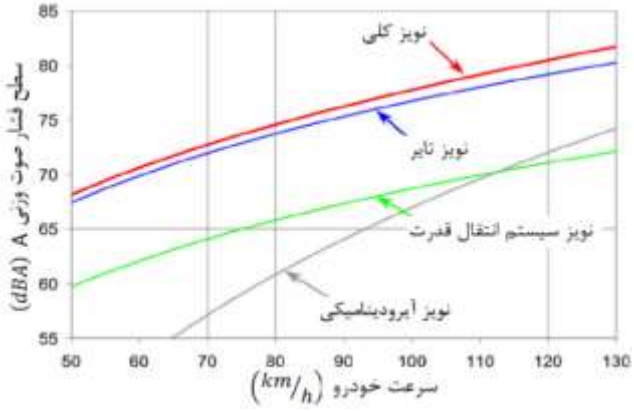
* نویسنده مسئول، mollajafari@iust.ac.ir

۱- مقدمه

هر موج مکانیکی در حوزه فرکانس که قابل شنیدن باشد را صوت گفته و اگر این صوت، آزاردهنده باشد، به نویز تبدیل می‌شود. گوش انسان توانایی شنیدن صداها در محدوده فرکانس ۲۰ تا ۲۰۰۰۰ هرتز را دارد. به طور کلی سروصدا ناشی از ارتعاش است. ویژگی‌های نویز و ارتعاش بر تصمیم مشتری در خرید خودرو تأثیر می‌گذارد. در طراحی تایرهای پنوماتیک یک حفره وجود دارد که این حفره برای نگه داشتن مقدار هوای مورد نیاز برای کارکرد وسیله نقلیه ضروری است. با این حال، همین حفره، به عنوان عامل به وجود آمدن رزونانس حفره تایر شناخته شده است. رزونانس حفره تایر، به عنوان عامل مهم در تولید نویز تایر محسوب می‌شود که باعث انتقال ارتعاش و نویز به توپی چرخ و از آنجا به بدنه خودرو شده و در نهایت به داخل کابین منتقل می‌شود [۱-۴].

درحال حاضر، نویز تایر برای وسایل نقلیه سواری در سرعت های بالاتر از ۴۰ کیلومتر بر ساعت و برای کامیون‌ها در سرعت های بالاتر از ۷۰ کیلومتر بر ساعت آزاردهنده است [۵]. در اوایل سال ۱۹۹۰ میلادی، ساکاتا از طریق آزمایش‌ها، رزونانس حفره تایر را مورد مطالعه قرار داد. مطالعات وی حاکی از آن بود که در محدوده فرکانس ارتعاشات تایر، حفره می‌تواند در طول حرکت خودرو دچار رزونانس شود. نویز رزونانس حفره تایر، توجه افراد را به خود جلب کرده است و در سال‌های اخیر تبدیل به یک موضوع داغ در زمینه تحقیقات بین‌المللی تایر شده است [۶-۷]. یکی از صداهای مشکل‌ساز، رزونانس آکوستیک است که می‌تواند در داخل تایر ایجاد شود و آن را رزونانس حفره تایر می‌نامند. بدون نویز موتور، این صدا بسیار قابل توجه است که استفاده از مواد میراکننده اضافی جهت کاهش نویز انتقال یافته را ضروری می‌سازد [۸-۹]. با این حال، کاهش صدای تعامل تایر و جاده هنوز مساله‌ای چالش برانگیز است و ساختار تایر چرخ و رزونانس حفره آکوستیکی تایر، به عنوان دلیل و منشاء اصلی آن شناخته می‌شود. سروصدای بیرونی تایر و جاده توسط قوانین و استانداردهای اروپا[1] تنظیم می‌شود، درحالیکه سروصدای داخلی تایر و جاده، تنها توسط نیاز بازار و مصرف‌کننده تنظیم می‌گردد [۱].

برای وسیله نقلیه موتوری، منابع اصلی سروصدا، ناشی از موتور، توربولانس بادی و تماس تایر با جاده است. با توسعه و پیشرفت وسایل نقلیه، کنترل سروصدای بیرونی تایرها کم‌کم به استاندارد و قانون تبدیل شده است و دلیل اصلی آن ناشی از این حقیقت است که ناظران خارجی، هنگام عبور خودرو با سرعت بیش از ۴۰ کیلومتر بر ساعت، می‌توانند به طور واضح صدای تایر را بشنوند. از طرف دیگر، هدف بعدی، افزایش آسایش سرنشینان در فضای داخلی خودرو است [۱۰]. سندبرگ نشان داده است که نویز تایر در بین سایر نویزهای خودرو (برای وسایل نقلیه تولیدشده مطابق با الزامات اتحادیه اروپا)، تقریباً در همه سرعت ها، نویز غالب است که در شکل (۱) به صورت نمودار مقایسه‌ای نشان داده شده است [۱۱].



شکل ۱ میزان منابع نویز قسمت‌های مختلف خودرو با توجه به سرعت حرکت [۱۱]

با پیشرفت موتور و کاهش نویز و ارتعاش سیستم حرکت، نویز تایر از بقیه متمایز می‌شود، بنابراین چگونگی کاهش نویز تایرها به یکی از مهمترین کارها برای بهبود ارتعاش و نویز خودرو تبدیل شده است. نویز ایجاد شده توسط یک تایر چرخان عمدتا از بلوک‌های آج ساطع می‌شود. با این حال، گزارش شده است که تایرهای صاف نیز باعث ایجاد نویز می‌شوند [۱۲]. انگیزه کنترل نویز می‌تواند ناشی از اجرای تصویب قانونی برای سطح نویز خارجی تایر؛ کاهش سطح نارضایتی در فضای داخلی خودرو؛ کاهش نویز برای افزایش راحتی شهروندان و یا تحریم واردات تایرهای با نویز خارج از استاندارد باشد [۱۱].

ساختار مقاله به صورت زیر می‌باشد. در بخش ۲ حفره‌ی تایر معرفی شده و مشخصه‌های نویز و ارتعاشات آن، با توجه به کارها و پژوهش‌های انجام‌شده در این حوزه به طور مبسوط تشریح و مزایا و چالش‌های هرکدام بیان شده است. سپس در بخش ۳، راهکارهای کنترل منبع و مسیر انتقال نویز مربوط به رزونانس حفره تایر در دو بخش مجزا دسته‌بندی و تاثیر هر کدام بررسی

[1] EC R661 / 2009, ECE R117

شده است. در نهایت مقاله در بخش ۴ با نتیجه‌گیری به پایان می‌رسد.

۲- مشخصه‌های ارتعاش و نویز حفره تایر

حفره تایر حجمی است که بین بدنه لاستیکی تایر و رینگ قرار گرفته و معمولا با سیال هوا پر می‌شود. در اثر ارتعاشات این سیال، ناشی از تحریک جاده، تعامل با رینگ، جداره جانبی و آج تایر، نویز و ارتعاشات حفره تایر به وجود می‌آید. رزونانس حفره تایر منبع مهمی از نویز تایر است که در محدوده فرکانس بین ۱۵۰ تا ۳۰۰ هرتز بوده و به شدت نویز داخلی وسیله نقلیه را زیاد می‌کند [۱۳]. این نویز از طریق ساختار تایر، توپی، سیستم تعلیق و فرمان به داخل کابین خودرو منتقل شده و صدای آزاردهنده‌ای را در داخل خودرو ایجاد می‌کند [۱۴]. نویز حفره تایر دارای یک پهنای باند فرکانسی باریک، با دامنه رزونانس بالا است و زمانی که امواج صدا در تایر خودرو بصورت افقی (جلو و عقب) در یک جهت با ضریب میرایی کم نوسان می‌کنند، اتفاق می‌افتد [۸].

ساکاتا و همکاران، مکانیزم اثر نیروی محوری را بر روی نویز داخل خودرو مطالعه کردند و پیک طیف فرکانس را نشان دادند و به نتایجی رسیدند که نشان می‌دهد نویز، با اولین شکل مود آکوستیکی حفره در محدوده فرکانس‌های ۱۹۰ تا ۲۶۰ هرتز در شرایط حرکت با سرعت ۷۰ تا ۸۰ کیلومتر بر ساعت، آزاردهنده است. این بدان معناست که رزونانس حفره تایر تاثیر قابل توجهی بر صدای داخل خودرو دارد [۱۵]. ساکاتا و همکارانش، بیان می‌کنند که نویز داخلی کمتر از ۳۰۰ هرتز از طریق ساختار تایر انتقال پیدا می‌کند. همچنین فرکانس طبیعی نویز حفره، کاملا به شکل و اندازه چرخ وابسته است [۸].

