

تحلیل عددی افت انتقال صوت در یک پانل ساندویچی با ساختار سفتی منفی

عباس محمدی وندیشی^۱، علی لقمانی^{۲*}، رضا جعفری ندوشن^۳

^۱ ایران، اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک، ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، دانشجو کارشناسی ارشد.

^۲ ایران، اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک، ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، دانشیار.

*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: a.loghmani@iut.ac.ir

چکیده

امروزه یکی از کاربردهای گسترده پانل‌های ساندویچی در صنایع مختلف، استفاده برای عایق‌بندی صوتی و کاهش انتقال صوت است به همین علت مطالعه بر روی انواع ساختارها و فرامواد برای بهبود افت انتقال صوت و کاهش جرم و ابعاد پانل‌های ساندویچی بسیار مورد مطالعه قرار گرفته است. در این مقاله، تحلیل عددی افت انتقال صوت در یک پانل ساندویچی تخت با ساختار سفتی منفی ارائه شده است. ساختار سفتی منفی در نظر گرفته شده، از تکرار یک سلول واحد متشکل از دو میله مورب و دو میله عمودی که در جهت عمودی در اثر فشردگی رفتار سفتی منفی از خود نشان می‌دهد، ایجاد شده است. همچنین در این تحقیق برای بررسی میزان بهبود افت انتقال صوت در پانل ساندویچی مورد مطالعه، رفتار افت انتقال صوت در ساختار پیشنهادی و ساختار شش ضلعی لانه زنبوری تحت شرایط جرم و ابعاد یکسان مقایسه شده است. ابتدا با مدل‌سازی رفتار شبه استاتیکی پانل ساندویچی مورد نظر تحت شرایط فشردگی، نمودار نیرو بر حسب جابجایی برای ساختار استخراج شده و از رفتار سفتی منفی آن اطمینان حاصل شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد ساختار معرفی شده در بازه‌ای از فشردگی دارای رفتار سفتی منفی می‌باشد و همچنین در بازه فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز تنها یک ناحیه تشدید داشته و نسبت به ساختار شش ضلعی لانه زنبوری افت انتقال صوت بیشتری دارد و می‌تواند جایگزین مناسبی برای این گونه ساختارها باشد.

کلمات کلیدی: پانل ساندویچی؛ افت انتقال صوت؛ فرامواد؛ سفتی منفی.

۱- مقدمه

یکی از موضوعات مهم و کاربردی در صنایع هوانوردی، خودروسازی، دریایی و مهندسی عمران استفاده از پانل‌های ساندویچی مناسب برای عایق‌بندی صوتی و کاهش انتقال صوت می‌باشد. از معیارهای انتخاب پانل‌های ساندویچی می‌توان به کاهش شدید در صوت منتقل شده و در عین حال دارا بودن جرم و ابعاد کم اشاره کرد. این معیار در فرکانس‌های صوتی پایین (کمتر از ۱۰۰۰ هرتز) یکی از

معضلات اصلی به شمار می‌آیند زیرا با کاهش فرکانس صوت، مقدار طول موج افزایش یافته و برای کنترل آن باید در هسته پانل‌ها از مواد بیشتری برای جذب و کاهش انتقال صوت استفاده کرد که این خود باعث افزایش ابعاد و وزن پانل ساندویچی می‌شود [۱]. بنابراین مطالعه و تحقیق بر روی انواع مواد و ساختارها برای استفاده در پانل‌های ساندویچی بسیار مورد توجه قرار گرفته است. یکی از مهم‌ترین راهکارها برای رفع این معضل، استفاده از فرامواد سلولی در هسته پانل‌های ساندویچی است.

فرامواد سلولی، موادی مصنوعی هستند که بر خلاف مواد طبیعی خواص مکانیکی و فیزیکی ویژه‌ای همچون نسبت جرم به استحکام بالا، انتقال حرارت بالا، جذب انرژی ضربه، عایق صوتی و غیره دارند [۲]. ساختار فرامواد سلولی از تکرار یک سلول واحد تشکیل شده است، به همین علت خواص و رفتار این مواد علاوه بر جنس ماده سازنده به هندسه سلول واحد نیز بستگی دارد. وابستگی رفتار و خواص این مواد به هندسه سلول واحد این امکان را برای محققین فراهم می‌آورد که با تغییر در هندسه سلول واحد و یا تغییر در هر یک از ابعاد سلول، خواص فیزیکی و مکانیکی مورد نظر خود را از ساختار مورد مطالعه بدست آورند و همچنین بتوانند با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی، ساختار بهینه را استخراج کنند [۳].

