



کنترل فعال صدا داخل خودروی سواری با در نظر گرفتن کوپلینگ سازه و محفظه اکوستیکی

گلسا قناتی¹، شهرام آزادی^{2*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 19991-43344، azadi@kntu.ac.ir

چکیده

صدای داخل کابین خودرو یکی از مسائل مهم مرتبط با راحتی سرنشینان خودرو می‌باشد. میدان صوت اکوستیکی در کابین خودرو علاوه بر ویژگی‌های اکوستیکی و سازه‌ای کابین، به برهم‌کنش ناشی از کوپلینگ سازه و فضای اکوستیکی نیز وابسته است. در این تحقیق تحلیل مودال و هارمونیک کوپل اکوستیک سازه‌ای با دو روش کوپلینگ مستقیم با استفاده از نرم‌افزار المان محدود و کوپلینگ مودال با استفاده از مدهای غیر کوپل سازه و محفظه اکوستیکی، برای یک مدل ساده خودرو انجام شده و دقت روش مودال مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین یک کنترلر فعال و بهینه چند ورودی-چندخروجی به روش تنظیم‌کننده مرتبه دوم خطی، برای کاهش سطح صدا در محل گوش سرنشینان خودرو طراحی شده است. نتایج تحلیل مودال کوپل و غیر کوپل نشان می‌دهد که با بررسی فرکانس‌های کوپل و ضرایب کوپلینگ هندسی می‌توان میزان مشارکت مدهای سازه‌ای و اکوستیکی بر پاسخ کوپل را برآورد نمود. با توجه به اینکه مدهای کوپل عامل ایجاد پدیده بومینگ در کابین خودرو و در نتیجه افزایش سطح فشار صوت می‌باشند، با شناسایی میزان مشارکت می‌توان پدیده بومینگ را بهتر بررسی و کنترل نمود. همچنین مشاهده شد که تشکیل فضای حالت سیستم بر اساس شکل مدهای غیر کوپل دقت خوبی داشته و می‌تواند جایگزین روش مستقیم شود. نتایج پاسخ زمانی و فرکانسی سطح فشار صوت در محل گوش سرنشینان نشان می‌دهد که کنترلر طراحی شده در کاهش سطح صدا در بازه فرکانسی مطلوب موفق بوده و ناحیه سکوت داخل خودرو، شامل ناحیه اطراف گوش تمام سرنشینان می‌شود.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 04 بهمن 1396
پذیرش: 12 فروردین 1397
ارائه در سایت: 14 اردیبهشت 1397
کلید واژگان:
تحلیل کوپل اکوستیک-سازه‌ای
کوپلینگ مودال
روش المان محدود
کنترل فعال صدا
کنترل بهینه چند ورودی چند خروجی

Active control of vehicle's interior sound field with considering acoustic structural coupling

Golsa Ghanati, Shahram Azadi*

Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Tusi University of Technology, Tehran, Iran.

* P.O.B. 19991-43344 Tehran, Iran, azadi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 January 2018
Accepted 01 April 2018
Available Online 04 May 2018

Keywords:

Acoustic structural coupling
Modal coupling
Finite Element Method
Active Sound Control
MIMO optimal control

ABSTRACT

The sound level inside the automobile cabin plays a major role on passengers' comfort. The sound field inside the vehicle cabin depends on acoustical and structural characteristics and also interaction of acoustical and structural domains. In this paper, a coupled acoustic structural modal and harmonic analysis of simple automobile is performed with the methods of direct coupling (with finite element tool) and modal coupling. So with comparison of results from these two methods, the accuracy of modal coupling method is investigated. Also the optimal MIMO controller is designed to reduce sound level at occupants' ear positions. The results of coupled and uncoupled modal analysis show that the contribution of uncoupled acoustical and structural modes on coupled response could be estimated and used to understand booming phenomena. Also the presented state space model, which is constructed based on uncoupled modes, shows a good accuracy and reduces computational costs significantly. The results of time and frequency response of sound pressure level at occupants' ear positions show that the designed controller is attained to attenuate sound field at desired frequency range and the area of quiet zone inside the cabin consists of all occupants' hearing positions and therefore controller acts globally successful in desired frequency range.

1- مقدمه

فرکانس‌های طبیعی‌شان شود. این ارتعاشات سبب ایجاد تغییرات سیال اکوستیکی و نهایتاً افزایش سطح فشار صوت می‌شوند. در دامنه فرکانسی پایین (در حدود 50 الی 300 هرتز) افزایش سطح فشار صوت می‌تواند منجر به پدیده بومینگ¹ در کابین خودرو شود. میدان صوت اکوستیکی در کابین

صدای داخل کابین خودرو یکی از مسائل مهم مرتبط با راحتی سرنشینان خودرو می‌باشد. صدای داخل کابین از منابع مختلفی نشأت می‌گیرد که به دو دسته تقسیم می‌شوند: صدای زاده شده از سازه و هوا. در این مقاله، صدای نشأت گرفته از سازه بررسی می‌شود که عمدتاً ناشی از ارتعاشات پانل‌های خودرو است. تحریک ناشی از موتور می‌تواند سبب ارتعاش این پانل‌ها در

¹ Booming

یک روش کنترل مودال فعال ارایه دادند. مدهای مورد نیاز برای کنترل را از تحلیل مودال تعیین نمودند. این مدها بیشترین مشارکت را در پاسخ اکوستیکی داشتند. سپس یک کنترلر مقاوم گوسی مرتبه دوم خطی³ برای کاهش نویز داخلی یک سازه سه بعدی و با استفاده از عملگرهای پیزوالکتریک طراحی نمودند [6]. لی و همکاران با استفاده از کنترلر فیدبک PID پاسخ ارتعاشی و اکوستیکی محفظه هواپیما را کاهش دادند. با استفاده از روش المان محدود، مدل کوپل سازه و محفظه اکوستیکی را توسعه داده و بعد از کاهش مرتبه، مدل فضای حالت را برای اعمال کنترلر ایجاد نمودند. دقت روش مدل سازی و کارایی کنترلر را به صورت عددی و تجربی بررسی نمودند [5].

کاهش اغتشاشات در دامنه های فرکانسی مختلف در سیستم کنترل فعال صوت پسخورد، مستقل از یکدیگر نیستند. بنابراین کاهش اغتشاش در یک بازه محدود فرکانسی معمولاً همراه با افزایش اغتشاش در فرکانس های دیگر است که به آن اثر بستر آب⁴ می گویند [9]. همچنین اکثر روش های کنترل فعال صوت پسخورد، موفق به کاهش صدا به صورت محلی هستند. در واقع با کاهش سطح صدا در نواحی مورد نظر، سطح صدا در نواحی دیگر بالا می رود. بنابراین در طراحی سیستم کنترل برای کاهش صوت، پاسخ مدار بسته بایستی طوری شکل داده شود که کاهش صدا در نواحی مورد نظر و برای دامنه فرکانسی مطلوب، کمترین اثر مخرب را بر نواحی دیگر و در فرکانس های خارج از بازه فرکانسی مطلوب داشته باشد. بنابراین چالش طراحی کنترلر فعال کاهش دهنده صدا که کارایی مناسبی در پهنای باند وسیع و در تمام نواحی مطلوب داخل کابین سرنشین خودرو داشته باشد، همچنان باقی است.

این مقاله یک روش کنترلی بر اساس مدل برای کاهش سطح صدا در محدوده فرکانسی 0-300 Hz (که پدیده بومینگ اتفاق می افتد) داخل خودروی سواری ارایه می دهد. ابتدا با استفاده از روش المان محدود تحلیل کوپل اکوستیک سازه ای بر روی یک مدل ساده خودرو به دو روش کوپلینگ مستقیم و مودال صورت گرفته است و دقت روش مودال مورد بررسی قرار گرفته است. سپس مدل فضای حالت استخراج گردیده است. سپس با استفاده از شکل مدهای غالب مشارکت کننده در سطح صدا در محل گوش سرنشینان، توزیع سنسورها و عملگرها به گونه ای صورت گرفته است که کارایی کنترلر برای نواحی اطراف گوش تمام سرنشینان در بازه فرکانسی 0-300 Hz مطلوب باشد و اثر بستر آبی باعث عدم راحتی سرنشینان در سایر فرکانس ها نشود. کاهش فشار سیال اکوستیکی و در نتیجه سطح صدا برای هر چهار سرنشین خودرو، با استفاده از روش کنترل بهینه چند ورودی-چندخروجی به روش تنظیم کننده مرتبه دوم خطی صورت گرفته است.

