

بررسی اثرات عایق‌های صدا در رفتار صوتی اجزای محفظه‌ی کابین یک خودروی سواری با استفاده از روش تحلیل انرژی آماری

روح‌الله طالبی توتی^{*}، امیرمحمد چوداری خامنه

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

چکیده

در این مقاله، استفاده از عایق‌های صدا در رفتار صوتی محفظه کابین یک خودروی سواری، با کمک یک شبیه‌ساز مهندسی و بر پایه‌ی روش تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای) مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور، ابتدا معادلات حاکم بر روش تحلیل انرژی آماری استخراج شدند. سپس، تمامی زیرسامانه‌های مشتمل بر محفظه‌های صوتی محیط داخل و خارج بدنه خودرو و همچنین اتصالات بین آن‌ها الگوسازی شدند. با احتساب تمامی منابع صوتی در الگو، اثرات استفاده از مواد متخلخل بر میزان افت تراگسیل صدا در اجزاء اصلی بدنه خودرو از جمله پنل سقف، پنل کف خودرو و پنل داشبورد، مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج اعتبارسنجی، دقت و صحت الگوی حاضر را نشان می‌دهند. همچنین، نتایج نشان می‌دهند که استفاده از عایق‌های متخلخل صدا، سبب بهبود نوفه به محفظه‌ی کابین خودرو به خصوص در بسامدهای بالا می‌گردند. از طرف دیگر، نشان می‌دهند که تأثیر استفاده از این مواد در پنل سقف بیش‌تر از دیگر قسمت‌های خودرو می‌باشد.

کلیدواژه‌ها: تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای)، تراگسیل صدا، لایه متخلخل، عایق صدا.

۱. مقدمه

پیش‌بینی ضریب افت تراگسیل (تی‌ال)^۱ صوتی در گذر صوتی از یک دیواره یا سامانه‌ای که متشکل از چندین لایه باشد، در بسیاری از صنایع نظیر اتومبیل‌سازی، هواپیماسازی، ساختمان‌سازی و نیز عایق‌های صوتی کاربرد گسترده‌ای دارد.

در روش تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای)^۲، تخمین‌های کمی و کیفی از رفتار دینامیکی سامانه به تحریکات خارجی بدست می‌آید. از الگوی اس‌ای‌ای می‌توان به منظور مشخص نمودن مسیرهای اصلی انتقال انرژی به مکان‌های پاسخ بحرانی استفاده نمود [۱]. این اطلاعات بسیار مفید می‌باشند که می‌توان براساس آن با تغییر طرح، نقش عمده‌ای در بهبود عملکرد ارتعاشاتی و صوتی سامانه ایفا نمود. روش تحلیل آماری انرژی یک ابزار بسیار مفید و سودمند برای انجام آزمایش‌هایی بر روی یک سامانه می‌باشد. این امر می‌تواند بر روی یک نمونه در طی

مراحل بهینه‌سازی طراحی صورت گیرد و یا اینکه بر روی الگوی واقعی سامانه به منظور ارزیابی مشخصات آن و یا تشخیص یک عیب انجام پذیرد [۱]. الگوی اس‌ای‌ای می‌تواند به عنوان یک ابزار کمکی برای تشخیص این که چه چیزی باید اندازه‌گیری شود و چگونه نتایج آزمون‌ها را باید تفسیر نمود، به کار گرفته شود. در سال‌های اخیر علاقه خاصی به روش اس‌ای‌ای در صنعت خودروسازی مشاهده شده است، زیرا به وسیله این روش می‌توان تراز فشار صوتی و ارتعاشات در بسامدهای بالا را توسط معادلات اس‌ای‌ای تحلیل نمود. در واقع این روش یک ابزار طراحی برای صنعت خودروسازی برای رسیدن به کیفیت بالا و کاهش زمان طراحی برای خودروهای مدرن و بدون سر و صدا می‌باشد.

مطالعات گسترده‌ای در رابطه با تراگسیل صوتی در پوسته‌ها و ورق‌های تک‌جداره، دوجداره با لایه‌ی میانی هوا و دوجداره با لایه‌ی میانی متخلخل صورت پذیرفته است، که هریک سعی در بهبود مطالعه‌ی قبلی و ارائه‌ی نتایج دقیق‌تر دارند. اولین مطالعه در زمینه تراگسیل نوفه (نویز) از سازه‌های منحنی شکل توسط اسمیت انجام شد

^{*} نویسنده پاسخگو: rtalebi@iust.ac.ir

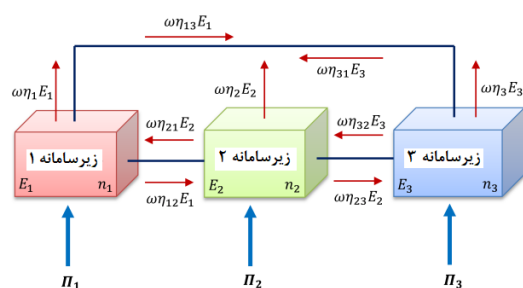
^۱ TL; Transmission Loss

^۲ SEA

پوسته‌ی استوانه‌ای کامپوزیتی دوجداره را با استفاده از روش فضای حالت بررسی نمودند [۱۶]. در این مقاله ابتدا به معرفی روش تحلیل آماری انرژی (اس‌ای‌ای) و معادلات حاکم بر آن پرداخته می‌شود. سپس تمامی زیرسامانه‌ها، محفظه‌های صوتی و اتصالات بین اجزای محفظه‌ی کابین خودرو در شبیه‌ساز مهندسی الگوسازی می‌گردند. در ادامه تمامی منابع نوفه (نویز) هوابرد و سازه‌برد به الگو اعمال شده و الگو توسط شبیه‌ساز تحت تحلیل قرار می‌گیرد. علاوه بر این، اثرات استفاده از پنل ساندویچی دوجداره با لایه‌ی میانی متخلخل در پنل سقف، پنل کف و داشبورد خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲. محاسبه ضریب افت تراگسیل صوتی یک پنل دوجداره با استفاده از روش اس‌ای‌ای

در الگوسازی سامانه فوق به روش اس‌ای‌ای، سامانه مذکور شامل سه زیرسامانه می‌باشد. زیرسامانه اول، منبع صوتی (چشمه صوتی)، زیرسامانه دوم پنل دوجداره و زیرسامانه سوم، محیط دریافت‌کننده می‌باشد و تنها زیرسامانه اول است که تحت تأثیر منبع صوتی خارجی قرار می‌گیرد. شکل ۱، طرح‌واره جریان انرژی بین زیرسامانه‌های موجود در الگوی اس‌ای‌ای مسأله مورد نظر را نمایش می‌دهد.