گوندا و همکارانش، نتیجه‌گیری کردند که تنها اولین شکل مود رزونانس حفره تایر می‌تواند باعث افزایش صدای ناشی از تماس تایر و جاده، در داخل کابین شود؛ زیرا این نیروها، تنها در شکل مود اول، باعث تحریک توپی چرخ شده و در شکل مودهای دیگر به دلیل داشتن جهت‌های مخالف، هم دیگررا خنثی می کنند [۱].

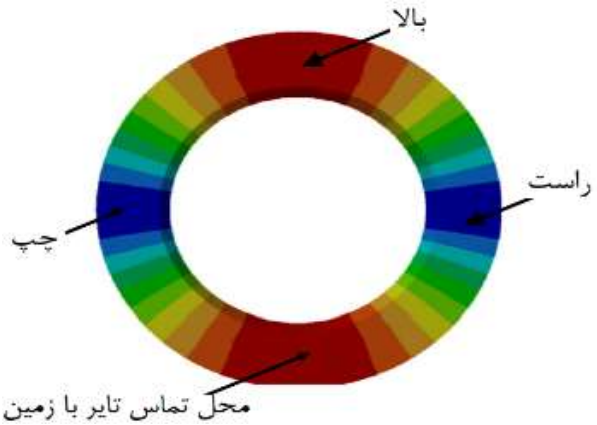
استاندارد کردن نویز تایر مخصوصاً برای وسایل نقلیه برقی با چرخ‌های بزرگ و تایرهای با نسبت ارتفاع به پهنای کم[1]، یک چالش واقعی برای مهندسان نویز و ارتعاش است [۱۶]. شدیدترین رزونانس حفره هوا زمانی اتفاق می‌افتد که طول موج آکوستیکی، تقریباً برابر با متوسط دور تایر باشد. فرکانس طبیعی این شکل مود در تایر اتومبیل سواری معمولاً بسته به اندازه تایر از ۲۰۰ هرتز تا ۲۳۰ هرتز متغیر است و این شکل مود با ساختار تایر کوپل شده و قادر به انتقال صدا با ساختار قوی به داخل خودرو از طریق رینگ، توپی و سیستم تعلیق می‌باشد. رزونانس شکل مودهای بعدی حفره در جهت محیطی، تقریبا مضرب صحیحی از فرکانس رزونانس شکل مود اول است و شدت رزونانس پایین‌تری دارد [۱۷].

ساکاتا اعلام کرد که دو قله نویز مربوط به رزونانس شکل مود اول حفره آکوستیک، در محدوده‌ی فرکانسی بین ۲۰۰ و ۳۰۰ هرتز قرار دارد و مربوط به رزونانس ساختاری تایر نمی‌شود [۱].

از بین تمام شکل مودهای طبیعی تایر، شکل مود حفره هوای تایر به دلیل پهنای باند فرکانسی و میرایی پایین، تاثیر زیادی بر نویز دورن کابین دارد [۱۶]. زبری جاده، الگوی آج، نیروی نامتعادل‌کننده و تغییر انحنای آج به طور مشترک، حفره آکوستیکی تایر را تحریک می‌کند [۱۲].

نویز داخلی فرکانس بالا اکثراً توسط هوا انتشار می‌یابد و معمولاً با ارتعاش ساختاری ناشی از تحریک جاده کوپل نمی‌شود، ولی نویز فرکانس پایین، ارتباط خوبی با ارتعاش ساختاری دارد و می‌تواند توسط مسافران درک شود. با توجه به اثرات ترکیب-شدن زبری سطح جاده و الگوی آج، پهنای باند فرکانس تحریک تایر، به قدری گسترده است که فرکانس طبیعی حفره هوای آکوستیکی تایر را می‌پوشاند [۱۸].

شبیه‌سازی شکل (۲) نشان می‌دهد، فشار صدا در موقعیت-های بالا و محل تماس تایر با زمین، بیشترین مقدار و در موقعیت های چپ و راست، داری کمترین مقدار است [۱۹].



شکل ۲ شبیه‌سازی فشار صدا در موقعیت‌های متفاوت حفره تایر غیرچرخان [۱۹]

[1] Aspect Ratio

سکاووزو و همکارانش، نشان دادند که کوپلینگ رزونانس آکوستیکی حفره تایر و رزونانس ساختاری تایر، باعث افزایش نویز منتقل‌شده به داخل کابین خودرو می‌شود. در همین راستا، هاوارکمپ بیان کرده است که ارتعاشات ورودی از جاده، با فرکانس حدود ۲۳۰ هرتز به انتقال انرژی از بدنه خودرو و اجزای شاسی دامن می‌زند [۱].

پینای و همکارانش [۱۰] نتیجه گرفتند که اندازه‌گیری درجه حرارت داخل حفره تایر از نظر آماری برای پیش‌بینی سطح فشار صوت[1] (SPL) داخل حفره تایر در محدوده دمای بین ۱۰ تا ۳۰ درجه سانتی‌گراد حفره نامفهوم و بی‌معنی است. او ارتباط بین نویز حفره تایر و نویز بیرونی تایر و جاده را با دقت خوبی معادل مقدار ۱/۴ دسی‌بل یافت.

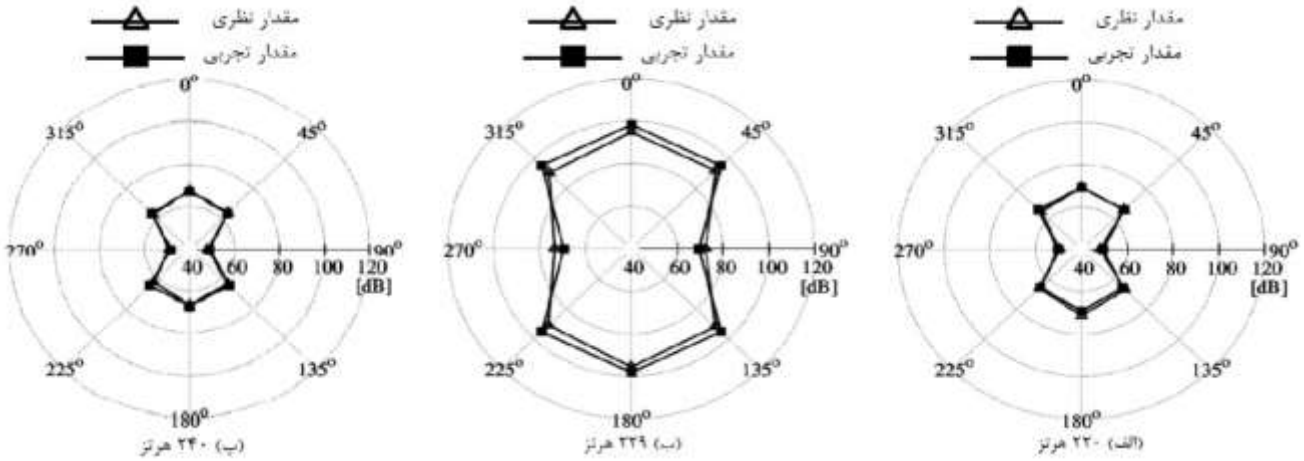
بارو و همکارانش [۱۳]، فرکانس طبیعی اول تا دهم رزونانس حفره تایر را بصورت جدول (۱) بدست آوردند که در آن l و m و n به ترتیب مود شعاعی، سمت[2] و محوری را نشان می‌دهند.

جدول ۱ مقایسه فرکانس طبیعی اول تا دهم رزونانس حفره تایر [۱۳]

خطا %	مدل المان محدود (HZ)	مدل تحلیلی (HZ)	n	m	l
1	182.0	182.2	0	1	0
1.1	363.7	364.1	0	2	0
0.2	544.8	544.9	0	3	0
0.2	725.0	725.1	0	4	0
3.9	769.1	766.0	1	0	0
3.1	789.9	787.4	1	1	0
1.2	849.2	848.2	1	2	0
0.2	904.1	904.3	0	5	0
0.7	939.4	940.1	1	3	0
2.3	1052.4	1054.8	1	4	0

وانگ و همکارانش [۱۲] تاثیر تغییر پریودیک انحنای آج تایر ناشی از چرخش تایر و بارگذاری جاده را بر رزونانس حفره هوا مورد بررسی قرار دادند. در پژوهش گلندیر و همکارانش [۲۰]، نرم افزار مدل المان محدود حفره، رینگ و تایر چرخان در وضعیت پایدار، توسعه‌یافته و برای شبیه‌سازی المان محدود تمام قسمت‌های خودرو ارائه شده است. آن‌ها نتیجه گرفتند که درنظرگرفتن اثر چرخش از نظر نیروهای ژیروسکوپی، به شدت بر نیروهای منتقل‌شده به شاسی و در نتیجه عکس‌العمل صدای بالای ۱۰۰ هرتز تأثیر می‌گذارد.