2- معادلات حاکم

معادله دیفرانسیل حاکم بر سازه به صورت رابطه (1) است.

$$\nabla^T \sigma_s + b_s = \rho_s \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \text{مرزی} \quad (1)$$

در رابطه (1)، w جابجایی، b_s نیروی حجمی، ρ_s چگالی سازه و σ_s تانسور تنش است. معادله حاکم بر سیال معادله موج بوده و به فرم رابطه (2) است.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 p = c^2 \frac{\partial Q_a}{\partial t} + \text{مرزی} \quad (2)$$

در رابطه (2)، p فشار سیال اکوستیکی، c سرعت صوت و Q_a جرم اضافه سیال بر واحد حجم است. شرایط کوپلینگ در مرز بین سازه و محیط

خودرو علاوه بر ویژگی های اکوستیکی و سازه ای کابین، به برهم کنش ناشی از کوپلینگ سازه و فضای اکوستیکی نیز وابسته است. بنابراین بررسی این کوپلینگ به منظور توسعه یک مدل مورد اطمینان برای بررسی مسأله کاهش صوت در خودرو، ضروری است. روش اجزای محدود، یک روش محبوب تحلیل اکوستیک سازه ای می باشد. یکی از اولین گروه هایی که از المان محدود برای پیش بینی نویز داخلی خودرو استفاده کردند، نفسکه و همکاران بودند. آن ها یک مسأله کاملاً کوپل شده را با در نظر گرفتن بردار شتاب صفحه مرزی در معادلات حرکت هوا و بردار فشار مرزی در معادلات حرکت سازه حل نمودند. این دو مجموعه از معادلات بایستی همزمان حل می شدند. در هر حال، به دلیل محدودیت های کامپیوتر در آن زمان، آن ها پیشنهاد دادند که سازه مسأله می تواند با قطری سازی ماتریس ها کاهش یابد. در سال 1985، 100 مد اول سازه ای و 20 مد اول اکوستیکی توسط المان محدود صورت گرفت. محاسبات تنها تا 100 هرتز صورت گرفته و خطا از 85 هرتز به بعد زیاد شد. این واقعیت به معنای ضعف ذاتی این روش نبود بلکه تعداد مدهای کمی در نظر گرفته شده بود [11]. در سال های گذشته بحث های زیادی بر روی لزوم حل کاملاً کوپل این مسأله صورت گرفته است. یک عیب آن این است که ماتریس های غیر متقارن ساخته شده و تعداد درجات آزادی بسیار افزایش می یابد. البته با روش نفسکه می توان سازه را کاهش داد ولی دقت نیز کاهش می یابد زیرا مدهای کوپل و غیر کوپل شکل یکسانی ندارند. داول از مدهای دیواره صلب محفظه برای محاسبه میدان فشار کوپل استفاده کرد. این ساده سازی منجر به ارضا نشدن شرط پیوستگی سرعت در مرزهای غیر صلب می شود [2]. گینگزبرگ روشی بر اساس بسط سری ریتز ارایه نمود که تمام شرایط پیوستگی را ارضا می کرد. همچنین نشان داد که روش ساده شده داول تنها برای سیال های سبک مثل هوا پاسخ درستی خواهد داشت [3]. صحت روش داول به صورت تجربی در منابع مختلفی بررسی شده است [6-4].

کنترل فعال صوت به صورت گسترده ای در دهه های اخیر مطالعه شده است و روش های متعددی توسعه یافته و به صورت موفقیت آمیزی تست شده است [7]. الگوریتم های کنترل فعال نویز به طور کلی به دو شکل پیشخورد یا پسخورد می باشند. در کنترل پیشخورد، نویز مرجع توسط سنسور مرجع اندازه گیری می شود و در استراتژی کنترل پسخورد، تنها از سنسور خطا و منبع ثانویه استفاده شده و از سنسور مرجع استفاده نمی گردد.

بسته به نوع سنسورها و عملگرهای به کار رفته در کنترل فعال صدا می توان یک دسته بندی در نظر گرفت. گروه اول روش های ANC¹ هستند که از منابع اکوستیکی داخلی مثل بلندگو و سیگنال خطای حاصل از سنسورهای اکوستیکی مثل میکروفون برای از بین بردن نویز استفاده می کنند. گروه دوم روش های ASAC² هستند که از منابع ارتعاشاتی مثل عملگرهای پیزوالکتریک متصل شده به صفحه استفاده می کنند. در این گروه سیگنال خطا می تواند با سنسورهای اکوستیکی دریافت می شود (سنسور اکوستیکی عملگر سازه ای). و یا سیگنال خطا نیز با سنسورهای سازه ای مثل المان های پیزوالکتریک چسبیده به صفحه فراهم می شود (سنسور و عملگر سازه ای). کیم و برنان نشان دادند که اگر در سطح صدا مدهای ارتعاشی پانل های سازه ای غالب باشند، استفاده از روش ASAC موثر است و اگر مدهای اکوستیکی غالب باشند استفاده از ANC و عملگرهای اکوستیکی نتیجه بهتری خواهد داد [8]. برای یک مسأله وایبرو اکوستیک پیچیده سه بعدی، سانگ و همکاران

³ LQG

⁴ Waterbed effect

¹ Active Noise Control

² Active Structural Acoustic Control

مختصات مودال سازه‌ای است. ماتریس کوپلینگ به صورت رابطه (12) بدست می‌آید.

$$\Pi_{mk} = \frac{1}{S} \int_S \Phi_{sm}(r_s) \Psi_{ak} dS \quad (12)$$

مختصات مودال اکوستیکی مطابق رابطه (13) است

$$P(t) = \rho[\Psi_a][\dot{q}_a(t)] \quad (13)$$

که q_a مختصات مودال پتانسیل اکوستیکی و $[\Psi_a]$ ماتریس شکل مد نرمال اکوستیکی است.

اثر سازه بر روی سیال به صورت زیر وارد معادله پاسخ اکوستیکی در مختصات مودال می‌گردد.

$$\ddot{q}_a(t) + \bar{C}_a \dot{q}_a + \Omega_a q_a(t) = -c^2 \Lambda_a^{-1} Q_a(t) + c^2 S \Lambda_a^{-1} \Pi \dot{q}_p(t) \quad (14)$$

در رابطه (14)، c سرعت صوت در سیال و Λ_a ماتریس جرم مودال اکوستیکی است [11].

3- مدل المان محدود کوپل اکوستیک سازه‌ای

در این بخش، روش المان محدود برای بررسی پاسخ کوپل اکوستیک-سازه‌ای یک مدل ساده کابین خودرو توسعه داده شده است. برای تحلیل المان محدود از نرم‌افزار انسیس ورک‌بنچ 16¹ استفاده شده است. در ابتدا تحلیل مودال به صورت غیر کوپل صورت گرفته است. از نتایج این تحلیل برای بدست آوردن مدل فضای حالت استفاده می‌شود. سپس تحلیل مودال به کوپل صورت می‌گیرد و فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای کوپل بدست می‌آیند. در نهایت نیز تحلیل هارمونیک کوپل اکوستیک سازه‌ای انجام می‌گیرد و با استفاده از نتیجه این تحلیل صحت مدل فضای حالت که با استفاده از شکل مدها و فرکانس‌های طبیعی غیر کوپل ساخته می‌شود، بررسی می‌گردد. شکل 1 مدل المان‌بندی شده سازه و محفظه اکوستیکی مدل ساده خودرو را نشان می‌دهد. 15048 المان فلوئید 30² برای مش زدن محفظه اکوستیکی و 4601 المان پوسته برای مش زدن پانل‌های سازه‌ای به کار رفته است.

لازم به ذکر است که در مدل‌سازی هندسی این خودروی ساده، محفظه اکوستیکی با دقت خوبی با استفاده از محفظه اکوستیکی یک خودروی سواری مدل‌سازی گردید اما در مورد سازه به دلیل پیچیدگی‌های بسیار بدنه، ساده‌سازی زیادی صورت گرفته است و سازه تنها شامل پانل‌هایی است که با محیط اکوستیکی در تماس هستند. که البته خواص مواد و ضخامت این پانل‌ها به پانل‌های متناظرشان در خودروی واقعی نزدیک می‌باشند. جدول 1 ضخامت و مدول الاستیسیته این پانل‌ها را نشان می‌دهد. مقدار ضرایب جذب صوت هر پانل از مرجع [12] استخراج شده است. در هر حال مدل‌سازی دقیق سازه با توجه به پیچیدگی آن و هزینه محاسباتی بالای تحلیل کوپله سازه-سیال، از نظر محاسباتی و زمانی مقرون به صرفه نمی‌باشد. ضمن آن که هدف این بخش بررسی کیفی در نظر گرفتن تماس سیال و سازه در مرز بین سازه و محیط اکوستیکی است که با ساده‌سازی هندسی سازه نیز قابل دستیابی می‌باشد.