شکل ۱ نمایش طرح‌واره جریان انرژی بین زیرسامانه‌ها.

در حالت کلی معادلات بالانس توان (تبادل توان) در حالت پایا برای این سه زیرسامانه به صورت زیر خواهند شد [۱]:

$$P_{i,in} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n P_{j \rightarrow i} - P_{i,diss} - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n P_{i \rightarrow j} = 0 \quad (1)$$

[۲]. او در مطالعه‌ی خود انرژی جذب شده توسط سازه را به عنوان افت تراگسیل صدا، و به صورت نسبت کسری توان جذب شده به توان برخوردی در طول پوسته معرفی نمود. در ادامه، اینگارد کار اسمیت را گسترش داده و مقدار تراگسیل صوتی در پوسته‌های استوانه‌ای را با در نظر گرفتن امواج انعکاسی به دست آورد [۳]. کوال تراگسیل صوتی از دماغه‌ی هواپیما را تحت شرایط پروازی و با استفاده از روش مقاومت ظاهری مطالعه نمود [۴]. بلیس تراگسیل صوتی در پوسته‌های استوانه‌ای جدار نازک را با در نظر گرفتن میدان جابجایی سه-بعدی بررسی نمود [۵]. مطالعه‌ی تراگسیل صوتی در پوسته‌های ساندویچی استوانه‌ای لانه زنبوری تحت برخورد موج صفحه‌ای، توسط تانگ انجام شد [۶]. لی و کیم تراگسیل صوتی از یک پوسته‌ی استوانه‌ای دوجداره‌ی همسانگرد (ایزوتروپیک) را به صورت تحلیلی و آزمایشگاهی مطالعه نمودند [۷]. دانشجو و همکارانش، تراگسیل صوتی از یک پوسته‌ی استوانه‌ای ارتوتروپیک را با استفاده از نظریه کلاسیک بررسی نمودند [۸]. روش الگوی کامل برای مطالعه‌ی تراگسیل صوتی از یک پنل ساندویچی با لایه‌ی میانی متخلخل توسط بولتون معرفی شد [۹]. او این مطالعه را برای سه ساختار مختلف پوسته مورد ارزیابی قرار داد. در ادامه روش ساده‌سازی شده توسط لی و همکارانش، برای محاسبه‌ی تراگسیل صوتی در پوسته‌ی استوانه‌ای با لایه‌ی میانی متخلخل معرفی شد [۱۰]. طالبی و همکاران، تراگسیل صوتی از پنل دوجداره‌ی کامپوزیتی با لایه‌ی میانی متخلخل را مورد مطالعه قرار دادند [۱۱]. زو و همکاران تراگسیل صوتی از پوسته‌های استوانه‌ای با لایه‌ی میانی متخلخل را برای سه ساختار متفاوت به دست آوردند [۱۲]. در ادامه لیو و همکاران اشکالات موجود در مطالعه‌ی زو را نشان داده و نتایج صحیح را ارائه نمودند [۱۳]. هم‌چنین لیو و همکاران مطالعه‌ی دیگری تراگسیل صوتی از پوسته‌های استوانه‌ای با لایه‌ی میانی متخلخل را با در نظر گرفتن جریان داخلی بررسی نمودند [۱۴]. اخیراً طالبی و همکاران، روش الگوی کامل توسعه یافته را به منظور بررسی تراگسیل صوتی در پوسته‌ی استوانه‌ای متخلخل ارائه نمودند [۱۵]. هم‌چنین طالبی و همکاران در مطالعه‌ی دیگری تراگسیل صوتی در

$$E_r \omega \eta_r + \omega \eta_{r1} n_r \left\{ \frac{E_r}{n_r} - \frac{E_1}{n_1} \right\} + \omega \eta_{r2} n_r \left\{ \frac{E_r}{n_r} - \frac{E_r}{n_r} \right\} = 0$$

$$E_r \omega \eta_r + \omega \eta_{1r} n_1 \left\{ \frac{E_1}{n_1} - \frac{E_r}{n_r} \right\} + \omega \eta_{2r} n_r \left\{ \frac{E_1}{n_1} - \frac{E_r}{n_r} \right\} = 0$$

از معادله‌ی ۸ و با بکارگیری رابطه‌ی اثر متقابل متناظر، داریم:

$$\frac{E_r}{n_r} = \frac{\eta_{r1} \left(\frac{E_1}{n_1} \right) + \eta_{r2} \left(\frac{E_r}{n_r} \right)}{\eta_r + \eta_{r1} + \eta_{r2}} \quad (9)$$

از آنجا که سطوح فشار صوتی در محیط منبع (زیرسامانه اول) به‌طور قابل توجهی از سطوح فشار صوتی در محیط گیرنده (زیرسامانه سوم) بزرگ‌تر است می‌توان از مقدار $(E_r/n_r) \ll (E_1/n_1)$ در مقابل بزرگی مقدار E_1/n_1 صرف‌نظر کرد و نیز از آنجا که زیرسامانه‌های مذکور در اتصال با یکدیگر می‌باشند، داریم [۱]:

$$\eta_{r1} = \eta_{r2} = \eta_{rad} = \frac{\rho c \sigma_{rad}}{\rho_s \omega} \quad (10)$$

$$\eta_r = \eta_s \quad (11)$$

که در آن η_{rad} ضریب اتلاف تشعشع صوتی دیواره، ضریب اتلاف سازه، σ_{rad} راندمان تشعشع دیواره، ρ_s چگالی سیال، c سرعت صوتی و ω بسامد مرکزی باند هستند.

از آنجا که محیط منبع به صورت محیط پژواک فرض شده، لذا انرژی ذخیره شده در آن و توان ورودی به آن برابر خواهند بود با [۱]:

$$E_1 = P_1^2 V_1 / \rho c^2 \quad (12)$$

$$\Pi_{inc} = \frac{P_1^2}{4 \rho c} A_p \quad (13)$$

بطوریکه P_1 و V_1 به ترتیب فشار و حجم اتاق منبع و A_p مساحت سطح مشترک دیواره و محیط منبع می‌باشند. انرژی مکانیکی ذخیره شده در پنل با توجه به سرعت و جرم آن برابر است با:

$$E_r = \langle v^2 \rangle \rho_s A_p \quad (14)$$

در معادلات فوق، $\Pi_{i,diss}$ ، توان اتلافی در سامانه i -ام و Π_{ij} ، توان تراگسيلي از زیرسامانه i -ام به زیرسامانه j -ام می‌باشند، که به‌صورت زیر محاسبه می‌گردند:

$$\Pi_{i,diss} = \omega \eta_i E_i, \quad \Pi_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i \quad (2)$$