در پژوهش هریکاوا و همکارانش [۲۱]، یک معادله موج یک بعدی ارائه شده که موج در گردش و میرایی هوا را برای توزیع فشار صدا در داخل تایر خودرو در نظر می‌گیرد. آن‌ها توزیع SPL درون یک تایر را بصورت شکل (۳) نشان داده‌اند.



شکل ۳ توزیع SPL مدل نظری و تجربی داخل تایر در اطراف فرکانس رزونانس حفره تایر [۲۱]

[1] Sound Pressure Level (SPL)
[2] Azimuthal

در هر دو نتایج نظری و تجربی مشاهده می‌شود، اشکال SPL در موقعیت‌های ۰ درجه و ۱۸۰ درجه (بالا و پایین تایر) دارای ضد گره و در موقعیت‌های ۹۰ درجه و ۲۷۰ درجه (راست و چپ تایر) دارای گره در محدوده فرکانس ۲۰۰ تا ۲۶۰ هرتز هستند. بنابراین، مشاهده می‌شود که توزیع شکل مودهای SPL در اطراف فرکانس رزونانس حفره تایر، اسپیندل وسیله نقلیه را در جهت عمودی به ارتعاش در می‌آورد زیرا فشار صدا در داخل تایر در جهت عمودی، تغییرات بزرگتری در فرکانس رزونانس حفره تایر (۲۲۹ هرتز) دارد [۲۱].

یی و همکارانش [۱۵]، توزیع فشار صدا در حفره تایر ناشی از رزونانس حفره آکوستیکی بخاطر ناهمواری‌های جاده را مورد بررسی قرار دادند. تحت تحریک سرعت در فشار اتمسفر محیط، فرکانس رزونانس در ۲۲۱/۴ هرتز و میزان پیک فشار صدا ۲۴/۴۴ پاسکال بدست آمد، درحالیکه در آزمایش‌ها، فرکانس رزونانس ۲۱۶/۵ هرتز و میزان پیک فشار صدا حدود ۲۳/۹۷ پاسکال است.

ایشیهاما و همکارانش [۲۲]، اندازه‌گیری فشار صدای حفره تایر، برای یافتن مشخصات سطح جاده و ساختار تایر را مورد بررسی قرار دادند. اندازه‌گیری صدای حفره تایر از پتانسیل بالایی برای نظارت بر سطح جاده برخوردار است. امواج آکوستیکی تولیدشده در حفره تایر دارای مدت زمان بیش‌تر از یک دور چرخش تایر است. نرخ میرایی صدای حفره کمتر از ۲ درصد است و ضعیف‌تر از نرخ میرایی ارتعاشات ساختاری تایر می‌باشد. SPL حفره تایر در حدود ۱۲۰ دسی‌بل یا بیشتر است. توان صدای رزونانس حفره تایر، در دو فرکانس تنظیم‌شده به وسیله سرعت چرخش چرخ، به شاسی خودرو منتقل می‌شود. فشار صدای حفره تایر حتی در تایرهای صاف نیز در اثر حرکت بر روی سطح جاده استاندارد یا سطح جاده آسفالت-بتون متراکم تولید می‌شود.

کائو و بولتون [۱۷]، بر روی شکل مودهای حفره آکوستیکی مرتبه بالاتر و همچنین ایجاد مدل تحلیلی کوپلینگ ساختاری رینگ و آکوستیکی حفره که مورد تحریک نقطه‌ای هارمونیک قرار دارد، بررسی‌هایی را انجام دادند، به طوری که می‌توان تأثیر شکل مودهای آکوستیکی شعاعی مرتبه بالاتر را به صورت تحلیلی نشان داد. اولین شکل مود محیطی معمولاً بسیار مهم است و هنگامی رخ می‌دهد که متوسط دور حفره داخل تایر، تقریباً برابر یک طول موج باشد. شکل مود اول حفره آکوستک محیطی در فرکانس ۲۰۰ تا ۲۳۰ هرتز و شکل مود اول حفره آکوستک شعاعی در فرکانس ۱۴۰۰ تا ۲۰۰۰ هرتز ظاهر میشوند. در این پژوهش، یک روش اندازه‌گیری نقطه‌ای برای به حداقل رساندن خطای اندازه‌گیری که می‌تواند به دلیل حرکت مماسی باند آج باشد، پیشنهاد شد. مشاهده شد که پاسخ محدوده فرکانس زیر ۵۰۰ هرتز، در درجه اول به دلیل حرکت شعاعی و مماسی ساختار تایر است، به علاوه، رزونانس محیطی حفره هوای تایر، به دلیل اولین موج آکوستیکی رخ می‌دهد. شکل مودهای آکوستیک شعاعی ناشی از موج آکوستیکی شکل مود دوم، قابل اندازه‌گیری بوده و منجر به افزایش جزئی ارتعاش در نزدیکی فرکانس قطع می‌شود.

ناگاچی و همکارانش [۲۳]، یک روش توپولوژی مبتنی بر سطح برای شبیه‌سازی طراحی ساختار الاستیک کوپل‌شده با محیط حفره آکوستیکی، با استفاده از مدل ماده دو فاز ارائه کردند. مدل ماده دو فاز در مسئله بهینه‌سازی کوپلینگ آکوستیک و ساختاری موثر بود. کار آینده، احتمالا یک بهینه-سازی توپولوژی در یک محدوده فرکانس مودال است که شامل ارزیابی پاسخ‌های فرکانسی برای تعدادی از خطوط فرکانسی می باشد.

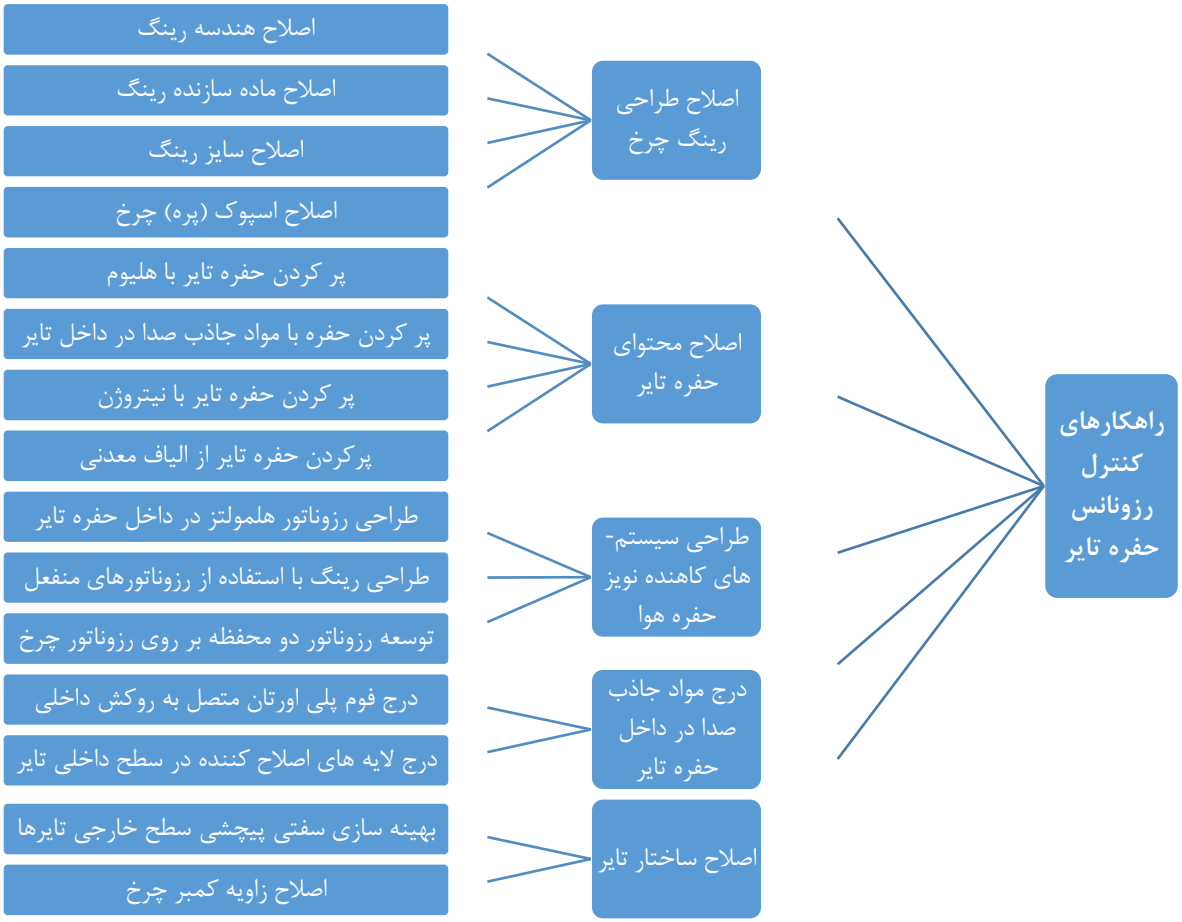
در پژوهش هیو و همکارنش [۲۴]، یک روش المان محدود برای یافتن میدان آکوستیکی در حفره تایر چرخان خودرو پیشنهاد شده و تست فشار صوت نیز برای اعتبارسنجی نتایج انجام شده است. آن‌ها دریافتند که با افزایش سرعت خودرو و بار روی تایر، حداکثر دامنه فشار صدا طبق نتایج شبیه‌سازی و آزمایش افزایش می‌یابد اما با افزایش فشار باد تایر، طبق نتایج آزمایش، ابتدا حداکثر دامنه فشار صدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد که بر خلاف نتیجه شبیه‌سازی است که افزایش مداوم را نشان می‌دهد. همچنین چرخش خلاف جهت عقربه‌های ساعت درام تایر باعث قرارگیری قله دامنه فشار صدا در اطراف زوایای ۰ و ۱۵۰ درجه تایر می‌شود.