3-1 تحلیل هارمونیک کوپل

در این قسمت تحلیل هارمونیک کوپل اکوستیک سازه‌ای صورت گرفته است. نیروی IN بر وسط پانل فایروال اعمال شده است. هدف این مقاله کنترل

اکوستیکی شرط پیوستگی در جابجایی و فشار بین دو دامنه را ارضا می‌کند.

$$\begin{aligned} w_{ns} &= u_{na} \\ \sigma_n &= -P \end{aligned} \quad (3)$$

در رابطه (3)، w_{ns} و u_{na} به ترتیب جابجایی نرمال سازه و سیال، و σ_n تانسور تنش نرمال در فصل مشترک سازه و سیال است [10]. در این مقاله برای حل معادلات کوپل فوق از روش المان محدود استفاده می‌گردد.

2-1 فرمول‌بندی المان محدود روش کوپلینگ مستقیم

با استفاده از روش المان محدود روابط (1) تا (3) به فرم ماتریسی به صورت رابطه (4) است.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho_a c^2 H_{sa} & M_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w}_e \\ \dot{p}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_e \\ p_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -H_{sa} \\ 0 & K_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_e \\ p_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f \\ Q_a \end{bmatrix} \quad (4)$$

در رابطه (4)، H_{sa} ماتریس کوپلینگ، f نیروی وارد بر سطح سازه، M_s و C_s K_s ماتریس‌های جرم، میرایی و سختی سازه‌ای و M_a ، C_a و K_a ماتریس‌های جرم، میرایی و سختی اکوستیکی می‌باشند. ماتریس کوپلینگ با استفاده از رابطه (5) بدست می‌آید.

$$H_{sa} = \int_{\Omega_{sa}} N_s^T n N_a dS \quad (5)$$

در رابطه (5)، N_s و N_a به ترتیب توابع شکل اکوستیکی و سازه‌ای و n بردار عمود بر سطح است [10].

2-2 روش کوپلینگ مودال

در استخراج پاسخ کوپل با استفاده از روش برهم‌کنش مودال فرض می‌شود که پاسخ کوپل را می‌توان از ترکیب پاسخ‌های غیر کوپل اکوستیکی و سازه‌ای بدست آورد. بر اساس این فرض، تأثیر دامنه اکوستیکی بر دامنه سازه‌ای با فشار اکوستیکی بر روی سطح سازه و تأثیر دامنه سازه‌ای بر دامنه اکوستیکی با شتاب نرمال سطح سازه مشخص می‌شود. در این مقاله پاسخ فشار اکوستیکی کوپل با استفاده از این روش با پاسخ فشار بدست آمده از تحلیل کاملاً کوپل المان محدود مقایسه گردیده است.

شکل مدهای سازه‌ای با این فرض محاسبه می‌شوند که سازه در خلا ارتعاش می‌کند و شکل مدهای اکوستیکی با فرض دیواره‌های صلب بدست می‌آیند. معادله پاسخ سازه به فرم ماتریسی به صورت رابطه (6) است

$$M_s \ddot{w}(t) + C_s \dot{w}(t) + K_s w(t) = f(t) \quad (6)$$

در رابطه (6)، $w(t)$ بردار $n \times 1$ جابجایی نرمال سازه، $f(t)$ نیروی وارد بر سطح سازه، M_s ، C_s و K_s ماتریس‌های جرم، میرایی و سختی می‌باشند.

جابجایی سازه‌ای با بسط مودال به صورت رابطه (7) است.

$$w(t) = [\Phi_s] \{q_s(t)\} \quad (7)$$

در رابطه (7)، $[\Phi_s]$ ماتریس شکل مد سازه‌ای نرمال شده نسبت به جرم و q_s مختصات مودال می‌باشد. همچنین:

$$\Phi_s^T M \Phi_s = I \quad (8)$$

$$\Phi_s^T C \Phi_s = \bar{C}_s \quad (9)$$

$$\Phi_s^T K \Phi_s = \Omega_s \quad (10)$$

برای وارد کردن کوپلینگ میان سیال و سازه، فرض می‌شود که سیال بر روی سازه بارگذاری ایجاد می‌کند که به فرم مختصات مودال اکوستیکی قابل بیان است. با در نظر گرفتن بارگذاری سیال بر روی سازه و اثر کوپلینگ میان سازه و سیال، معادله سازه در مختصات مودال به فرم رابطه (11) در می‌آید.

$$\ddot{q}_s(t) + \bar{C}_s \dot{q}_s + \Omega_s q_s(t) = \Phi_s^T f(t) - S \rho_a \Pi \dot{q}_a \quad (11)$$

در رابطه (11)، S مساحت المانی، ρ_a چگالی سیال، Π ماتریس کوپلینگ و q_s

¹ Ansys Workbench16

² Fluid30

معادلات را می‌توان به فرم فضای حالت با تعداد $2 \times (k+m)$ متغیر حالت (m) تعداد مدهای سازه‌ای و k تعداد مدهای آکوستیکی است) نمایش داد. از نظر تئوری مقدار m و k بایستی بی‌نهایت باشد اما در عمل این مقادیر به گونه‌ای تعیین می‌شوند که بزرگترین مد، فرکانس طبیعی بین 2 تا 4 برابر بزرگترین فرکانس طبیعی تحلیل را داشته باشد.

$$\begin{aligned} x(t) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (15)$$

ماتریس $A = A_{dec} + A_{coup}$ می‌باشد. بخش غیر کوپل ماتریس A است و به صورت رابطه (16) بدست می‌آید.

$$A_{dec} = \text{diag} \left(\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{s1}^2 & -2\zeta_{s1}\omega_{s1} \end{bmatrix}, \dots, \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{sm}^2 & -2\zeta_{sm}\omega_{sm} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{a1}^2 & -2\zeta_{a1}\omega_{a1} \end{bmatrix}, \dots, \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{an}^2 & -2\zeta_{an}\omega_{an} \end{bmatrix} \right) \quad (16)$$

در رابطه (16)، ω_{sm} و ζ_{sm} به ترتیب فرکانس و میرایی m ام سازه‌ای و ω_{an} و ζ_{an} فرکانس و میرایی n ام آکوستیکی هستند.

بخش کوپل ماتریس A با استفاده از روابط (17) و (18) بدست می‌آید.

$$A_{coup} = \begin{bmatrix} [0]_{2m \times m} & \bar{C}_{as} \\ \bar{C}_{sa} & [0]_{2n \times 2n} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \bar{C}_{as} &= -\rho_a S \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \Pi_{1,1}^T & \dots & 0 & \Pi_{1,n}^T \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Pi_{m,1}^T & \dots & 0 & \Pi_{m,n}^T \end{bmatrix} \\ \bar{C}_{sa} &= -c^2 S \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & (\Lambda_a^{-1})_{1,1} & \dots & 0 & (\Lambda_a^{-1})_{1,m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (\Lambda_a^{-1})_{n,1} & \dots & 0 & (\Lambda_a^{-1})_{n,m} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (18)$$

ماتریس Π_{mn} ماتریس کوپلینگ است که مطابق با رابطه (12) می‌باشد.

ماتریس‌های B و C نیز به مطابق با روابط (19) و (20) تعریف می‌شوند.

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ (\Phi_{s1}(\text{actloc}))^T & 0 \\ \vdots & \vdots \\ 0 & 0 \\ (\Phi_{sm}(\text{actloc}))^T & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & (\Psi_{a1}(\text{actloc}))^T \\ \vdots & \vdots \\ 0 & 0 \\ 0 & (\Psi_{an}(\text{actloc}))^T \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$C = \begin{bmatrix} \Phi_{s1}(\text{sensloc}) & 0 & \dots & \Phi_{sm}(\text{sensloc}) & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -\rho_0 \Psi_{a1}(\text{sensloc}) & \dots & 0 & -\rho_0 \Psi_{an}(\text{sensloc}) \end{bmatrix} \quad (20)$$

در روابط (19) و (20)، $\Phi_{sm}(\text{actloc})$ و $\Phi_{sm}(\text{sensloc})$ به ترتیب شکل مد سازه‌ای m ام در محل منبع سنسور سازه‌ای، $\Psi_{an}(\text{actloc})$ و $\Psi_{an}(\text{sensloc})$ به ترتیب شکل مد آکوستیکی n ام در محل منبع و سنسور آکوستیکی می‌باشند [11].