معادله‌ی ۱ را می‌توان برای هر سه زیرسامانه به صورت جداگانه بازنویسی نمود که با جای‌گذاری معادله‌ی ۲ در آن‌ها، معادلات زیر استخراج می‌گردند:

$$E_1 \omega \eta_{r1} + E_r \omega \eta_{r1} - E_1 \omega \eta_{1r} - E_1 \omega \eta_1 - E_1 \omega \eta_{12} + \Pi_1 = 0$$

$$E_1 \omega \eta_{1r} + E_r \omega \eta_{r2} - E_r \omega \eta_{r1} - E_r \omega \eta_{2r} - E_r \omega \eta_r + \Pi_r = 0 \quad (3)$$

$$E_1 \omega \eta_{12} + E_r \omega \eta_{2r} - E_r \omega \eta_{r1} - E_r \omega \eta_{2r} - E_r \omega \eta_r + \Pi_r = 0$$

حال معادلات فوق به فرم ماتریسی و به شکل زیر بازنویسی می‌گردند:

$$\begin{bmatrix} \omega \eta_{1r} + \omega \eta_{r1} + \omega \eta_1 & -\omega \eta_{r1} & -\omega \eta_{12} \\ -\omega \eta_{1r} & \omega \eta_{r1} + \omega \eta_{r2} + \omega \eta_r & -\omega \eta_{2r} \\ -\omega \eta_{12} & -\omega \eta_{2r} & \omega \eta_{r1} + \omega \eta_{2r} + \omega \eta_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_r \\ E_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_r \\ \Pi_r \end{bmatrix} \rightarrow [A]\{E\} = [\Pi] \quad (4)$$

بنابراین رابطه متقابل میان هر دو زیرسامانه را به‌طور جداگانه می‌توان به صورت زیر بیان نمود [۱]:

رابطه‌ی اثر متقابل میان دو زیرسامانه اول و دوم:

$$n_1 \eta_{12} = n_r \eta_{r1} \quad (5)$$

رابطه‌ی اثر متقابل میان دو زیرسامانه دوم و سوم:

$$n_r \eta_{r2} = n_r \eta_{2r} \quad (6)$$

رابطه‌ی اثر متقابل میان دو زیرسامانه اول و سوم:

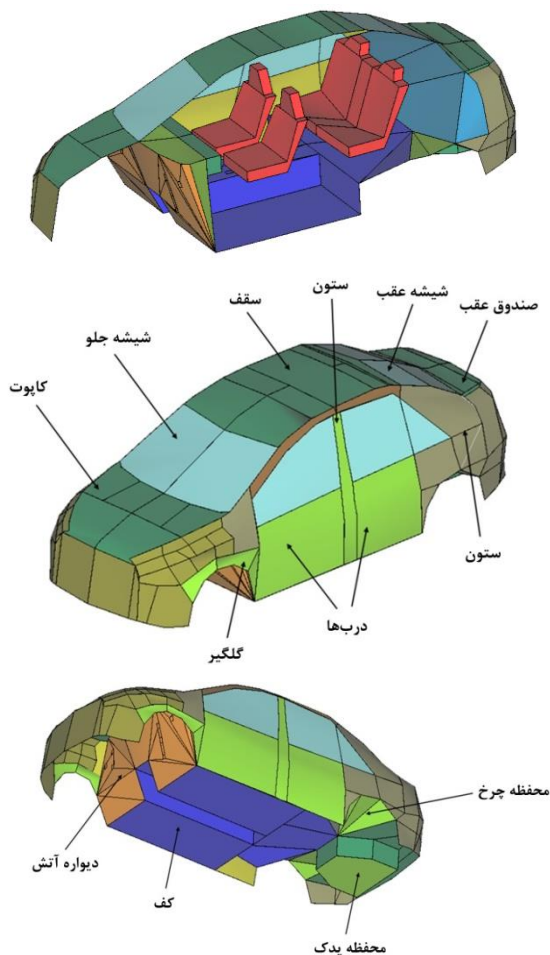
$$n_1 \eta_{12} = n_r \eta_{r1} \quad (7)$$

که در آن n_1 و n_r چگالی مودال اتاق‌های اول و سوم؛ و n_r چگالی مودال پنل می‌باشد.

حال با جای‌گذاری معادلات فوق در معادله‌ی ۳ معادلات زیر استخراج می‌گردند:

$$E_1 \omega \eta_1 + \omega \eta_{1r} n_1 \left\{ \frac{E_1}{n_1} - \frac{E_r}{n_r} \right\} + \omega \eta_{12} n_1 \left\{ \frac{E_1}{n_1} - \frac{E_r}{n_r} \right\} = \Pi_1 \quad (8)$$

صوتی مورد نیاز جهت تحلیل الگوی خودرو را ایجاد نمود. باید به این نکته توجه نمود که الگوی عنصر متناهی خودرو مشتمل بر بیش از ۵۰۰۰ عنصر می‌باشد، حال آنکه برای تحلیل این الگو به روش تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای)، بایستی تنها اجزای مورد نیاز و مهم را که طبیعتاً تعدادشان کم‌تر از عناصر الگوی عنصر متناهی می‌باشد، به صورت زیرسامانه ایجاد نمود. الگوی تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای) خودروی مذکور شامل ۳۰۰ زیرسامانه سازه‌ای و ۱۰۰ زیرسامانه صوتی می‌باشد. شکل ۲، طراحی داخلی خودرو، طراحی خارجی خودرو و زیرسامانه‌های سازه‌ای اصلی را نشان می‌دهد.



شکل ۲ طراحی داخلی و خارجی خودرو و زیرسامانه‌های سازه‌ای اصلی الگوی اس‌ای‌ای خودرو.

زیرسامانه‌های صوتی این الگو به دو دسته، محفظه‌های صوتی محیط داخل و خارج کابین خودرو، تقسیم

که در آن ρ_s چگالی پنل می‌باشد. همچنین:

$$\langle v^2 \rangle = \frac{n_r}{n_1} \cdot \frac{\eta_{rad}}{2\eta_{rad} + \eta_r} \cdot \frac{V_1}{\rho_s A_p} \cdot \frac{P_1^2}{\rho c^2} \quad (15)$$

بنابراین توان تراگسیل‌یافته از زیرسامانه ۲ به اتاق گیرنده (زیرسامانه ۳) برابر خواهد شد با:

$$\Pi_{r3} = \rho c A_p \sigma_{rad} \langle v^2 \rangle = \frac{n_r}{n_1} \cdot \frac{\eta_{rad}}{2\eta_{rad} + \eta_r} \cdot \frac{V_1}{\rho_s} \cdot \frac{P_1^2}{c} \sigma_{rad} \quad (16)$$