۳- راهکارهای کنترل منبع و مسیر انتقال نویز

سه المان اصلی در بحث نویز، منبع نویز، مسیر انتقال نویز و گیرنده نویز است. برای راحتی گیرنده نویز (انسان) در داخل کابین خودرو باید منبع و مسیر انتقال نویز به داخل کابین خودرو کنترل شود. در بخش ۳-۱ راهکارهای کنترل رزونانس حفره تایر برای کاهش منبع نویز مورد بررسی قرار گرفته و در بخش ۳-۲ تاثیر انتقال انرژی رزونانس حفره تایر و راهکارهای کنترل آن برای کاهش مسیر انتقال نویز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۳-۱- راهکارهای کنترل رزونانس حفره تایر

در شکل (۴) یک دسته‌بندی کلی از راهکارهای کنترل رزونانس حفره تایر ارائه شده است و در ادامه کارهای انجام‌شده در هر دسته، بررسی شده‌اند.



شکل ۴ دسته‌بندی کلی راهکارهای کنترل رزونانس حفره تایر

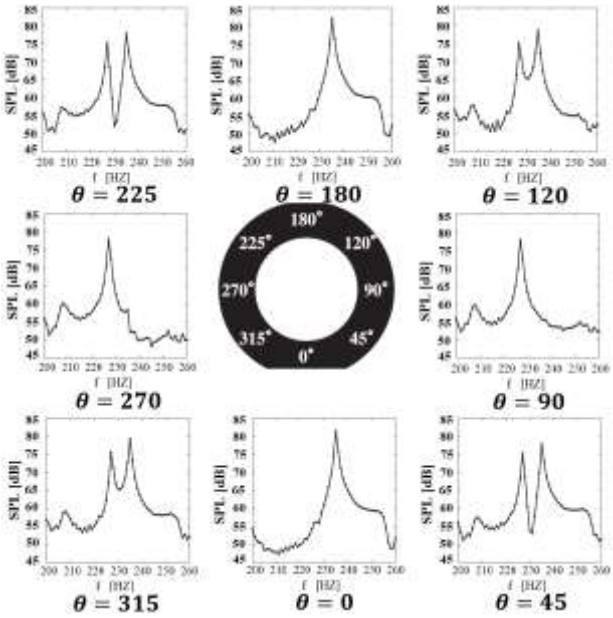
هر مسئله نویز و ارتعاش، با اصلاح در منبع نویز یا بهینه سازی مسیر انتقال آن قابل کنترل است. در صورتیکه نویز حفره هوا به وجود آید، تحریک ورودی باید به حداقل برسد و یا مسیر انتقال از تایر به داخل کابین از بین برود. همچنین بهینه‌سازی مسئله نویز و ارتعاش بر سایر مشخصات تایر نباید تأثیر بگذارد که کاری مشکل است. در گذشته راه‌حل‌های بی شماری برای مقابله با نویز شکل مود حفره هوا از جمله اصلاح طراحی رینگ چرخ، معرفی رزوناتور هلمولتز یا مواد جاذب صدا (فوم پلی‌اورتان) در داخل حفره تایر ایجاد شده است، اما تجاری‌سازی بیشتر این راه‌حل‌ها، به دلیل دوام و مشکلات تولید انبوه، موفقیت‌آمیز نبود [۱۶].

مطالعات زیادی در مورد مکانیزم تولید رزونانس حفره انجام شده است و هر دو تولیدکننده اتومبیل و شرکت‌های تایر، روش هایی را برای کاهش نویز حفره ناشی از سازه را آزمایش کرده‌اند. شرکت‌های خودروسازی برای کاهش چنین نویزی از تغییرات رینگ استفاده کرده‌اند، درحالیکه شرکت‌های تایر، درحال نصب مواد جذب‌کننده صدا در درون حفره تایر هستند [۱۸].

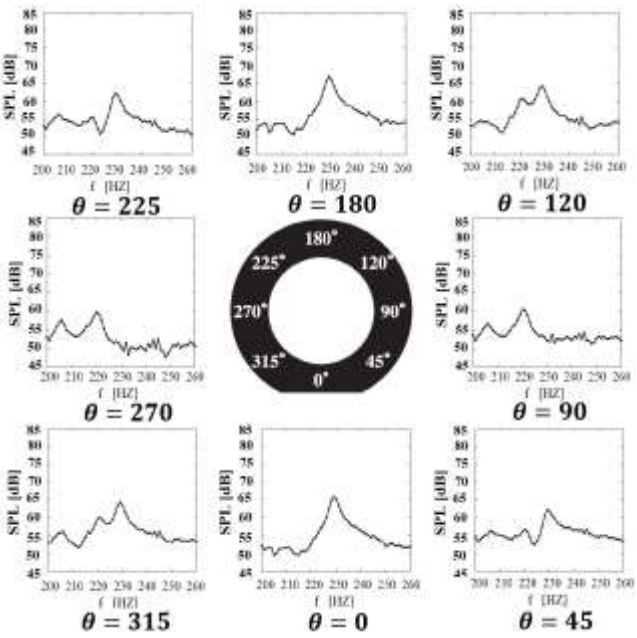
اقدامات متعددی برای کاهش اثرات منفی رزونانس حفره تایر نیز مورد بررسی قرار گرفته است. یاماچی و همکارانش موفق شدند، با به کارگیری یک رینگ بیضی شکل، اثرات مرتبط با رزونانس حفره را کاهش دهند. درحالیکه تایرهای بادشده با هلیوم در از بین بردن اتصال بین رزونانس‌های آکوستیکی و ساختاری تایر و در نتیجه، بهبود صدای داخل کابین موثر بودند. اقدام دیگری که امروزه تولیدکنندگان تایر، برای افزایش میرایی رزونانس حفره تایر انجام می‌دهند، استفاده از یک لایه روکش یا پر کردن با مواد جاذب صدا در داخل تایر است و تایرهای بازار را، با درج فوم پلی‌اورتان متصل به روکش داخلی ارائه می‌دهند. بارو و همکارانش نتیجه گرفتند که در صورت ثابت بودن میزان ماده جاذب آکوستیکی، کاهش میزان رزونانس حفره، بیشتر تحت تأثیر حجم روکش قرار دارد. علاوه‌براین، نتایج نشان می

دهد که برای حجم و میزان ماده جاذب آکوستیکی ثابت، می توان با انتخاب یک چیدمان مناسب، میرایی رزونانس حفره را افزایش داد [۱۳].

تاناکا و همکارانش [۲۵] دو تایر تجاری را برای مقایسه توانایی سرکوب نویز با استفاده از روش روکش ماده جاذب، در محدوده فرکانس رزونانس شکل مود اول حفره تایر یعنی ۲۰۰ تا ۲۶۰ هرتز، مورد بررسی قرار دادند که نتایج در شکل‌های (۵) و (۶) نمایش داده شده است.