5- کنترل فعال میدان صدا

به منظور کمینه کردن میدان صدا در کابین خودرو، استراتژی کنترلی چند ورودی- چند خروجی¹ (MIMO) به روش تنظیم‌کننده مرتبه دوم خطی² (LQR) استفاده شده است. این روش که قادر است که چندین مد اول

جدول 1 ضخامت، مدول الاستیسیته و ضریب جذب صدای پانل‌های سازه‌ای
Table 1 Thickness, module of elasticity and sound absorption coefficient for structural panels

پانل	ضخامت (mm)	مدول الاستیسیته (GPa)	ضریب جذب صدا
درب و دیواره‌های کناری	1	200	0.04
شیشه	5	70	0.04
سقف	0.8	200	0.9
کف	1	200	0.3
فایروال	0.9	200	0.04
پانل انتهای کابین	1.2	200	0.04

صدای داخل خودرو بر اساس ارتعاشات موتور است که از طریق سازه انتقال می‌یابد که بازه فرکانسی بین 20-300 Hz دارد. بنابراین تحلیل هارمونیک در بازه فرکانسی بین 0 تا 300 هرتز صورت گرفته است. از نتایج این تحلیل برای بررسی صحت مدل فضای حالت که در بخش 4 ارایه می‌گردد، استفاده شده است.

4- مدل فضای حالت با استفاده از روش کوپلینگ مودال

در بخش 2 مشاهده شد که با استفاده از فرکانس‌های طبیعی و شکل‌مدهای غیر کوپل پانل‌های سازه‌ای و محفظه آکوستیکی و بسط مودال پاسخ سازه‌ای و آکوستیکی می‌توان معادلات کوپل آکوستیک-سازه‌ای را بدست آورد. بدین منظور کدی توسعه یافته است که تنها با داشتن اطلاعات مربوط به مختصات گرهی، المان‌ها، فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای غیر کوپل سازه و محفظه آکوستیکی می‌توان کوپلینگ را انجام داد و حتی نیازی نیست که گره‌های سازه و محفظه آکوستیکی بر هم منطبق باشند. در این بخش ابتدا معادلات فضای حالت با استفاده از روابط (11) و (14) استخراج می‌شود و سپس دقت مدل فضای حالت بدست آمده بر اساس روش کوپلینگ مودال، با روش کوپلینگ مستقیم که در نرم‌افزار استفاده می‌شود، مقایسه می‌گردد.

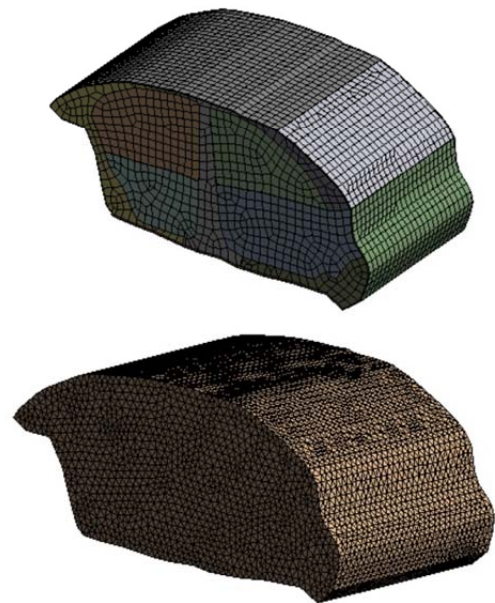


Fig. 1 Finite element model of structure and acoustic cavity of simplified vehicle

شکل 1 مدل المان‌بندی شده سازه (شکل بالا) و محفظه آکوستیکی (شکل پایین) مدل ساده خودرو

¹ Multy input mulyty output

² Linear Quadratic Rqluator

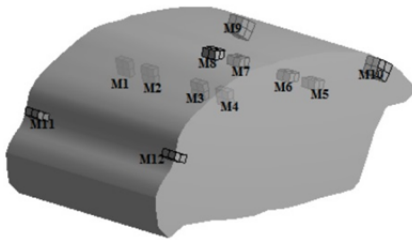


Fig. 2 Positions of acoustic sensors (microphones)

شکل 2 محل قرارگیری سنسورهای اکوستیکی (میکروفون)

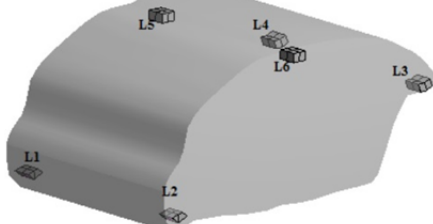


Fig. 3 Positions of acoustic actuator (Loudspeakers)

شکل 3 محل قرارگیری عملگرهای اکوستیکی (بلندگو)

می‌باشد. جدول 2 فرکانس‌های طبیعی کوپل را در مقایسه با فرکانس‌های طبیعی غیر کوپل نشان می‌دهد.

جدول 3 فرکانس‌های طبیعی سازه‌ای و اکوستیکی غیر کوپل و ضرایب کوپلینگ را برای 9 مد اول سازه‌ای و 5 مد اول اکوستیکی نشان می‌دهد. منظور از فرکانس کوپل اکوستیکی فرکانس‌های محفظه اکوستیکی با دیواره انعطاف‌پذیر (پانل‌های بدنه خودرو) و منظور از فرکانس غیر کوپل اکوستیکی، فرکانس‌های طبیعی محفظه با دیواره صلب است. منظور از ضرایب کوپلینگ مولفه‌های ماتریس Π_{mn} می‌باشد که نشان می‌دهد در فصل مشترک سازه و سیال، مدهای سازه‌ای و اکوستیکی تا چه اندازه برهم تأثیر دارند. شکل چهارم مد اول سازه‌ای را نشان می‌دهد. شکل 5 چهار مد اول اکوستیکی غیر کوپل را نشان می‌دهد. با بررسی فرکانس‌های کوپل و ضرایب کوپلینگ هندسی می‌توان استنتاج کرد که در ایجاد یک مد کوپل کدام مد سازه‌ای و اکوستیکی مشارکت بیشتری داشته‌اند. با توجه به اینکه مدهای کوپل عامل ایجاد پدیده بومینگ در کابین خودرو و در نتیجه افزایش سطح فشار صوت می‌باشند، با شناسایی میزان مشارکت مدهای سازه‌ای و اکوستیکی می‌توان پدیده بومینگ را بهتر بررسی نمود. به عنوان مثال مد اول سازه‌ای بیشترین جفت‌شدگی را با مد دوم اکوستیکی دارد. به عبارتی ارتعاش پانل‌های جانبی (شکل مد اول سازه‌ای) با انتشار عرضی موج فشاری در کابین (مد دوم اکوستیکی) بیشترین برهم‌کنش را خواهد داشت. جفت‌شدگی بین این دو مد سبب می‌شود که توزیع فشار اکوستیکی در فرکانس کوپل 166 Hz نسبت به توزیع فشار در مد غیر کوپل متناظر با فرکانس 171.6 Hz کمی متفاوت باشد. شکل 6 توزیع فشار در مد دوم اکوستیکی کوپل و غیر کوپل را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود خطوط گرهی مدهای کوپل و غیر کوپل

محفظه اکوستیکی را کنترل نماید، شامل یافتن یک کنترلر فیدبک حالت مناسب است که می‌تواند تابع هزینه رابطه (21) را کمینه کند.

$$J = \int_0^{\infty} (x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t))dt \quad (21)$$

در رابطه (21)، x بردار متغیرهای حالت، Q ماتریس متقارن مثبت نیمه معین، R ماتریس وزنی متقارن مثبت معین و u بردار ورودی است. ماتریس Q به گونه‌ای وزن‌دهی شده است که در فرکانس‌های رزونانس کوپل و بسته به اهمیت آن فرکانس، وزن بیشتر و در باقی فرکانس‌ها وزن کمتری داشته باشد. این وزن‌دهی سبب می‌شود که اثر بستر آبی کاهش یافته و در فرکانس‌های خارج از بازه فرکانسی هدف، افزایش نامطلوبی در سطح صدا ایجاد نشود. در این رابطه، جمله اول مربوط به کمینه کردن خطا و جمله دوم برای تا جای ممکن کوچک نگاه داشتن نیروی کنترلی است. با در نظر گرفتن Q مطابق با رابطه (22)، معادله (21) را می‌توان به صورت رابطه (23) نوشت.

$$Q = C^T C \quad (22)$$

$$J = \int_0^{\infty} (y^T(t)y(t) + u^T(t)Ru(t))dt \quad (23)$$

کنترل بهینه با قانون کنترلی مطابق با رابطه Error! Reference source not found، بدست می‌آید.