توان تراگسیل‌یافته از اتاق منبع (زیرسامانه ۱) به اتاق گیرنده (زیرسامانه ۳) از رابطه زیر محاسبه خواهد شد:

$$\Pi_{13} = \omega \eta_{13} E_1 \quad (17)$$

با توجه به تعریف ضریب عبور τ و استفاده از روابط بالا خواهیم داشت [۱]:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{\Pi_{inc}}{\Pi_{r3} + \Pi_{13}} \quad (18)$$

در نهایت مقدار ضریب افت تراگسیل صوتی از رابطه زیر محاسبه خواهد شد [۱]:

$$TL = 10 \log(1/\tau) \quad (19)$$

۳. الگوسازی و شبیه‌سازی

در این بخش، نحوه الگوسازی بدنه خودروی سواری جهت تحلیل و محاسبه تراگسیل صوتی داخل کابین خودرو با فرض اعمال منابع اصلی نوفه (نویز) هوابرد در خودرو به عنوان تحریکات ورودی به الگو، توسط نرم‌افزار وی‌ای-وان^۱ تشریح می‌گردد. منابع اصلی نوفه هوابرد شامل نوفه موتور، نوفه آیرودینامیکی و نوفه تایر/جاده هستند.

برای ساخت الگوی سه‌بعدی این خودرو، ابتدا بایستی مختصات x، y و z تک تک نقاط الگو را به نرم‌افزار معرفی و یا الگوی افایبی (عنصر متناهی)^۲ خودرو را از سایر نرم‌افزار کد^۳ از قبیل: کتیا^۴، سالیدورکز^۵ و ... وارد نمود. پس از وارد کردن الگو و تعریف کلیه مواد و خواص فیزیکی مورد نیاز، بایستی کلیه‌ی زیرسامانه‌های سازه‌ای و

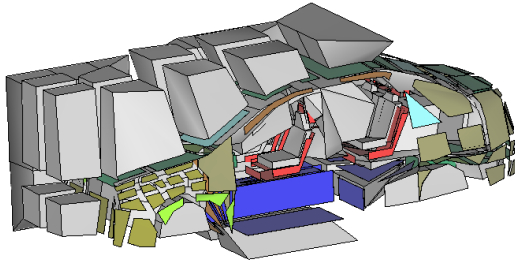
^۱ VA-One

^۲ FE

^۳ CAD

^۴ Catia

^۵ Solidworks



شکل ۵ الگوی کامل اِس‌اِی‌ای ایجاد شده از خودرو در نرم‌افزار وی‌ای-وان.

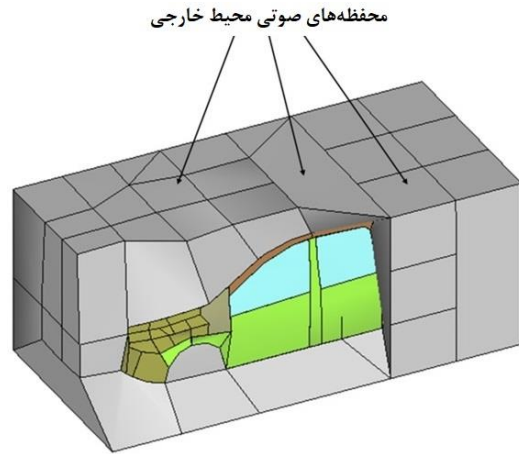
۴. ایجاد ارتباطات میان زیرسامانه‌ها

پس از ایجاد کلیه زیرسامانه‌های الگوی مذکور، اتصال^۱ بین هر یک از این زیرسامانه‌ها باید صورت پذیرد. یکی از قابلیت‌های مناسب نرم‌افزار وی‌ای-وان ایجاد اتصال بین کلیه زیرسامانه‌ها به صورت خودکار می‌باشد. از آنجا که تعداد زیرسامانه‌های تشکیل‌دهنده این الگو زیاد می‌باشند، لذا این قابلیت سبب می‌شود که علاوه بر صرفه‌جویی در زمان الگوسازی، از بروز هرگونه خطای دستی در هنگام وارد کردن اطلاعات پرهیز شود. به طور کلی الگوی اِس‌اِی‌ای خودروی مذکور متشکل از ۳۰۰ زیرسامانه سازه‌ای و ۱۰۰ محفظه صوتی می‌باشد که توسط تقریباً ۲۵۰۰ اتصال نقطه‌ای، خطی و صفحه‌ای به یکدیگر متصل شده‌اند. شکل ۶، اتصالات بین زیرسامانه‌های الگوی اِس‌اِی‌ای خودرو را نمایش می‌دهد.

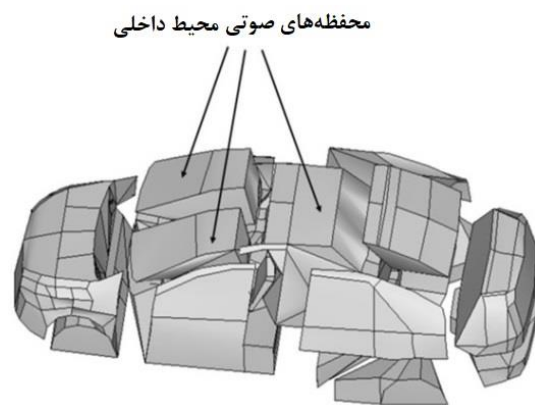
۵. وارد کردن منابع نوفه خودرو به الگوی اِس‌اِی‌ای

به‌طور کلی منابع صوتی توسط امواج هوابرد و سازه‌برد می‌توانند در یک سازه تراگسیل کنند. غالباً یک بلندگو و یا مرتعش‌کننده مکانیکی به عنوان منبع صوتی هوابرد و یا سازه‌برد مورد استفاده قرار می‌گیرد. بلندگوها می‌توانند در مکان‌های مختلفی تعبیه شوند تا توزیع منابع صوتی واقعی در خودرو را شبیه‌سازی نمایند. برای مثال، تعدادی از بلندگوها می‌توانند در محل محفظه موتور جهت شبیه‌سازی صدای حاصل از موتور خودرو تعبیه گردند. همچنین بلندگوها را می‌توان در اطراف یک خودرو قرار داد تا صدای حاصل از تایرها و یا صدای آگزوز را الگوسازی نمایند. منابع صوتی هوابرد هم در یک میدان پراکنده

می‌شوند. که به ترتیب، شکل‌های ۳ و ۴ تعدادی از زیرسامانه‌های صوتی الگوی اِس‌اِی‌ای خودرو را نشان می‌دهند.