شکل ۵ SPL تایر بدون ماده جاذب صدا در محدوده فرکانس ۲۰۰ تا ۲۶۰ هرتز [۲۵]



شکل ۶ SPL تایر با ماده جاذب صدا در محدوده فرکانس ۲۰۰ تا ۲۶۰ هرتز [۲۵]

همان‌طور که مشاهده می‌شود، در موقعیت‌های بالا و پایین تایر تنها یک قله در فرکانس بالاتر وجود دارد که شکل مود حفره تایر در این فرکانس، بصورت شکل مود عمودی است و در موقعیت‌های راست و چپ تایر تنها یک قله در فرکانس پایین‌تر وجود دارد که شکل مود حفره تایر در این فرکانس، بصورت شکل مود افقی است. در بقیه موقعیت‌ها ادغام این دو قله مشاهده می شود که ناشی از پدیده تقسیم فرکانسی است. همچنین با گذاشتن ماده جاذب صدا در داخل حفره تایر، فرکانس شکل مود عمودی و افقی به ترتیب از ۲۳۵ به ۲۲۹ هرتز و از ۲۲۷ به ۲۲۰ هرتز کاهش می‌یابد. در این پژوهش کاهش SPL تایر با اعمال ماده جاذب صدا، برای شکل مود عمودی و افقی به ترتیب از ۷۸/۶ به ۶۳/۵ دسی‌بل و از ۷۵/۱ به ۵۸/۲ دسی‌بل نتیجه‌گیری شده است [۲۵].

محمد و همکاران، با قراردادن لایه‌های اصلاح‌کننده در سطح داخلی تایر، کاهش اثر رزونانس حفره را تحقیق کرده‌اند [۱۹]. روش دیگر پر کردن حفره تایر با سایر گازها مانند نیتروژن یا هلیوم است که وانگ و همکارانش مشاهده کردند که فرکانس رزونانس کمی تغییر یافت، همچنین بولتون و همکاران نشان دادند تغییرات محتوای حفره، تاثیری در نویز تایر ندارد. لازم به ذکر است که تغییر محتوای حفره تایر، به دلیل مسایل مربوط به هزینه و استحکام، رایج نیست [۲۶]. از ساکاتا و همکاران، گزارش‌شده که پرکردن داخل حفره تایر از فوم پلی‌اورتان، باعث حذف رزونانس حفره در فرکانس ۲۳۰ هرتز می‌شود. بسیاری از تحقیقات به آزمایش پرکردن حفره تایر از فوم یا دیگر مواد متخلخل که باعث کاهش انتشار موج صوت در حفره و یا حذف قله‌های مجزا در رزونانس اولین شکل مود حفره تایر می‌شود، به انجام رسیده است [۱].

هاوارکمپ، این نتیجه را گرفت که پرکردن حفره تایر از الیاف معدنی می‌تواند، باعث کاهش انرژی انتقالی به اندازه‌ی بیش از ۲۰ دسی‌بل شود. همچنین از پوشش قیر بر روی رینگ، برای تغییردادن مشخصه میرایی استفاده شد، اما نتایج استفاده از آن نشان داد که این پوشش‌ها، باعث افزایش امپدانس آکوستیکی دیواره شده و تقویت شکل مود رزونانس حفره تایر را به همراه دارد و نامطلوب است. فرناندز، انواع مختلف مواد جاذب آکوستیکی را در چیدمان‌های متفاوت، به منظور کاهش SPL در رزونانس حفره تایر، بررسی کرد. او نتیجه گرفت که قرارگیری

این مواد جاذب آکوستیکی با ضخامت ۳۰ تا ۴۰ سانتی‌متر در مکان‌های مشخص در داخل حفره تایر، می‌تواند کاهش بیش از ۱۱ دسی‌بل را در SPL، به همراه داشته باشد [۱].

گالرین و همکارانش [۲۷] دریافتند که پاسخ دو نوع گاز هوا و هلیوم در حوزه زمانی تفاوت چندانی ندارند، اما پاسخ فرکانسی آن‌ها بخصوص در محدوده فرکانس ۲۰۰ هرتز تفاوت قابل توجهی دارند که مشاهده می‌شود، حفره پرشده با هوا در این محدوده فرکانس، دارای دو قله مجزا است اما برای هلیوم این گونه نیست. همچنین حفره پرشده با هلیوم، نیروی کمتری به اسپیندل چرخ در محدوده فرکانس رزونانس حفره تایر وارد می‌کند. او نتیجه‌گیری کرد که به منظور افزایش دقت یک مدل تایر در فرکانس بالاتر از ۲۰۰ هرتز، یک مدل حفره گاز دینامیکی الزامی است و نشان داد که مدل سه بعدی تایر همراه با یک مدل حفره اویلر تراکم‌پذیر یک بعدی می‌تواند با موفقیت، تعامل ساختار تایر و حفره را حتی در محدوده فرکانس ۲۰۰ هرتز با درنظرگرفتن اثرات چرخش و بارگذاری پیش‌بینی کند درحالیکه هر دو مدل حفره فشار ثابت و مدل حفره گاز ایده‌آل، قادر به پاسخگویی نیرو در پهنای باند فرکانس حفره نیستند.

راه‌حل دیگر ارائه‌شده توسط فاجیوار و همکارانش، طراحی رینگ با استفاده از رزوناتورها می‌باشد. فرناندز و همکارانش، بیان کردند که استفاده از رزوناتورهای منفعل در مسئله نویز مجرا بسیار گسترده است، اما آن‌ها در جریان کاهش نویز حفره تایر، استفاده اصلی را پیدا نکرده‌اند، زیرا فرکانس رزونانس حفره تایر غالبا با تغییر سرعت دورانی، تغییر می‌کند. دنیل و همکارانش، برای کاهش نویز حفره تایر از طریق سرکوب فرکانس رزونانس اصلی، استفاده از رزوناتورهای منفعل را توسعه دادند. آن‌ها نشان‌دادند که با سه رزوناتور تنظیمی، یک کاهش در پیک دامنه صدا از ۱۰۳ تا ۸۸ دسی‌بل و با پنج رزوناتور تنظیمی، یک کاهش در پیک دامنه صدا از ۱۰۳ تا تقریبا ۸۷ دسی‌بل در رنج سرعت از ۵۴ تا ۱۰۸ کیلومتر بر ساعت امکان‌پذیر است. بنابراین تعداد رزوناتورهای بیشتر، بهتر می‌تواند نویز حفره را در دامنه فرکانس های بالاتر کاهش دهد. دنیل و همکارانش نشان دادند که هلیوم، فرکانس رونانس حفره تایر را بسیار افزایش می‌دهد و به طور معمول برای ارتعاش ناشی از ساختار داخلی، درنظر گرفته می شود، درحالیکه دی اکسید کربن که به راحتی در دسترس است؛ فرکانس رزونانس حفره را کاهش می‌دهد. سکاووزو و همکاران نشان دادند وقتی که شکل مود خمشی رینگ فولادی با فرکانس رزونانس حفره هماهنگ می‌شود، فشار صدا داخل خودرو ۷۸ دسی‌بل است، اما استفاده از رینگ آلومینیومی با مقدار فرکانش خمشی بسیار متفاوت، باعث کاهش فشار صدای داخل خودرو تا ۶۶ دسی‌بل می‌شود. همچنین استفاده از هلیوم، صدای منتقل‌شده از هر دو نوع چرخ را به ۵۴ تا ۵۶ دسی‌بل کاهش می‌دهد، چون سرعت صوت هلیوم به مراتب بیشتر از هوا است [۸].

یاماچی و آکیوچی، روش کاهش اثر رزونانس حفره تایر را تغییر طراحی رینگ پیشنهاد کرده و فرمودند که عوامل به وجود آورنده رزونانس حفره را می‌توان با استفاده از رینگ بیضوی بهبود بخشید. این ایده، بر روی این فرضیه استوار بود که تغییر فرکانس و جهت تحریک، در هنگام حرکت خودرو، عامل حذف رزونانس حفره، در محدوده فرکانس مورد نظر است. در یک مطالعه دیگر هایاشی پیشنهاد داد که صدای رزونانس حفره تایرها را می‌توان با بهینه‌سازی سفتی پیچشی سطح خارجی تایرها کاهش داد. از آنالیز شکل مود تعلیق خودرو دریافت شد که زاویه کمبر چرخ، بر شکل مود رزونانس، اثرگذار است و بر انتقال نویز تاثیر می‌گذارد، بنابراین برخی از تغییرات طراحی می‌تواند به کاهش تأثیر رزونانس حفره آکوستیک تایر منجر شود، مانند اتخاذ یک رینگ کوچکتر و یا اصلاح بخش اسپوک (پره) چرخ که باعث بالارفتن سفتی پیچشی سطح بیرونی تایر می‌گردد [۱].