$$u(t) = -Gx(t)$$

$$G = R^{-1}BK \quad (24)$$

که G ماتریس بهره بهینه و ماتریس ضرایب متقارن مثبت معین K ، پاسخ معادله جبری ریکاتی (25) است.

$$A^T K + KA - KBR^{-1}B^T K + Q = 0 \quad (25)$$

از 12 سنسور اکوستیکی (میکروفون) و 6 عملگر اکوستیکی (بلندگو) استفاده شده است. سنسورها و عملگرها به صورتی جانمایی شده‌اند که حداکثران بر روی خطوط گرهی مد های اکوستیکی در بازه فرکانسی 0-300 Hz قرار نگیرند که شامل 5 مد اول اکوستیکی می‌شود. سپس چندین پیکربندی مختلف از تعداد و محل قرارگیری سنسورها و عملگرها در نظر گرفته شد و در نهایت پیکربندی انتخاب گردید که قادر به کاهش سطح صدا در محل گوش چپ و راست تمام سرنشینان باشد. شکل‌های 2 و 3 به ترتیب محل قرارگیری سنسورها و عملگرها داخل کابین خودرو را نشان می‌دهند. میکروفون‌های M1 تا M8 در محل تقریبی گوش سرنشینان خودرو قرار گرفته‌اند. اغتشاش ورودی شامل نیرویی است که بر سازه و بر روی دیواره آتش اعمال می‌گردد. در این مطالعه از دینامیک عملگرها و سنسورها صرف‌نظر شده است.

6- نتایج

در این بخش نتایج حاصل از تحلیل مودال کوپل و غیر کوپل، مقایسه میان تحلیل هارمونیک کوپل مستقیم با استفاده از نرم‌افزار و کوپل مودال با استفاده از مدل فضای حالت توسعه داده شده و کنترل بهینه صدا در کابین خودرو ارائه می‌گردد.

6-1- تحلیل مودال کوپل و غیر کوپل

همان‌طور که ذکر شد، در ابتدا تحلیل مودال به صورت غیر کوپل صورت گرفته است. از نتایج این تحلیل برای بدست آوردن مدل فضای حالت استفاده می‌شود. سپس تحلیل مودال به کوپل صورت می‌گیرد و فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای کوپل بدست می‌آیند. هدف از انجام تحلیل مودال به صورت کوپل و غیر کوپل، بررسی اثر کوپلینگ بر فرکانس‌های طبیعی و شکل مدها

جدول 2 فرکانس‌های طبیعی کوپل و غیر کوپل

Table 2 Coupled and uncoupled natural frequencies

مد	فرکانس طبیعی کوپل (Hz)	فرکانس طبیعی غیر کوپل (Hz)	محفظة اکوستیکی
1	123	126.6	120.68
2	166	163.3	171.6
3	206.8	208	206.8
4	217.8	-	217.5
5	249.7	252	249.9
6	275	279	277

جدول 3 ضرایب کوپلینگ هندسی بین مدهای غیر کوپل سازه‌ای و آکوستیکی

Table 3 Coupling coefficient between uncoupled structural and acoustic modes

ضرایب کوپلینگ هندسی						فرکانس طبیعی آکوستیکی غیر کوپل (Hz)			
فرکانس طبیعی سازه‌ای (Hz)									
279	252	208	199.7	163.3	133.4	126.6	108.4	78.3	
0.0007	0.031	-0.036	-0.024	0.0055	-0.006	0.0043	0.0075	0.0004	120.68
-0.009	0.0099	-0.011	-0.013	0.0049	-0.009	0.0094	0.0127	0.0833	171.6
0.006	0.012	-0.004	-0.005	0.0019	-0.0015	0.0397	-0.003	-0.001	209.8
-0.002	-0.009	-0.021	-0.021	-0.0072	0.0104	0.0011	0.019	0.004	217.5
-0.0016	-0.006	0.004	-0.0012	-0.014	0.0061	0.00092	-0.012	0.0033	249.9

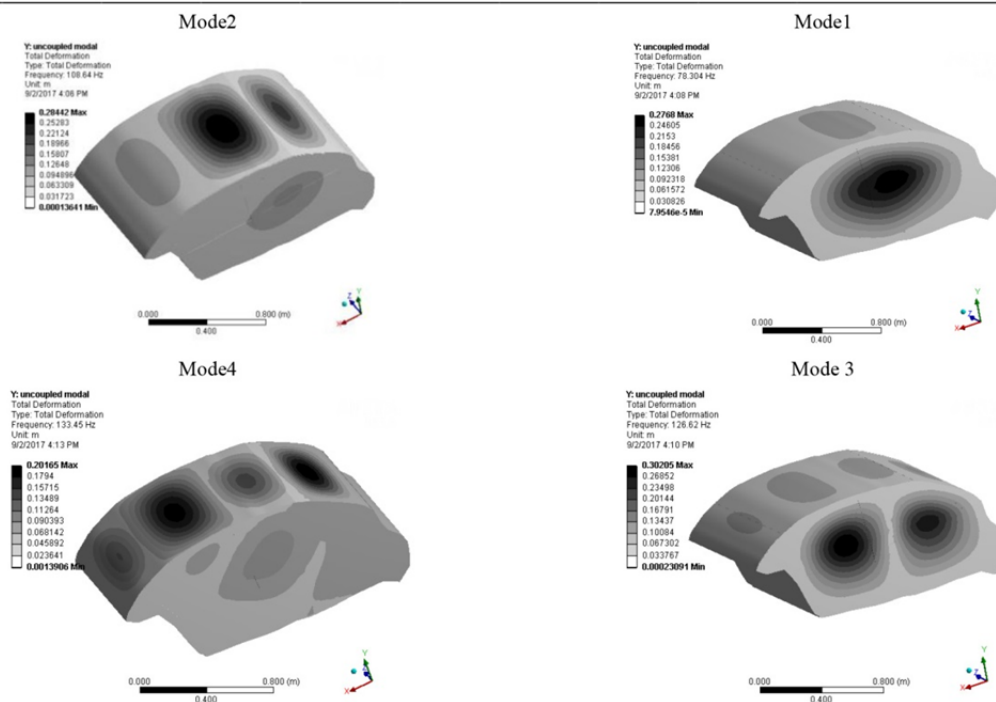


Fig. 4 Uncoupled structural mode shapes contour

شکل 4 کانتور شکل مد سازه‌ای غیر کوپل

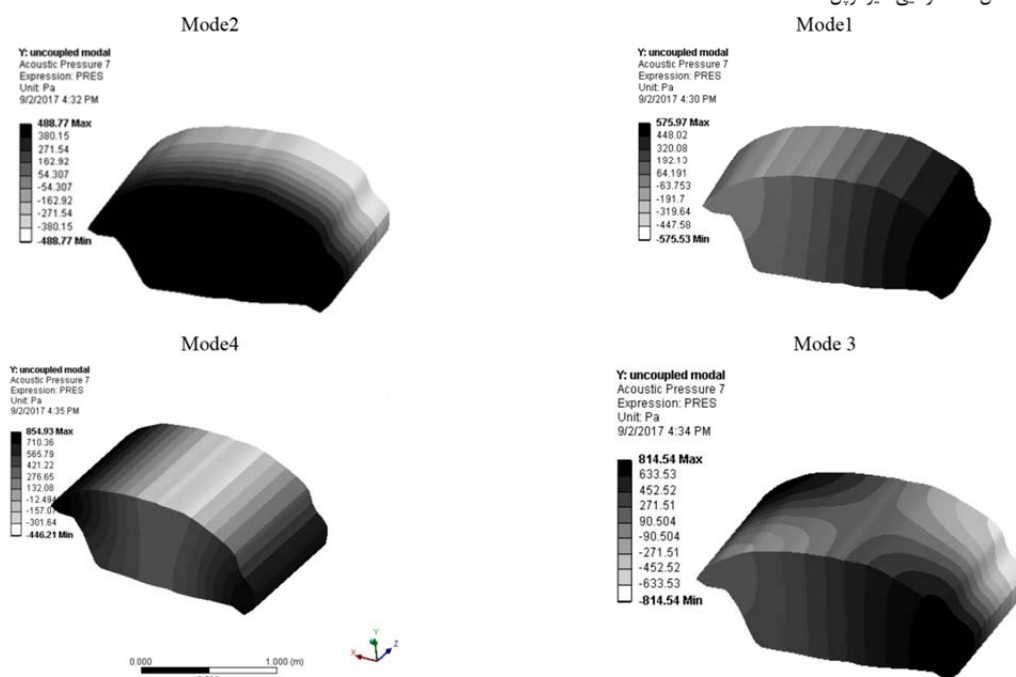


Fig. 5 Uncoupled acoustic mode shape contour

شکل 5 کانتور شکل مد آکوستیکی غیر کوپل

Coupled acoustic mode shape at frequency of 166 Hz

Unit: Pa
9/3/2017 11:05 AM489.17 Max
431.02
372.86
314.71
256.56
198.4
140.25
82.098
23.945
-34.208 Min

Uncoupled acoustic mode shape at frequency of 171.6 Hz

Unit: Pa
9/2/2017 4:32 PM488.77 Max
380.15
271.54
162.92
54.307
-54.307
-162.92
-271.54
-380.15
-488.77 Min

Fig. 6 Uncoupled and coupled 2nd acoustic mode shape contour

شکل 6 کانتور شکل مد دوم اکوستیکی غیر کوپل و کوپل

برای بررسی دقت این مدل (که بر اساس روش کوپلینگ مودال است) با پاسخ مدل المان محدود کوپل هارمونیک (که بر اساس روش کوپلینگ مستقیم است)، پاسخ فرکانسی فشار صوت در محل گوش چپ راننده و گوش راست سرنشین جلو بر اثر اعمال نیروی نرمال واحد بر وسط دیواره آتش، بدست آمده و به ترتیب در "شکل‌های 7 و 8 مقایسه گردیده است.