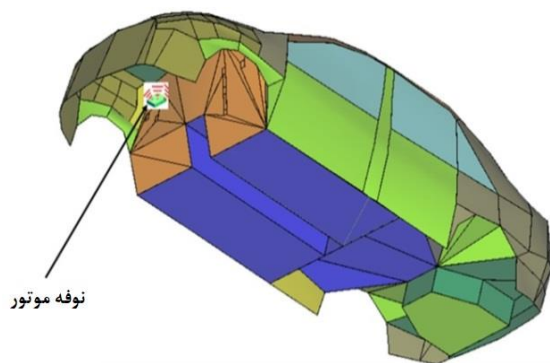
شکل ۳ تعدادی از زیرسامانه‌های صوتی خارج کابین خودرو در الگوی اِس‌اِی‌ای.



شکل ۴ تعدادی از زیرسامانه‌های صوتی فضای داخل کابین خودرو در الگوی اِس‌اِی‌ای.

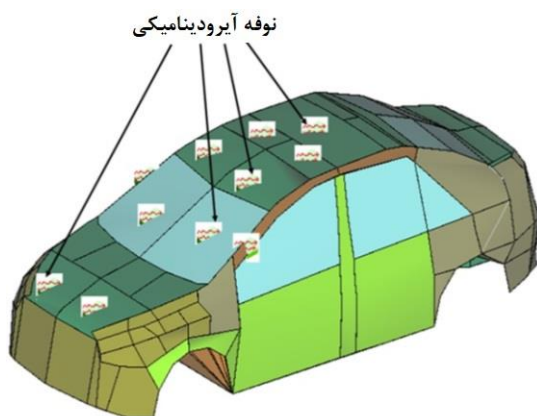
در آزمون‌های آزمایشگاهی که بر روی خودروها جهت محاسبه افت تراگسیل صوت داخل کابین صورت می‌گیرد، فضای داخل خودرو به صورت بدون انعکاس در نظر گرفته می‌شود، لذا در اینجا نیز به جهت محاسبه افت تراگسیل صدا در داخل کابین خودرو، کلیه محفظه‌های صوتی داخل کابین خودرو به صورت بدون انعکاس فرض شده‌اند. شکل ۵، کلیه زیرسامانه‌های سازه‌ای و صوتی الگوی اِس‌اِی‌ای خودرو را به‌طور هم‌زمان نمایش می‌دهد.

¹ Junction



شکل ۸ نحوه‌ی الگوسازی نوفه موتور در الگوی اِس‌ای‌ای خودرو.

منبع نوفه آیرودینامیکی نیز مطابق شکل ۹، به‌صورت جریان لایه مرزی توربولانت^۲ جهت شبیه‌سازی فشارهای نوسانی بر روی سطح خارجی اجزای اصلی بدنه خودرو از جمله درب موتور، شیشه جلو، ستون اول خودرو و پنل سقف در نظر گرفته شده‌اند.

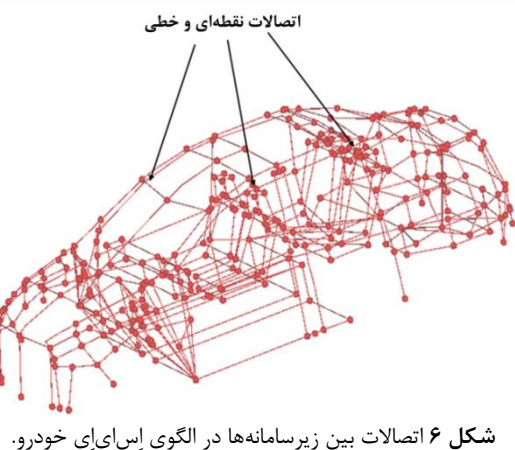
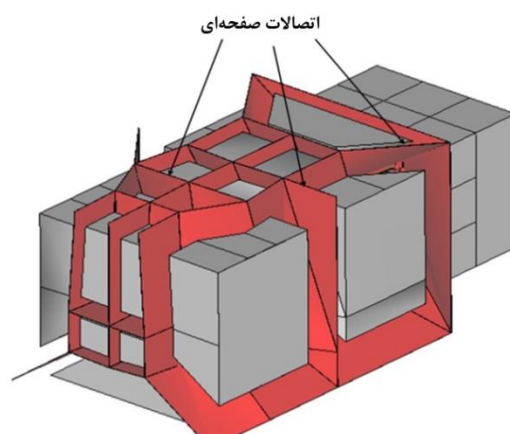


شکل ۹ نحوه الگوسازی نوفه آیرودینامیکی در الگوی اِس‌ای‌ای خودرو.

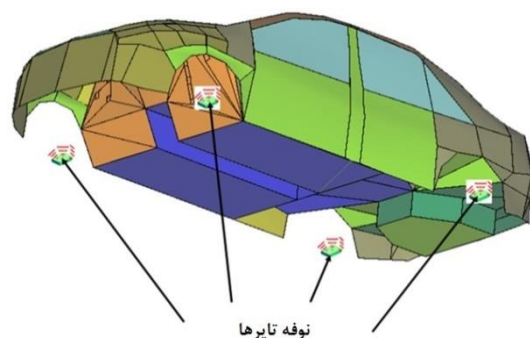
۶. نتایج تحلیل الگوی اِس‌ای‌ای خودرو

به جهت اعتبارسنجی، لازم است تا روش مورد استفاده در این مقاله با نتایج محققان گذشته مورد ارزیابی قرار گیرد. برای این منظور و به جهت نشان دادن صحت روش اِس‌ای‌ای، مطابق شکل ۱۰، مقایسه‌ای بین نتایج حاصل از روش اِس‌ای‌ای و نتایج آزمایشگاهی انجام شده در منبع [۹]، برای یک پنل دوجداره متخلخل صورت پذیرفته است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، اختلاف ناچیزی بین نتایج روش اِس‌ای‌ای با داده‌های آزمایشگاهی وجود دارد

² Turbulent boundary layer



شکل ۶ اتصالات بین زیرسامانه‌ها در الگوی اِس‌ای‌ای خودرو.



شکل ۷ نحوه الگوسازی نوفه تایر/جاده در الگوی اِس‌ای‌ای خودرو.

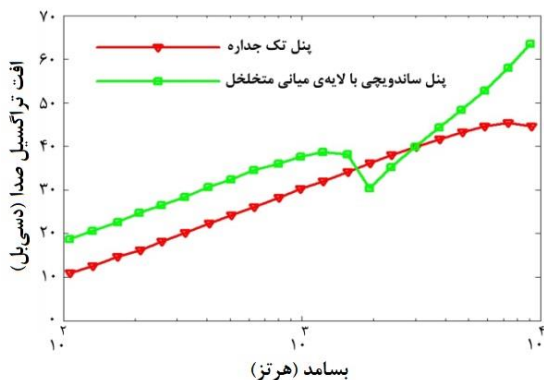
صوتی^۱ و هم در یک میدان آزاد مورد استفاده قرار می‌گیرند و به‌طور مؤثری در آزمون‌ها شبیه‌سازی می‌گردند. در الگوی مذکور نوفه (نویز) تایر/جاده و نوفه موتور مطابق شکل‌های ۷ و ۸ به‌صورت میدان پراکنده صوتی الگوسازی شده‌اند، که به ترتیب در محل نصب موتور و چرخ‌ها به الگوی اِس‌ای‌ای اعمال می‌شوند. تحریک

¹ Diffuse acoustic field

جدول ۱ مشخصات ترکیبات مختلف برای پنل سقف خودرو.