کامیاما و همکارانش [۲۸]، توسعه رزوناتور دو محفظه بر روی رزوناتور چرخ را برای کاهش نویز حفره تایر مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش تایید شد که استفاده از رزوناتور دو محفظه، باعث کاهش ۵۰ درصدی یا بیشتر در وزن و هزینه شده و همچنین، افزایش راندمان کاهش نویز نسبت به رزوناتور تک محفظه را به همراه دارد.

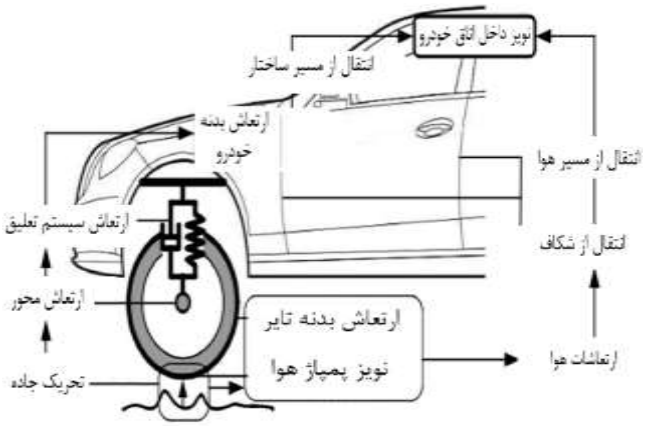
سوبیان و همکارانش [۱۶]، تاثیر استفاده از رینگ‌های با جنس مختلف، در ایجاد پدیده رزونانس کوپلینگ ساختار و آکوستیک تایر مونتاژشده با رینگ را بررسی کرده و راه‌کاری برای جلوگیری از این پدیده، معرفی شده است. نویز تایر در فرکانس های پایین‌تر (زیر ۳۰ هرتز) تحت تأثیر سختی تایر قرار می‌گیرد، در محدوده فرکانس میانی (۳۰ تا ۲۵۰ هرتز) تحت تاثیر شکل مودهای طبیعی تایر است و در محدوده فرکانس بالاتر (بالای ۲۵۰ هرتز) با میرایی تایر کنترل می‌شود. با دور کردن شکل مود اول خمشی رینگ از شکل مود حفره هوای تایر، از ایجاد کوپلینگ جلوگیری می‌شود. این کار با تغییر رینگ فولادی به رینگ آلومینیومی انجام می‌شود. رینگ آلومینیومی نسبت به رینگ فولادی سخت‌تر و سبک‌تر است. در صورت استفاده از رینگ فولادی، قله دوم که شکل مود اول خمشی رینگ فولادی است در حدود فرکانس ۲۴۰ هرتز رخ می‌دهد. بدیهی است که شکل مود اول حفره هوای تایر، تحت تأثیر حضور شکل مود اول خمشی رینگ فولادی قرار می‌گیرد. در صورت استفاده از رینگ

آلومینیومی، قله دوم که شکل مود اول خمشی رینگ آلومینیومی است در حدود فرکانس ۳۷۸ هرتز رخ می‌دهد.

بولتون و همکارانش [۱۸]، یک سیستم کوپلینگ ساختار و حفره هوای آکوستیک تایر را به منظور بررسی مکانیزم ایجاد نویز ناشی از آن مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که در فرکانس اطراف ۲۰۰ هرتز، پدیده کوپلینگ بین شکل مود عمودی حفره تایر؛ با شکل مود هشتم ساختاری در شرایط سختی بالای مواد آج و شکل مود نهم ساختاری در شرایط سختی کم مواد آج، به وجود می‌آید. هنگامی که مود ارتعاشی عمودی حفره هوایی تایر، با مودهای فرد (اول، سوم و...) ساختار تایر کوپل می‌شوند، شتاب مرکز رینگ تایر در راستای عمودی (بالا و پایین) افزایش می‌یابد. زمانی که مود ارتعاشی افقی حفره هوایی تایر، با مودهای زوج (دوم، چهارم و ...) ساختار تایر کوپل می‌شوند، شتاب مرکز رینگ تایر در راستای افقی (جلو وعقب) افزایش می‌یابد. انتقال نیرو به این خاطر است که حرکت خالص آج تایر (حرکت عمودی) در یک فرکانس خاص ایجاد می‌شود.

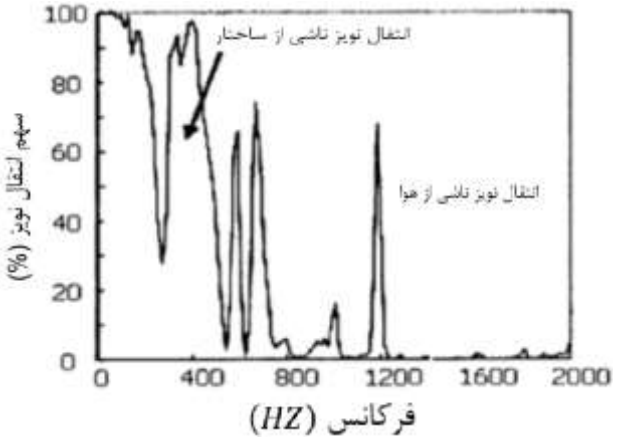
۳-۲- تاثیر انتقال انرژی رزونانس حفره تایر و راهکارهای کنترل آن

بر اساس مکانیزم تولید نویز (منبع) و محیط انتقال نویز (مسیر)، نویز تایرها می‌توانند به عنوان نویز ناشی از ساختار و نویز حفره هوا، طبقه‌بندی شوند. بر اساس موقعیت گیرنده، نویز تایرها را می‌توان به عنوان نویز داخلی (داخل وسیله نقلیه) و نویز خارجی (خارج از وسیله نقلیه) طبقه‌بندی کرد. به این ترتیب، اساساً چهار نوع نویز وجود دارد، که از دو مجموعه مسیر وارد داخل کابین می‌شود که هر کدام از ساختار و حفره هوای تایر ساطع می‌شود. نویز فرکانس متوسط، از طریق ماده جامد به سیستم تعلیق و بدنه خودرو منتقل‌شده و اصطلاحا نویز منتقل‌شده از طریق مسیر سازه‌ای نامیده می‌شود و نویز فرکانس بالا را، اصطلاحا نویز منتقل‌شده از طریق هوا می‌نامند که در شکل (۷) نشان داده شده است. به طور کلی تفاوت بین نویز ساختار و نویز حفره هوا در مسیر انتقال است. ارتعاشات و نویز تولیدشده در تایر، از طریق خواص ساختاری تایر، توپی چرخ و اجزای بدنه همانند سیستم فرمان و تعلیق خودرو، به داخل کابین منتقل می‌شود [۱ و ۱۱].



شکل ۷ مسیرهای انتقال نویز به داخل کابین [۱۱]

انتقال نویز ناشی از ساختار عمدتاً در فرکانس‌های پایین (زیر ۵۰۰ هرتز) رخ می‌دهد درحالیکه انتقال نویز ناشی از هوا، در فرکانس‌های بالا (۵۰۰ تا ۲۰۰۰ هرتز) اتفاق می‌افتد که در شکل (۸) نشان داده شده است [۱۱].

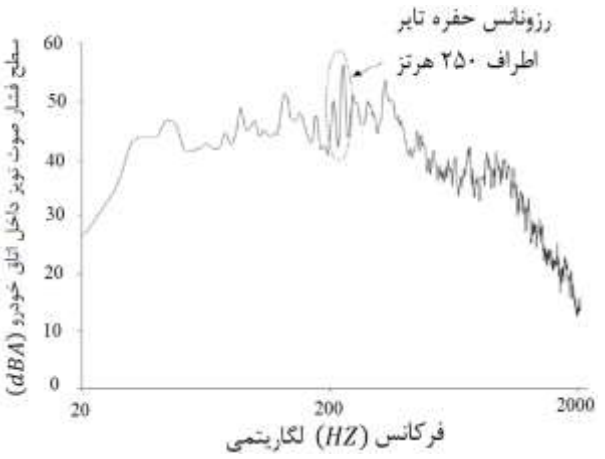


شکل ۸ سهم انتقال نویز ناشی از ساختار و هوای تایر در فرکانس-های مختلف [۱۱]

پیترزیک گزارش داد که نویز ساختاری ناشی از رزونانس تایرها در فرکانس زیر ۴۰۰ هرتز، از طریق اسپیندل چرخ و قطعات جامد وسیله نقلیه منتقل می‌شود و به این ترتیب نویز داخلی از پانل‌های تحریک و سطوح کابین به وجود می‌آید. مولیسانی و همکاران مشخص کردند که یک چنین رزونانس تایری به دلیل حفره هوای آکوستیک تایر است [۱۱].