همان‌گونه که در "شکل‌های 7 و 8 مشاهده می‌شود پاسخ فرکانسی بدست آمده با دو روش کوپلینگ مودال و مستقیم با دقت خوبی بر هم منطبق هستند که بر دقت روش مودال صحه می‌گذارد.

3-6- کنترل فعال

همان‌گونه که ذکر شد روش کنترل بهینه LQR برای کاهش دامنه فشار صوت و در نتیجه سطح صدا در محل گوش سرنشینان و راننده خودروی سواری طراحی گردیده و کارایی سیستم کنترلی طراحی شده، ارزیابی شده است.

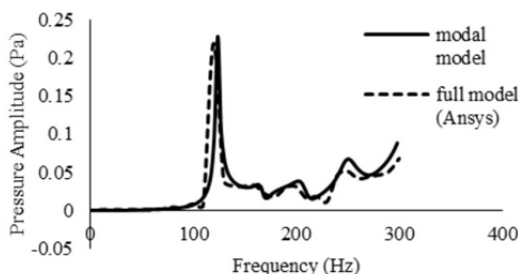


Fig. 7 Variation of pressure amplitude at driver's left ear with frequency

شکل 7 نمودار تغییرات دامنه فشار صوت در محل گوش چپ راننده بر حسب فرکانس

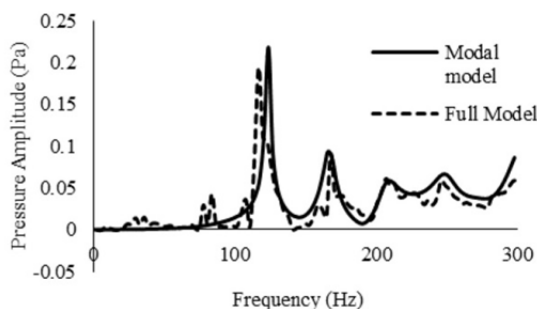


Fig. 8 Variation of sound pressure level (SPL) at front passenger's right ear with frequency

شکل 8 نمودار تغییرات دامنه فشار صوت در محل گوش راست سرنشین جلو بر حسب فرکانس

اکوستیکی متناظر با هم متفاوت است. ضمن این که فرکانس طبیعی نیز در حالت کوپل پایین‌تر آمده است.

در مورد سایر مدهای کوپل نیز می‌توان به همین طریق مدهای مشارکت کننده را پیدا کرد. کراگز نشان داد که اگر سازه جرم-کنترل باشد، فرکانس محفظه کاملاً کوپل در مقایسه با فرکانس دیواره صلب، افزایش می‌یابد. اگر مرز سختی-کنترل باشد، فرکانس مد کاملاً کوپل محفظه در مقایسه با فرکانس دیواره صلب کاهش می‌یابد. مد سازه‌ای در صورتی جرم-کنترل است که فرکانس طبیعی متناظر با این مد، کوچکتر از فرکانس طبیعی متناظر با مد اکوستیکی باشد و در این صورت مد اکوستیکی در ناحیه جرم-کنترل باعث تحریک مد سازه‌ای می‌شود. اگر فرکانس طبیعی مد سازه‌ای از مد اکوستیکی بالاتر بود، ناحیه سختی-کنترل داریم که مد سازه‌ای مد اکوستیکی را تحریک می‌کند [13]. با توجه به جدول 2 می‌توان بازه‌های فرکانسی سختی کنترل و جرم کنترل را مشخص نمود. در این جدول مدهای غیر کوپل متناظر با هر مد کوپل از نظر فرکانسی آورده شده است. به عنوان مثال فرکانس مد اول کوپل 123 Hz است و فرکانس مد سازه‌ای غیر کوپل متناظر با آن 126.6 Hz و فرکانس مد غیر کوپل اکوستیکی متناظر 120.68 Hz است. فرکانس غیر کوپل سازه‌ای از فرکانس غیر کوپل اکوستیکی بالاتر است یعنی این ناحیه فرکانسی، سختی کنترل است و مد سازه‌ای باعث تحریک مد اکوستیکی شده است و فرکانس طبیعی مد کوپل را پایین‌تر از مد غیر کوپل اکوستیکی آورده است. به دلیل کوپل شدن مدهای سازه‌ای و اکوستیکی که فرکانس طبیعی نزدیک به هم دارند، تشدید سیستم کوپل اکوستیک سازه‌ای رخ می‌دهد که فرکانسی نزدیک به فرکانس‌های غیر کوپل دارد ولی از نظر شکل مد می‌تواند تا حدی متفاوت با شکل مد غیر کوپل باشد. زیرا با توجه به جدول 3 در یک مد کوپل، مدهای مختلف غیر کوپل سازه و اکوستیکی مشارکت دارند و بسته به ضرایب مشارکت، شکل مد کوپل محفظه اکوستیکی تا حدودی نسبت به شکل مد غیر کوپل اکوستیکی اعوجاج می‌یابد.

2-6- تحلیل هارمونیک

در این مقاله از ترکیب نرم‌افزار انسیس و کد توسعه داده شده توسط نویسندگان مقاله استفاده شده است تا کوپلینگ اکوستیک سازه‌ای به روش مودال صورت گیرد. مزیت این کد این است که تنها با داشتن اطلاعات مربوط به مختصات گرهی، المان‌ها، فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای غیر کوپل سازه و محفظه اکوستیکی می‌توان کوپلینگ را انجام داد و حتی نیازی نیست که گره‌های سازه و محفظه اکوستیکی بر هم منطبق باشند. استفاده از این روش ضمن کاهش حجم محاسبات امکان اعمال روش کنترلی را مهیا می‌کند. با استفاده از فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای سازه و محفظه اکوستیکی خودرو و روابط (16) تا (20)، مدل فضای حالت ساخته شده است.