پیکربندی پنل سقف خودرو	ضخامت هر لایه بر حسب میلی‌متر	
	فولاد	الیاف شیشه
۱	۱	---
۲	۱	۵

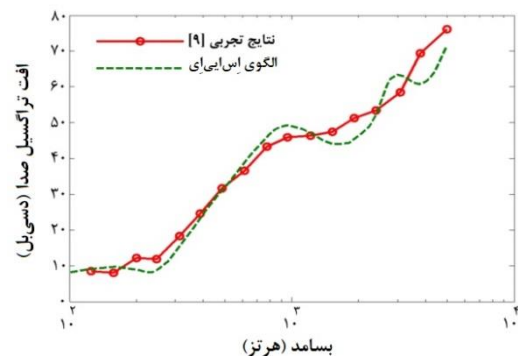
شکل ۱۱، نمودار افت تراکسیل صدا داخل کابین خودرو، حاصل از به‌کارگیری هر یک از این دو حالت را نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که در اکثر محدوده بسامدی، استفاده از پنل‌های ساندویچی با لایه متخلخل عملکرد بسیار مناسب‌تری (در حدود ۲۰ دسی‌بل در بسامدهای بالا) در افت تراکسیل صدا نسبت به پنل‌های تک‌جداره دارند. از طرف دیگر، استفاده از لایه متخلخل بسامد بحرانی سازه را کاهش می‌دهد. بنابراین همان‌طور که ملاحظه می‌گردد، ضریب افت تراکسیل صدا در بسامد بحرانی سازه، کوچک‌تر از پنل تک‌جداره می‌گردد. همچنین استفاده از مواد جاذب متخلخل سبب افزایش ۴۷/۵۸ درصدی افت تراکسیل صدا در پنل سقف خودرو می‌گردد.



شکل ۱۱ افت تراکسیل صدای داخل کابین خودرو حاصل از پنل متخلخل سقف خودرو.

شکل ۱۲، افت تراکسیل صدای داخل کابین خودرو، حاصل از به‌کارگیری دو ترکیب مختلف برای پنل کف خودرو، را نمایش می‌دهد. مشخصات مربوط به این دو در جدول ۲ ارائه شده‌اند. همان‌گونه که مشخص است، استفاده از پنل ساندویچی با لایه میانی متخلخل در پنل کف خودرو نیز سبب بهبود افت تراکسیل صدا در داخل کابین خودرو به خصوص در محدوده‌ی بسامدی بالا

که بر دقت قابل قبول روش اِس‌اِی‌ای صحه‌گذاری می‌نماید.

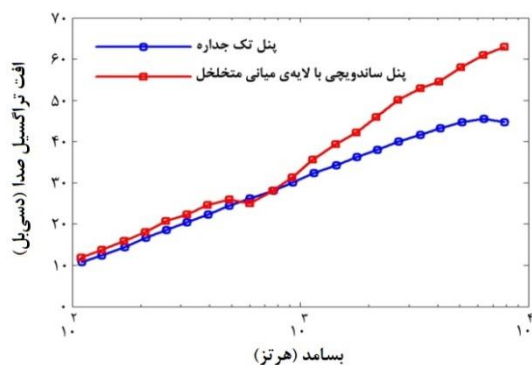


شکل ۱۰ مقایسه‌ی روش اِس‌اِی‌ای با نتایج آزمایشگاهی.

در ادامه پس از شبیه‌سازی کامل الگوی اِس‌اِی‌ای کابین خودرو و اعمال منابع نوفه به آن، ابتدا پارامترهای سامانه محاسبه و سپس با توجه به کاربرد مواد متخلخل در قسمت‌های مختلف بدنه‌ی خودرو، ابتدا افت تراکسیل صدا هر یک از این سه جزء اصلی را در دو حالت قبل و بعد از اعمال پنل‌های ساندویچی متخلخل به آن‌ها مورد بررسی قرار می‌دهند تا از طریق مقایسه افت تراکسیل آن‌ها میزان تأثیر استفاده از این پنل‌ها مشخص گردد. همچنین با اعمال نوفه (نویز) آیرودینامیکی به الگوی اِس‌اِی‌ای خودرو و بررسی مجموع توان‌های ورودی به محفظه صوتی مربوط به راننده، مسیرهای اصلی تراکسیل نوفه به داخل کابین خودرو شناسایی می‌گردند. در انتها نیز تراز صوتی ورودی به داخل کابین خودرو محاسبه و با استاندارد اِی‌اِی‌آرسی - ۱۰۸-۰۱ (۶۷.۴ دسی‌بل) مقایسه می‌گردند. ضمناً کلیه تحلیل‌ها در بازه بسامدی ۱۰۰ الی ۱۰۰۰۰ هرتز و بر اساس باند ۱/۳ اکتاو انجام می‌شوند. در این قسمت نتایج حاصل از تحلیل صوتی پنل سقف، کف خودرو و پنل داشبورد خودرو، ارائه می‌گردد.

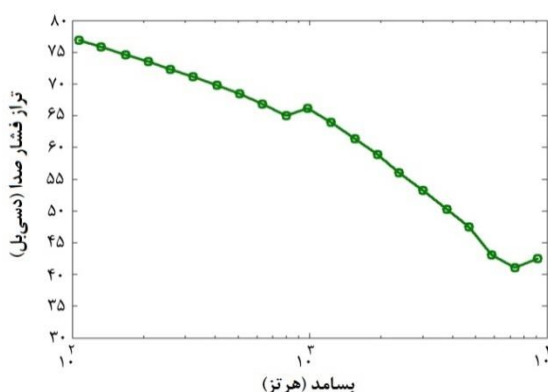
مطابق جدول ۱، دو حالت با و بدون ماده متخلخل جهت تحلیل صوتی پنل سقف خودرو، در نظر گرفته شده است. در حالت اولیه، ضخامت پنل‌های خودرو ۱ میلی‌متر و از جنس فولاد در نظر گرفته شده‌اند.

¹ AERC-01-08



شکل ۱۳ افت تراگسیل صدای داخل کابین خودرو حاصل از پنل متخلخل داشبورد خودرو.