جسوپ و بولتون مطالعاتی در مورد شکل مودهای حفره تایر، به دلیل اثرات نامطلوب آن، همانند فشار نیرویی که بر توپی چرخ وارد می‌کند و باعث انتقال نویز ناشی از ساختار تایر به داخل وسیله نقلیه می‌شود، انجام داده‌اند. رزونانس حفره تایر، علاوه-براین که باعث ارتعاش توپی چرخ و انتقال اثر آن به داخل کابین

می‌شود می‌تواند باعث انتشار نویز نامطلوب، به اطراف گردد. کیم و همکارانشان مشاهده کردند، حرکت موجی که باعث تحریک دیواره تایر است، نقش بسیار مهمی در انتشار صدای تایر دارد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که شکل مود حفره تایر زمانی بر شکل مود ساختاری آن منطبق است که هر دو، عدد موج دورانی یکسانی داشته باشند. فشار زیاد هوا در داخل حفره تایر باعث‌شده



شکل ۹ طیف نویز کابین در حرکت بر جاده زبر با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت [۱۶]

در طیف نویز داخل کابین در محدوده فرکانس پایین (۰ تا ۴۰۰ هرتز) می‌توان دید که چندین قله وجود دارد. در تعداد کمی از آن‌ها شکل مودهای تایر، ساختار رینگ و حفره تایر نقش دارند. دو قله نزدیک به این محدوده فرکانس، به دلیل تحریک شکل مود حفره هوای تایر و انتقال از طریق مسیر ساختاری خودرو است. آن‌ها تحت تأثیر فشار باد نیستند، اما دامنه آن‌ها تحت تأثیر نوع سیال، رینگ و سیستم تعلیق قرار دارند [۱۶].

تولیدکنندگان تایر، به دلیل سخت بودن کاهش نویز منبع صدا، یا کاهش مسیر انتقال صدا از توپی چرخ به داخل کابین خودرو، برای کاهش بخشی از نویز ساختاری تایر، مواد افزودنی دمپ‌کننده را به وسایل نقلیه اضافه می‌کنند. اگر نویز تایر با رزونانس قطعات سیستم تعلیق کوپل شود، یک مسیر انتقال نویز به داخل کابین خودرو به وجود می‌آید [۸].

برای مطالعه ویژگی‌های انتقال انرژی و کاهش بیشتر این انتقال، لازم است ابتدا بار فشار صدایی که بر روی رینگ وارد می شود، مشخص گردد. در پژوهشی که توسط لیو و همکارانش [۶] انجام گرفته، مدل بار اعمال‌شده بر روی رینگ، تحت تاثیر حداکثر دامنه فشار صدا در داخل حفره ناشی از رزونانس شکل مود اول، با توجه به فشار باد تایر و بار تحریک‌آمیز جاده، بر اساس شبیه‌سازی، ایجاد شده و آزمایش‌هایی برای تأیید این مدل (مدل

که این حفره، در معرض دریافت انرژی آکوستیکی از دیواره تایر قرار گرفته و سپس آن را در فرکانس رزونانس حفره، به ساختار تایر بازگرداند [۱].

شکل (۹) طیف توان خطی نویز درون کابین از روش تست، هنگام رانندگی وسیله نقلیه با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت در یک جاده ناصاف را نشان می‌دهد [۱۶].

بار میدان صدا) انجام گرفته است تا با استفاده از این مدل، بتوان دامنه فشار صدا ناشی از رزونانس حفره را توصیف کرد. از مدل بار می‌توان برای شبیه‌سازی ویژگی‌های انتقال انرژی رزونانس حفره، به رینگ و سیستم تعلیق استفاده کرد این مدل، برای تحقیق در مورد روش‌های کنترل نویز ناشی از رزونانس حفره تایر مفید است.

ژانگ و همکارانش [۱۴]، ارزیابی تاثیر مواد جاذب صدا بر روی رزونانس حفره و دستورالعمل‌های مربوط به انتخاب نوع و ضخامت مواد جاذب را مورد بررسی قرار دادند. در این کار، از یک مدل سیال معادل، به عنوان ماده جاذب صدا استفاده شده و رزونانس حفره تایر روکش‌شده، با استفاده از آنالیز مقادیر ویژه، با توجه به شرایط مرزی مشخص، بدست آمده است. از این پژوهش نتیجه‌گیری می‌شود که روکش با ضخامت ۳۰ میلی‌متر و مقاومت در برابر انتقال صدای ۲ کیلو پاسکال ثانیه بر متر مربع، به دلیل از بین نبردن تعادل جرم تایر (کم بودن جرم روکش) و تاثیرگذاری مفید بر کنترل نیروی رزونانس حفره تایر؛ یک روکش بهینه است.

محمد و همکارانش [۲۹]، استفاده از مواد جاذب آکوستیک و به طور خاص، این بار استفاده از چند لایه مواد نمدی را برای کاهش نویز رزونانس حفره تایر بررسی کردند. از قبل، مطالعات دیگری بر روی مواد دیگری همچون پشم شیشه، آلومینیوم و روکش پلی‌اورتان انجام شده بود. مواد نمدی که در این مطالعه آزمایش شده‌اند، کم‌هزینه و قابل بازیافت هستند و معمولاً به عنوان روکش داخلی وسایل نقلیه معمولی مورد استفاده قرار می گیرند. برای یک نوع از نمد با ضخامت ۲۰ سانتی‌متر، کاهش SPL در فرکانس حفره تایر حدود ۶ تا ۱۰ دسی‌بل مشاهده شد.

یانگ و همکارانش [۳۰]، یک مدل جدید کوپلینگ تایر و حفره، شامل لایه‌های آج و رینگ را به شکل تحلیلی ارائه دادند که می‌تواند ساختار تایر را بهتر نشان دهد و مشخصات دینامیکی اصلی تایر را درنظر بگیرد. اثرات رزونانس شکل مود اول حفره بر روی نیروی اسپیندل و مومنتوم نیز بسیار برجسته شناخته شد که از طریق آن می‌توان سطح نویز حفره تایر را نشان داد. درحالیکه پاسخ فرکانسی، مقادیر پیک یا قله‌ها را در هر دو شکل مود اول و دوم حفره نشان می‌دهند، پاسخ نیرو در اسپیندل، هیچ

قله‌ای پیرامون رزونانس دوم حفره تایر ندارد یعنی شکل مود دوم حفره، باعث ایجاد نیرو و پاسخ اندازه حرکت در اسپیندل نمی شود که مطابق با تحقیقات قبلی است.

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله پس از معرفی و تعریف مسأله رزونانس حفره تایر، بررسی مشخصات ارتعاش و نویز حفره تایر و راهکارهای کنترل منبع و مسیر انتقال آن در چندین بخش، براساس آخرین مقالات منتشر شده مورد بررسی قرار گرفته است. شکل مود رزونانس حفره تایر، توسط تماس و تعامل تایر و جاده تحریک می‌شود که در آن، مود حفره تایر و ساختار تایر با هم کوپل‌شده و نویز و ارتعاشات را در محدوده فرکانس بین ۲۰۰ و ۲۵۰ هرتز به وجود می‌آورد. نتایج بررسی‌ها نشان می‌دهد که بررسی رزونانس حفره تایر، فقط برای محدوده فرکانس ۲۰۰ تا ۲۵۰ هرتز ضروری است. رزونانس حفره تایر، یک عامل مهم در تولید نویز تایر می‌باشد که از طریق انتقال ارتعاش و نویز حفره تایر به توپی چرخ، سیستم تعلیق و فرمان و سپس به بدنه خودرو، در نهایت به داخل کابین خودرو وارد می‌شود.