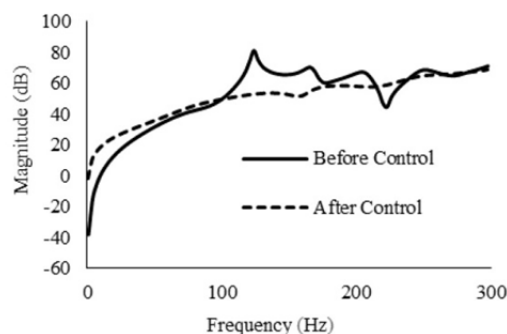


Fig. 12 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M4

شکل 12 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M4

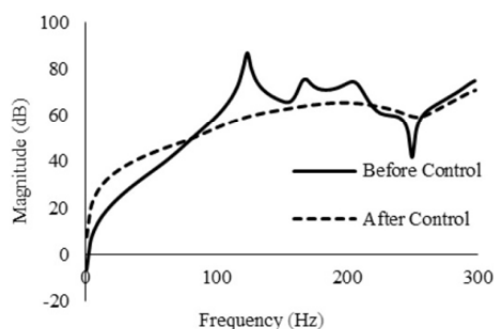


Fig. 13 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M5

شکل 13 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M5

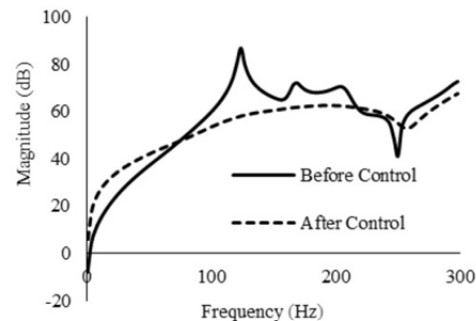


Fig. 14 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M6

شکل 14 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M6

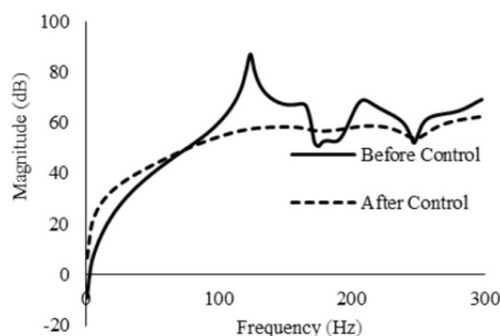


Fig. 15 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M7

شکل 15 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M7

شکل‌های 9 تا 16 پاسخ فرکانسی به ورودی سازهایی ضربه برای سیستم مدار باز و مدار بسته (با وجود کنترلر) را به ترتیب در محل سنسورهای 1 تا 8 در محل گوش چپ و راست 4 سرنشین خودرو نشان می‌دهد. تراز یا سطح فشار صوت برابر با $20\log_{10}(P/P_0)$ می‌باشد که P_0 فشار مرجع بوده و در حدود 20 μPa است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، کنترلر در مد اول (حدود 124 هرتز) تا حدود 30 dB کاهش در سطح صدا ایجاد کرده است. به دلیل اثر بستر آبی در برخی فرکانس‌ها افزایش سطح صدا مشاهده می‌شود. بنابراین بایستی بررسی شود که آیا این افزایش سطح صدا باعث ناراحتی سرنشین می‌گردد یا خیر.

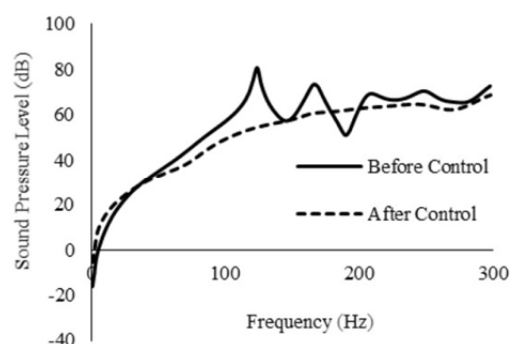


Fig. 9 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M1

شکل 9 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M1

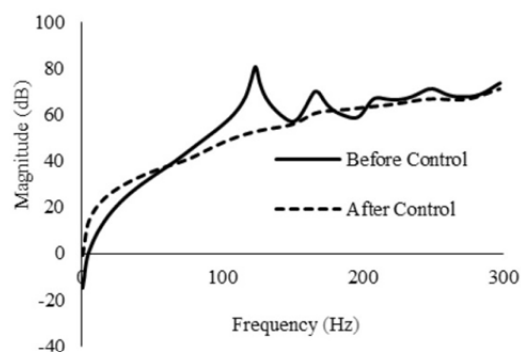


Fig. 10 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M2

شکل 10 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M2

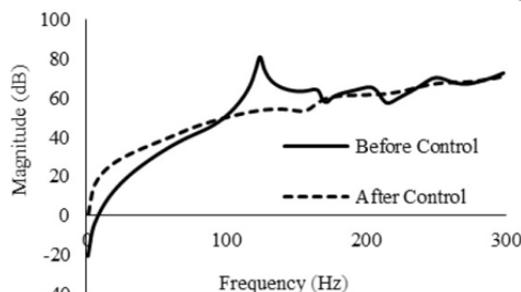


Fig. 11 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M3

شکل 11 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M3

همزمان تحریک می‌کنند و بنابراین بومینگ یک نویز داخلی با فرکانس پایین است که شدیداً به کوپلینگ مودال اکوستیک-سازه‌ای وابسته است. بومینگ معمولاً یکی از آزاردهنده‌ترین صداهایی است که کیفیت صدای داخل خودرو را تغییر می‌دهد. به طور کلی با بررسی نمودارهای پاسخ فرکانسی قبل و بعد از کنترل و نتایج جدول 4 می‌توان نتیجه گرفت که کنترلر موفق شده است پدیده بومینگ را به صورت قابل توجهی کاهش دهد و در فرکانس‌هایی که کوپلینگ میان سازه و محفظه اکوستیکی داخل خودرو رخ می‌دهد، افزایش ناگهانی سطح صدا رخ ندهد. با وزن‌دهی مناسب ماتریس Q در کنترلر LQR، منحنی پاسخ فرکانسی در بازه فرکانسی 0-300 Hz یکنواخت‌تر شده است. بدین معنی که سطح صدا در فرکانس‌های تشدید سیستم کوپل سازه-محفظه اکوستیکی کاهش یافته و در باقی فرکانس‌ها نیز افزایش نداشته یا اینکه میزان افزایش آن باعث اختلال کارایی نگردیده است. لازم به ذکر است که اثر بستر آبی که به دلیل وجود صفرهای سمت راست مدل دینامیکی است اجتناب‌ناپذیر است و در این مقاله سعی بر آن بوده است که اثرات نامطلوب آن حداقل‌امکان تعدیل شود که تا حدود زیادی موفقیت آمیز بوده است. وزن‌دهی ماتریس Q با سعی و خطا صورت گرفته است و با هدف کاهش سطح صدا در فرکانس‌های تشدید و شکل دهی پاسخ فرکانسی به صورتی که با افزایش فرکانس، به صورت یکنواخت افزایش یابد، ضرایب آن تعیین شده‌است.

همچنین برای چیدمان سنسورها و عملگرها کانتورهای شکل مد محفظه اکوستیکی در نظر گرفته شده است بدین صورت که حداقل‌امکان هیچ سنسور و عملگری روی خطوط گری 5 مد اول اکوستیکی نیست. این پیکربندی مشاهده‌پذیری و کنترل‌پذیری مناسبی را فراهم کرده است و امکان کوپل شدن بیشتر سنسورها و عملگرها با مدهای اکوستیکی و افزایش پهنای باند کنترلی فراهم شده است.

کارایی مناسب سیستم کنترلی در بازه فرکانسی 50-300 Hz برای محل گوش هر چهار سرنشین خودرو فراهم شده است و در نتیجه ناحیه سکوت درون محفظه خودرو شامل هر چهار سرنشین می‌شود.

7- جمع‌بندی

در این مقاله تحلیل کوپل اکوستیک سازه‌ای با دو روش کوپلینگ مستقیم با استفاده از نرم‌افزار المان محدود و کوپلینگ مودال با استفاده از مدهای غیر کوپل سازه و محفظه اکوستیکی، برای یک مدل ساده خودرو و دقت روش مودال مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین با استفاده از مدهای غیر کوپل سازه و محفظه اکوستیکی و توسعه کد برای برقراری کوپلینگ سازه و محفظه اکوستیکی، مدل فضای حالت ایجاد گردید و سپس یک کنترلر بهینه MIMO LQR برای کاهش سطح صدا در محل گوش سرنشینان خودرو طراحی شد.

به طور کلی با استفاده از مقایسه میان مدهای کوپل با مدهای متناظر غیر کوپل (منظور مدهایی می‌باشند که از نظر فرکانسی به مدهای کوپل نزدیکند) و مراجعه به جدول ضرایب کوپلینگ هندسی برای یافتن مشارکت مدهای سازه‌ای و اکوستیکی، می‌توان به دانش خوبی در مورد رفتار مودال سیستم کوپل دست یافت که از نقطه نظر طراحی و بهینه‌سازی سازه و کنترل فعال سطح صدا درون کابین خودرو، اطلاعات مفیدی بدست می‌دهد.