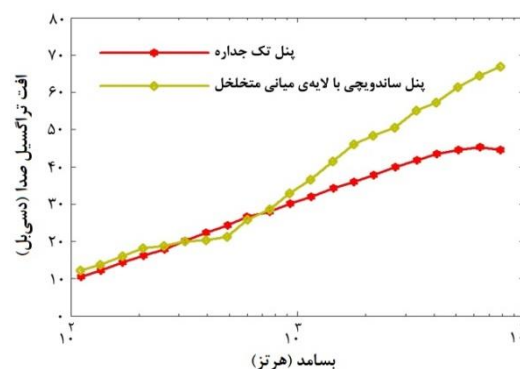
شکل ۱۴، نمودار تراز فشار صدای (اس‌پی‌ال)^۱ ناحیه سر راننده، که در آن از پنل متخلخل داشبورد استفاده شده، را نشان می‌دهد.



شکل ۱۴ نمودار اس‌پی‌ال ناحیه سر راننده.

به جهت محاسبه‌ی تراز صدای ایجاد شده در داخل خودرو و در ناحیه‌ی سر راننده، ابتدا داده‌های مورد نیاز را با توجه به شکل ۱۴ و منبع [۱۷] استخراج کرده، سپس مطابق معادله‌ی ۲۰، تراز صدای ایجاد شده در داخل کابین خودرو محاسبه می‌گردد. سپس میزان صدای محاسبه شده با میزان صدای استاندارد مورد مقایسه قرار می‌گیرد. برای این منظور داده‌های مورد نیاز مطابق با جدول ۳ می‌باشند:

می‌گردد. هم‌چنین استفاده از مواد جاذب متخلخل در بسامد بالای ۱۰۰۰ هرتز، سبب افزایش ۳۰/۶۴ درصدی افت تراگسیل صدا در پنل کف خودرو می‌گردد.



شکل ۱۲ افت تراگسیل صدای داخل کابین خودرو حاصل از پنل متخلخل کف خودرو.

جدول ۲ مشخصات ترکیبات مختلف برای پنل کف خودرو.

پیکربندی پنل کف خودرو	ضخامت هر لایه برحسب میلی‌متر		
	فلاد	پلی‌یورتان	نمد
۱	۱	---	---
۲	۱	۳	۵

شکل ۱۳، ضریب افت تراگسیل صدای داخل کابین خودرو، حاصل از تغییرات پنل داشبورد، را نمایش می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود: اولاً در محدوده بسامد بالا (۱۰۰۰ هرتز به بالا) استفاده از پنل‌های ساندویچی با لایه متخلخل عملکرد بسیار مناسب‌تری (در حدود ۱۵ دسی‌بل در بسامدهای بالا) در افت تراگسیل صدا نسبت به پنل‌های تک‌جداره دارند. ثانیاً با استفاده از لایه متخلخل بسامد بحرانی سازه کاهش می‌یابد و در این بسامد، ضریب افت تراگسیل صدا پنل متخلخل داشبورد کوچک‌تر از پنل تک لایه می‌باشد. هم‌چنین استفاده از مواد جاذب متخلخل در بسامد بالای ۱۰۰۰ هرتز، سبب افزایش ۲۵/۳۰ درصدی افت تراگسیل صدا در پنل داشبورد خودرو می‌گردد.

¹ SPL; Sound Pressure Level

۷. بحث

در این پژوهش، تحلیل رفتار صوتی محفظه کابین یک خودروی سواری به منظور بررسی اثرات پنل‌های ساندویچی با لایه متخلخل عایق صوتی در کاهش تراز صدای داخل خودرو با استفاده از روش تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای) مورد مطالعه قرار گرفت. لذا در کنار روابط مربوط به تحلیل انرژی آماری، از نرم‌افزار وی‌ای-وان نیز بهره‌گیری گردید. برای این منظور، با ایجاد یک الگوی کامل خودرو، متشکل از ۳۰۰ زیرسامانه سازه‌ای و ۱۰۰ محفظه‌ی صوتی که توسط ۲۵۰۰ اتصال نقطه‌ای، خطی و صفحه‌ای به یکدیگر متصل شده بودند، به تحلیل الگوی با استفاده از روش تحلیل انرژی آماری (اس‌ای‌ای) پرداخته شد. همچنین با اعمال منابع اصلی نوفه هوابرد و سازه‌برد در این خودرو، علاوه بر شناسایی مسیرهای اصلی تراگیسل نوفه به داخل کابین خودرو، تأثیر کاربرد پنل‌های ساندویچی با لایه متخلخل، در اجزای خودرو از جمله پنل سقف، کف خودرو و پنل داشبورد، مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت با در نظر گرفتن پنل‌های ساندویچی با لایه متخلخل، در اجزای خودرو از جمله پنل سقف، کف خودرو و پنل داشبورد، میزان تراز صوتی ورودی به داخل کابین این خودرو اندازه‌گیری گردید. نتایج اعتبارسنجی بر دقت و صحت روش اس‌ای‌ای‌ای صحت‌گذاری می‌نمایند. همچنین نتایج نشان می‌دهند که استفاده از پنل‌های ساندویچی با لایه‌ی میانی متخلخل سبب بهبود ضریب افت تراگیسل صدای خودرو، مخصوصاً در بسامدهای بالا می‌گردد.

۸. نتیجه‌گیری

در این مقاله، اثرات استفاده از عایق‌های صوتی متخلخل در رفتار صوتی قسمت‌های مختلف محفظه‌ی کابین یک خودروی سواری با استفاده از یک شبیه‌ساز مهندسی و بر پایه‌ی روش تحلیل انرژی آماری مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور پس از الگوسازی زیرسامانه‌ها، محفظه‌های صوتی و اعمال منابع نوفه (نویز) به الگو، رفتار صوتی قسمت‌های مختلف محفظه‌ی کابین خودرو استخراج گردید. تطابق مناسب بین نتایج آزمایشگاهی و روش اس‌ای‌ای، نشان‌دهنده‌ی دقت و صحت الگو و روش ارائه

جدول ۳ داده‌های استخراج شده جهت محاسبه تراز صدای داخل کابین خودرو.