برای کاهش نارضایتی ناشی از رزونانس حفره تایر در داخل کابین خودرو، بررسی دو موضوع اهمیت ویژه دارد که عبارتند از کنترل نویز حفره تایر و محیط چرخ به عنوان منبع انتشار نویز؛ و کنترل مسیر انتقال نویز به داخل کابین که در دو بخش مختلف به بررسی و دسته‌بندی راهکارهای قابل انجام برای رفع مشکل، پرداخته شده است. در این مقاله برای اولین بار به بررسی و دسته‌بندی راهکارهای کنترل رزونانس حفره تایر پرداخته شده و در چندین دسته از جمله اصلاح طراحی رینگ چرخ، اصلاح محتوای حفره تایر، درج مواد جاذب صدا در داخل حفره تایر، طراحی سیستم‌های کاهنده نویز حفره هوا و اصلاح ساختار تایر طبقه‌بندی شده است. سپس میزان تاثیر هر کدام برای نمونه‌های موردی بصورت کمی بیان شده است. به عنوان مثال برای حالتی که از رینگ فولادی استفاده شود، به دلیل کوپلینگ شکل مود اول خمشی رینگ فولادی با فرکانس رزونانس حفره که هر دو در حدود فرکانس ۲۴۰ هرتز قرار دارد، فشار صدا در داخل خودرو به اندازه ۷۸ دسی‌بل می‌شود درحالیکه استفاده از رینگ آلومنیومی این فشار صدا را به ۶۶ دسی‌بل کاهش می‌دهد، زیرا شکل مود اول خمشی رینگ آلومینومی در حدود فرکانس ۳۷۸ هرتز است. در راهکار دیگر با گذاشتن ماده جاذب صدا در داخل حفره تایر، فرکانس شکل مود عمودی و افقی به ترتیب از ۲۳۵ به ۲۲۹ هرتز و از ۲۲۷ به ۲۲۰ هرتز کاهش و SPL تایر، برای شکل مود عمودی و افقی به ترتیب از ۷۸/۶ به ۶۳/۵ دسی‌بل و از ۷۵/۱ به ۵۸/۲ دسی‌بل با اعمال ماده جاذب صدا کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که قرارگیری مواد جاذب صدا با ضخامت ۳۰ تا ۴۰ سانتی‌متر در مکان‌های مشخص در داخل حفره تایر، می‌تواند کاهش بیش از ۱۱ دسی‌بل را در SPL، به همراه داشته باشد. راهکار دیگر، اصلاح محتوای حفره تایر با پرکردن حفره از الیاف معدنی، می‌تواند باعث کاهش نویز به اندازه‌ی بیش از ۲۰ دسی‌بل در کابین خودرو شود. طراحی سیستم‌های کاهنده نویز حفره هوا همچون استفاده از سه رزوناتور منفعل تنظیم‌شده کاهش در پیک دامنه صدا از ۱۰۳ تا ۸۸ دسی‌بل را به همراه دارد.

۵- مراجع

[1] Mohamed, Z., Wang, X., & Jazar, R., A survey of wheel tyre cavity resonance noise. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, Vol. 9, NO. 3-4, pp. 276-293, (2013).

[2] Del Pizzo, L. G., Bianco, F., Moro, A., Schiaffino, G., & Licitra, G., Relationship between tyre cavity noise and road surface characteristics on low-noise pavements. Transportation Research Part D: Transport and Environment, Vol. 98, pp. 102971, (2021).

[3] Mange, A., Behroozi, M., & Bagersad, J., Identify challenges in vibration measurements for rotating tyres using a finite element model. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, Vol. 16, No. 3-4, pp. 113-126, (2020).

[4] Mollajafari, M., & Shojaeefard, M. H., TC3PoP: a time-cost compromised workflow scheduling heuristic customized for cloud environments. Cluster Computing, pp. 1-18, (2021).

[5] Li, T., A state-of-the-art review of measurement techniques on tire–pavement interaction noise. Measurement, Vol. 128, pp. 325-351, (2018).

[6] Liu, Y., Liu, X., Yuan, J., Yi, J., Hu, X., & Shan, Y., Research on the Model of Load Acting on the Rim Arising from Tire Acoustic Cavity Resonance. In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 259, No. 8, pp. 1531-1540, (2019, September).

[7] Liu, Y., Liu, X., Shan, Y., Hu, X., & Yi, J., Research on mechanism and evolution features of frequency split phenomenon of tire acoustic cavity resonance. Journal of Vibration and Control, Vol. 27, NO. 3-4, pp. 343-355, (2021).

[8] Daniel, J. O., Automotive wheel and tyre design for suppression of acoustic cavity noise through the incorporation of passive resonators. Journal of Sound and Vibration, Vol. 467, pp. 115037, (2020).

[9] Zhao, W., Liu, X., Shan, Y., & He, T., Design and simulation of Helmholtz resonator assembly used to attenuate tire acoustic cavity resonance noise. In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 263, No. 6, pp. 942-953, (2021, August).

[10] Pinay, J., Unrau, H. J., & Gauterin, F., Prediction of close-proximity tire-road noise from tire cavity noise measurements using a statistical approach. Applied Acoustics, Vol. 141, pp. 293-300, (2018).

[11] Li, T., Literature review of tire-pavement interaction noise and reduction approaches. Journal of Vibroengineering, Vol. 20, No. 6, pp. 2424-2452, (2018).

[12] Wang, Z., Yi, J., Liu, Y., & Liu, X., Characteristics of sound pressure in the tire cavity arising from acoustic cavity resonance excited by the curvature change of tread. In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 259, No. 2, pp. 7371-7379, (2019, September).

[13] Baro, S., Corradi, R., Åbom, M., Caracino, P., & Fioravanti, A. P., Modelling of a lined tyre for predicting cavity noise mitigation. Applied Acoustics, Vol. 155, pp. 391-400, (2019).

[14] Zhang, Y. B., Yao, Q., Xiao, L., Zhang, X. Z., Zheng, C. J., & Bi, C. X., On the resonance of a lined tire cavity. Acta Acustica united with Acustica, Vol. 105, No. 6, pp. 1237-1242, (2019).

[15] Wang, Z., Yi, J., Liu, Y., & Liu, X., Characteristics of sound pressure in the tire cavity arising from acoustic cavity resonance excited by the curvature change of tread. In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 259, No. 2, pp. 7371-7379, (2019, September).

[16] Subbian, J., Padmanaban, S., & Skp, A., Investigation of Tyre Acoustic Cavity Mode Induced In-Cabin Noise, SAE Technical Paper 2019-26-0187, (2019).

[17] Cao, R., & Bolton, J. S., Point excitation of a coupled structural-acoustical tire model with experimental verification: Higher order cavity modes. Applied Acoustics, Vol. 136, pp. 48-60, (2018).

[18] Cao, R., Bolton, J. S., & Black, M., Force Transmission Characteristics for a Loaded Structural-Acoustic Tire Model. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, Vol. 11, No. 06-11-04-0025, pp. 305-319, (2018).

[19] Hu, X., Liu, X., Wan, X., Shan, Y., & Yi, J., Experimental analysis of sound field in the tire cavity arising from the acoustic cavity resonance. Applied Acoustics, Vol. 161, pp. 107172, (2020).

[20] Glandier, C., & Grollius, S., Improved Full Vehicle Finite Element Tire Road Noise Prediction, SAE Technical Paper 2017-01-1901, (2017).

[21] HORIKAWA, S., TANAKA, Y., NAKAMURA, M., & MURATA, S., Theoretical analysis of sound pressure distributions inside a tire cavity. Advanced Experimental Mechanics, Vol. 1, pp. 149-154, (2016).

[22] Ishihama, M., Miyoshi, K., Yoshii, K., & Kanda, M., Tire Cavity Sound Measurement for Identifying Characters of Road Surfaces and Tire Structures. In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Vol. 253, No. 5, pp. 2872-2882, (2016, August).

[23] Noguchi, Y., Yamamoto, T., Yamada, T., Izui, K., & Nishiwaki, S., A level set-based topology optimization method for simultaneous design of elastic structure and coupled acoustic cavity using a two-phase material model. Journal of Sound and Vibration, Vol. 404, pp. 15-30, (2017).

[24] Hu, X., Liu, X., Shan, Y., & He, T., Simulation and Experimental Validation of Sound Field in a Rotating Tire Cavity Arising from Acoustic Cavity Resonance. Applied Sciences, Vol. 11, No. 3, pp. 1121, (2021).

[25] Tanaka, Y., Horikawa, S., & Murata, S., An evaluation method for measuring SPL and mode shape of tire cavity resonance by using multi-microphone system. Applied Acoustics, Vol. 105, pp. 171-178, (2016).

[26] Li, T., Influencing Parameters on Tire–Pavement Interaction Noise: Review, Experiments, and Design Considerations. Designs, Vol. 2, No. 4, pp. 38, (2018).

[27] Gallrein, A., Baecker, M., & Guan, J., Simulation of Dynamic Gas Cavity Effects of a Tire under Operational Conditions, SAE Technical Paper 2018-01-0682, (2018).

[28] Kamiyama, Y., Development of twin-chamber on-wheel resonator for tire cavity noise. International Journal of Automotive Technology, Vol. 19, No. 1, pp. 37-43, (2018).

[29] Mohamed, Z., Tire cavity resonance mitigation using acoustic absorbent materials. Journal of Vibration and Control, Vol. 23, No. 10, pp. 1607-1622, (2017).

[30] Yang, Y., Du, Y., Tong, R., & Wei, Y., An improved structural-acoustic coupling model for tire cavity noise. Noise Control Engineering Journal, Vol. 66, No. 3, pp. 244-257, (2018).