همچنین مشاهده شد که تشکیل فضای حالت سیستم بر اساس شکل‌مدهای غیر کوپل دقت خوبی داشته و می‌تواند جایگزین روش مستقیم شود. مزیت روش مودال به روش مستقیم آن است که اولاً از نظر محاسباتی سرعت بالاتری دارد و ثانیاً با داشتن فضای حالت سیستم، امکان

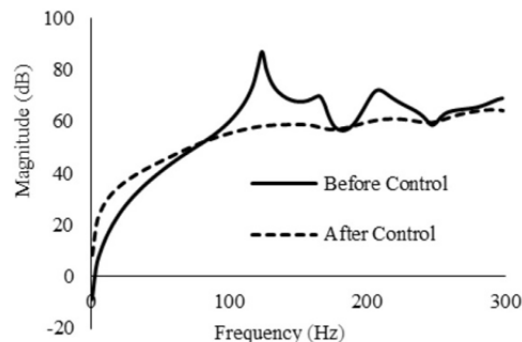


Fig. 16 Open loop and close loop Frequency response of acoustic sound pressure level at Sensor M8

شکل 16 پاسخ فرکانسی مدار باز و مدار بسته سطح فشار صوت در محل سنسور M8

در فرکانس زیر 100 هرتز که بیشترین افزایش سطح صدا بعد از اعمال کنترلر رخ می‌دهد، سطح فشار صوت در نهایت به 50 dB می‌رسد. به طور کلی نتایج کاهش سطح صدای صوت توسط کنترلر طراحی شده، در جدول 4 آمده است. در فرکانس 124 Hz که اولین و غالب‌ترین پیک پاسخ فرکانسی است، در نقاط هدف (میکروفون‌هایی که در نزدیکی گوش سرنشینان قرار دارند) بین 26-30 dB کاهش سطح صدا مشاهده می‌شود. در فرکانس‌های 166 Hz و 206 Hz نیز کاهش سطح صدا در حد قابل قبولی است، ضمن آنکه در این فرکانس‌ها قبل از کنترل نیز سطح فشار صوت به اندازه فرکانس اول بالا نبوده است. همان‌گونه که ذکر شد به دلیل اثر بستر آبی، به ازای کاهش صدا در فرکانس‌های هدف، در باقی فرکانس‌ها ممکن است سطح صدا بالاتر رود. مطابق جدول 4 این اتفاق در فرکانس 250 Hz در محل سنسورهای M5 تا M8 که در واقع سنسورهای نزدیک به گوش سرنشینان عقب می‌باشند، رخ داده است و سطح صدا بعد از اعمال کنترلر، بالاتر رفته است. به خصوص در نزدیکی سر سرنشین عقب سمت چپ که در حدود 17 dB بالاتر رفته است. (مقادیر منفی در جدول به معنای افزایش سطح صداست). بررسی پاسخ فرکانسی مدار باز در این سنسورها نشان می‌دهد که در بدترین حالت در محل سنسور 5، سطح صدا از حدود 42 dB به حدود 60 dB رسیده است. یعنی با وجود افزایش سطح صدا، نواحی نزدیک گوش سرنشینان عقب از سکوت قابل قبولی برخوردار است.

سیستم انتقال قدرت منبع اصلی صدای داخل خودرو است. صدای بومینگ، صدای موتور در فرکانس‌های پایین (20-300 Hz) است که عمدتاً به دلیل انتقال ارتعاشات موتور به بدنه خودرو ایجاد می‌شود. این صدا وقتی ایجاد می‌شود که تن‌های خالص یا با پهنای باند کم¹ که مربوط به فرکانس احتراق موتور و هارمونیک‌های آن هستند، سازه و محفظه اکوستیکی را

جدول 4 کاهش سطح صدا در فرکانس‌های طبیعی 4 مد غالب در محل میکروفون‌های موجود در موقعیت سر سرنشینان

Table 4 Sound level attenuation at microphones placed at occupants' ears for 4 dominated mode

مد طبیعی (Hz)	کاهش صدا (dB)							
	سنسور (میکروفون)							
	M8	M7	M6	M5	M4	M3	M2	M1
1	29	30	29	28	28	28	29	26
2	12	9	10	11	15	5	9	13
3	12	10.4	8	9	9	4	4	6
4	-0.6	-2.5	-15	-17	3	3	4	6

¹ Pure or narrow bound tone

Φ	شکل مد سازه‌ایی
Π	ماتریس کوپلینگ مودال
Ψ	شکل مد اکوستیکی
Λ	ماتریس جرم مودال اکوستیکی
ω	فرکانس طبیعی
ζ	میرایی مودال

زیرنویس‌ها

a	اکوستیکی
k	شماره مد اکوستیکی
m	شماره مد سازه‌ایی
n	جهت نرمال بر سطح
s	سازه‌ایی

9- مراجع

- [1] S. D. Dhandole, S. V. Modak, Review of Vibro-Acoustics analysis procedures for prediction of low frequency noise inside a Cavity, Proceeding of the 25th Conference & Exposition on Structural Dynamics, Orlando, Florida, US, February 19-22, 2007.
- [2] E. H. Dowell, G. F. Gorman, D. A. Smith, Acoustoelasticity: General theory, acoustic natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparisons with experiment, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 52, No. 4, pp. 519-542, 1977.
- [3] J. H. Ginsberg, On Dowell's simplification for acoustic cavity-structure interaction and consistent alternatives, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 127, No. 1, pp. 22-32, 2010.
- [4] L. P. R. de Oliveira, K. Janssens, P. Gajdatsy, H. Van der Auweraer, P. S. Varoto, P. Sas, W. Desmet, Active sound quality control of engine induced cavity noise, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23, No. 2, pp. 476-488, 2009.
- [5] Y. Li, X. Wang, R. Huang, Z. Qiu, Active vibration and noise control of vibro-acoustic system by using PID controller, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 348, pp. 57-70, 2015.
- [6] C. K. Song, J. K. Hwang, J. M. Lee, J. K. Hedrick, Active vibration control for structural-acoustic coupling system of a 3-D vehicle cabin model, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 267, No. 4, pp. 851-865, 2003.
- [7] P. N. Samarasinghe, W. Zhang, T. D. Abhayapala, Recent Advances in Active Noise Control Inside Automobile Cabins: Toward quieter cars, *IEEE Signal Processing Magazine*, Vol. 33, No. 6, pp. 61-73, 2016.
- [8] S. M. Kim, M. J. Brennan, Active control of harmonic sound transmission into an acoustic enclosure using both structural and acoustic actuators, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107, No. 5, pp. 2523-2534, 2000.
- [9] L. Zhang, L. Wu, X. Qiu, An intuitive approach for feedback active noise controller design, *Applied Acoustics*, Vol. 74, No. 1, pp. 160-168, 2013.
- [10] P. Davisson, *Structural Acoustic Analysis; Finite Element Modeling and Reduction Methods*, Doctoral Thesis, Division of Structural Mechanics, Lund University, 2004.
- [11] C. E. Whitmer, *An Investigation of Active Structural Acoustic Control in Resonant Enclosures*, PhD Thesis, Mechanical Engineering, Iowa State University, 2009.
- [12] T. Airaksinen, J. Toivanen, An optimal local active noise control method based on stochastic finite element models, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 332, No. 26, pp. 6924-6933, 2013.
- [13] A. Craggs, An acoustic finite element approach for studying boundary flexibility and sound transmission between irregular enclosures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 30, No. 3, pp. 343-357, 1973.

پردازش‌های آتی بر روی سیستم مانند اعمال کنترلر به وجود می‌آید. پیکربندی سنسورها و عملگرها به گونه‌ایی انتخاب شده است که کاهش سطح صدا در نواحی اطراف گوش چپ و راست تمامی سرنشینان به صورت موثری محقق شود. همچنین با وزن‌دهی مناسب ماتریس Q اثر بستر آبی کاهش یافته است. به طور کلی می‌توان نتیجه‌گرفت که کنترلر طراحی شده پاسخ فرکانسی مدار بسته فشار اکوستیکی به اغتشاش سازه‌ایی را هموارتر می‌کند و سطح صدا با افزایش فرکانس به صورت یکنواخت افزایش می‌یابد. این بدان معناست که کنترلر موفق شده است پدیده بومینگ را به صورت قابل توجهی کاهش دهد و در فرکانس‌هایی که کوپلینگ میان سازه و محفظه اکوستیکی داخل خودرو رخ می‌دهد، افزایش ناگهانی سطح صدا رخ ندهد. همچنین مشاهده می‌شود که در بازه فرکانسی بین 100-200 Hz کنترلر کارایی بسیار خوبی دارد ضمن آنکه در فرکانس‌های خارج از این بازه، باعث اثرات نامطلوب نشده است.

8- فهرست علائم

b_s	نیروی حجمی
c	سرعت صوت (m/s)
C	ماتریس میرایی
$\bar{C}$	ماتریس کوپلینگ
f	نیروی وارد بر سطح سازه (N)
G	ماتریس بهره کنترلی
H	ماتریس کوپلینگ المانی
J	تابع هزینه
k	ماتریس ضرایب کنترل بهینه
K	ماتریس سختی
M	ماتریس جرم
N	تابع شکل
P	فشار سیال اکوستیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
q	مختصات مودال
Q_a	منبع حجمی اکوستیکی
Q	ماتریس وزنی
R	ماتریس وزن نیروی کنترلی
S	سطوح تماس سازه و سیال
w	جابجایی سازه‌ایی (m)

علائم یونانی

σ_s	تانسور تنش ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})