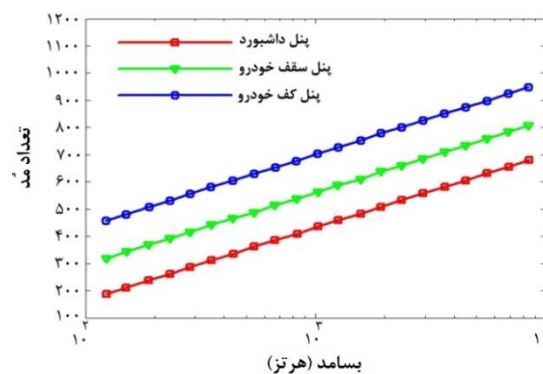
اکتائوپاند استاندارد (دسی‌بل)							
۸۰۰	۴۰۰	۲۰۰	۱۰۰	۵۰	۲۵	۱۲.۵	L_p (dB)
۴۱/۱	۵۰/۳	۵۸/۸	۶۶	۶۸/۴	۷۲/۳	۷۵/۸	CFA (dB)
-۱/۱	۱	۱/۲	۰	-۳/۲	-۸/۹	-۱۶/۱	CFA+ L_p
۴۰	۵۱/۳	۶۰	۶۶	۶۵/۲	۶۳/۴	۵۹/۷	

لذا تراز صدای ایجاد شده در داخل کابین خودرو برابر می‌شود با [۱۷]:

$$L_A = 10 \log_{10} \left[\sum 10^{(CFA+L_p)/10} \right] = 69.5 \text{ (dBA)} \quad (20)$$

با مقایسه مقدار فوق با استاندارد ای‌ای‌آرسی-۰۸-۰۱، می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از پنل متخلخل داشبورد، به تنهایی نمی‌تواند استاندارد فوق را تأمین نماید.

علاوه بر این، تعداد مدهای موجود در هر باند بسامدی در میزان تراگیسل صد به محفظه‌ی کابین خودرو نیز تأثیرگذار می‌باشد. لذا همان‌طور که شکل ۱۵ نشان می‌دهد، با افزایش بسامد، تعداد مدهای موجود در هر باند بسامدی برای زیرسامانه‌های سازه‌ای از قبیل: پنل سقف، پنل کف و داشبورد افزایش می‌یابد و این بدان معناست که نتایج حاصل از تحلیل الگوی اس‌ای‌ای‌ای خودرو در بسامدهای بالا دارای اعتبار بیش‌تری است. زیرا در بسامدهای بالا تعداد مدهای موجود در هر باند بسامدی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۵ تعداد مد در هر باند بسامدی برای زیرسامانه‌های سازه‌ای.

- of Sound and Vibration, vol. 251, no. 4, pp. 631–649, 2002.
- [8] K. Daneshjou, R. Talebitooti, A. Nouri, "Analytical model of sound transmission through orthotropic double walled cylindrical shells," Transactions- Canadian Society for Mechanical Engineering, vol. 32, no. 1, pp. 43, 2008.
- [9] J.S. Bolton, N.M. Shiau, Y.J. Kang, "Sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous materials," Journal of Sound and Vibration, vol. 191, no. 3, pp. 317–347, 1996.
- [10] J.H. Lee, J. Kim, "Simplified method to solve sound transmission through structures lined with elastic porous material," The Journal of The Acoustical Society of America, vol. 110, no. 5, pp. 2282–2294, 2001.
- [11] M.H. Shojaeefard, R. Talebitooti, R. Ahmadi, B. Ranjbar, "A study on acoustic behavior of poroelastic media bonded between laminated composite panels," Latin American Journal of Solids and Structures, vol. 11, no. 13, pp. 2379–2407, 2014.
- [12] J. Zhou, A. Bhaskar, X. Zhang, "The effect of external mean flow on sound transmission through double-walled cylindrical shells lined with poroelastic material," Journal of Sound and Vibration, vol. 333, no. 7, pp. 1972–1990, 2014.
- [13] Y. Liu, C. He, "On sound transmission through double-walled cylindrical shells lined with poroelastic material: Comparison with Zhou's results and further effect of external mean flow," Journal of Sound and Vibration, vol. 358, pp. 192–198, 2015.
- [14] Y. Liu, C. He, "Analytical modelling of acoustic transmission across double-wall sandwich shells: Effect of an air gap flow," Composite Structures, vol. 136, pp. 149–161, 2016.
- [15] R. Talebitooti, K. Daneshjou, M. Kornokar, "Three dimensional sound transmission through poroelastic cylindrical shells in the presence of subsonic flow," Journal of Sound and Vibration, vol. 363, pp. 380–406, 2016.
- [16] R. Talebitooti, A.M. Choudari Khameneh, "Wave propagation across double-walled laminated composite cylindrical shells along with air-gap using three-dimensional theory," Composite Structures, vol. 165, pp. 44–64, 2017.
- [17] R.F. Barron, "Industrial Noise Control and Acoustics," CRC Press, 2002.

شده در این مقاله می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهند که، استفاده از مواد جاذب متخلخل سبب افزایش میزان افت تراگسیل صدا به داخل محفظه‌ی کابین خودرو در یک محدوده وسیع بسامدی می‌گردد، به طوری که تأثیر استفاده از این مواد در بسامدهای بالا بیش‌تر می‌باشد. از طرف دیگر، استفاده از عایق‌های صوتی در قسمت‌های مختلف خودرو از جمله پنل سقف، کف خودرو و داشبورد سبب کاهش نوفه (نویز) عبوری به محفظه‌ی کابین می‌گردد، اما تأثیر استفاده از این مواد در پنل سقف نسبت به دیگر قسمت‌ها بیش‌تر می‌باشد. علاوه بر این، در صورت استفاده از مواد جاذب صدا به تنهایی در یکی از اجزا مانند پنل داشبورد، نمی‌توان میزان تراز صوتی ایجاد شده در داخل کابین خودرو را مطابق استاندارد ایجاد نمود.

۹. فهرست منابع

- [1] H. Lyon, G. Dejong, M. Heckl, "Theory and application of statistical energy analysis," The Journal of The Acoustical Society of America, 1995.
- [2] P.W. Smith, "Sound transmission through thin cylindrical shells," The Journal of The Acoustical Society of America, vol. 29, no. 6, pp. 721, 1957.
- [3] U. Ingard, "Influence of fluid motion past a plane boundary on sound reflection, absorption, and transmission," The Journal of The Acoustical Society of America, vol. 31, no. 7, pp. 1035, 1959.
- [4] L.R. Koval, "On sound transmission into a thin cylindrical shell under 'flight conditions,'" Journal of Sound and Vibration, vol. 48, no. 2, pp. 265–275, 1976.
- [5] A. Blaise, C. Lesueur, "Acoustic transmission through a '3-D' orthotropic multi-layered infinite cylindrical shell, part II: validation and numerical exploitation for large structures," Journal of Sound and Vibration, vol. 171, no. 5, pp. 665–680, 1994.
- [6] Y. Tang, H. Robinson, J. Silcox, "Sound transmission through a cylindrical sandwich shell with honeycomb core," in 34th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, American Institute of Aeronautics and Astronautics, pp. 877–886, 1996.
- [7] J.H. Lee, J. Kim, "Analysis and measurement of sound transmission through a double-walled cylindrical shell," Journal