دسته‌ای از فرامواد سلولی، فرامواد سفتی منفی هستند. این دسته از فرامواد بر خلاف مواد معمول هنگامی که تحت بارگذاری فشاری قرارگیرند در محدوده یا محدوده‌هایی از فشرده‌سازی با افزایش مقدار فشرده‌سازی مقدار نیروی لازم برای فشرده‌سازی کاهش می‌یابد [۴] یا به عبارت دیگر شیب نمودار نیرو-جابجایی منفی می‌شود. این گونه از فرامواد برای اولین بار در سال ۲۰۱۳ توسط کلات و همکاران [۵] معرفی شد. کلات و همکاران [۵] در تحقیق خود به معرفی یک ساختار سفتی منفی با قابلیت استفاده مجدد برای جذب نیروهای گذرا و انرژی ضربه پرداختند [۶]. در آن تحقیق ساختار معرفی شده به سه روش اجزا محدود^۱، حل تحلیلی ارائه شده توسط کیو [۷] و تست تجربی مورد مطالعه قرار گرفت و مشاهده شد ساختار به ازای شرایط تکیه‌گاهی ثابت رفتار سفتی منفی از خود نشان خواهد داد و همچنین تعداد نواحی با شیب منفی در نمودار نیرو-جابجایی با تعداد عضوهای سفتی منفی در ساختار تطابق دارند. کورا و همکاران [۸] با در نظر گرفتن عضوهای سفتی منفی به صورت دو تیر خمیده متصل به یکدیگر ساختار معرفی شده توسط کلات و همکاران [۵] را بهبود دادند. آن‌ها همچنین با استفاده از آزمایش تجربی نشان دادند ساختار معرفی شده در مقایسه با ساختارهای لانه زنبوری به ازای جرم و ابعاد یکسان، انرژی کمتری جذب می‌کنند اما ساختار سفتی منفی پس از بارگذاری به حالت اولیه برگشته و امکان بارگذاری مجدد را دارد. چن و همکاران در سال ۲۰۲۰ [۹] ساختار معرفی شده توسط کلات و همکاران را به صورت کامپوزیتی و تشکیل شده از دو ماده ترموپلاست پلی‌اورتان^۲ و پلی‌آمید^۳ در نظر گرفتند و خاصیت جذب انرژی ارتعاشاتی را مورد مطالعه قرار دادند. چن و همکاران [۹] مشاهده کردند با بیشتر از یک میلی‌متر شدن ضخامت بخش صلب (ماده ترموپلاست پلی‌اورتان)، رفتار تکرار پذیر ساختار تحت چرخه‌های بارگذاری و باربرداری متناوب، کاهش می‌یابد. علاوه بر این در آن تحقیق با طراحی، ساخت و آزمایش ساختارهایی با ابعاد یکسان از هر یک از مواد سازنده ساختار کامپوزیتی، نشان داده شد ساختار کامپوزیتی عملکرد بهتری در جذب نیروهای ضربه‌ای دارد و ارتعاشات کمتری از خود عبور می‌دهد. در مطالعه‌ای دیگر در سال ۲۰۲۱ چن و همکاران [۱۰] با استفاده از روش تجربی به مقایسه انرژی جذب شده و انتقال ارتعاشات در ساختارهای با سفتی منفی یکنواخت و متغیر پرداختند و مشاهده کردند ساختار دارای سفتی متغیر عملکرد بهتری در جذب و کاهش انتقال ارتعاشات دارد و همچنین در این ساختار فرکانس اولین تشدید، کمتر از ساختار با سفتی منفی یکنواخت است. تن و همکاران [۱۱] با هدف جذب و کنترل ارتعاشات در سازه‌ها، یک ساختار سفتی منفی استوانه‌ای معرفی کردند. آن‌ها با ساخت سازه با استفاده از روش مدل‌سازی رسوب ذوب شده^۴ و انجام آزمایش‌های فشرده‌سازی و کوشن^۵ مشاهده کردند ساختار به خوبی نیروهای ضربه‌ای را جذب کرده و باعث کاهش شتاب‌های منتقل شده از ساختار می‌شود.

از بررسی‌های انجام شده بر روی ویژگی‌های آکوستیکی از جمله عایق‌بندی صوتی در پانل‌های ساندویچی با ساختار سفتی منفی می‌توان به مطالعه کرانوپلوس و همکاران [۱۲] اشاره کرد که با در نظر گرفتن المان‌های سه پایه‌ای شکل سفتی منفی، در ساختار لانه زنبوری، افت انتقال صوت در این ساختارها را به روش تحلیل انرژی آماری^۶ بررسی کردند. در آن تحقیق نتایج شبیه‌سازی نشان داد که

¹ Finite Element Method (FEM)

² Thermoplastic polyurethanes (TPU)

³ Polyamide (PA)

⁴ Fused Deposition Modeling (FDM)

⁵ cushion

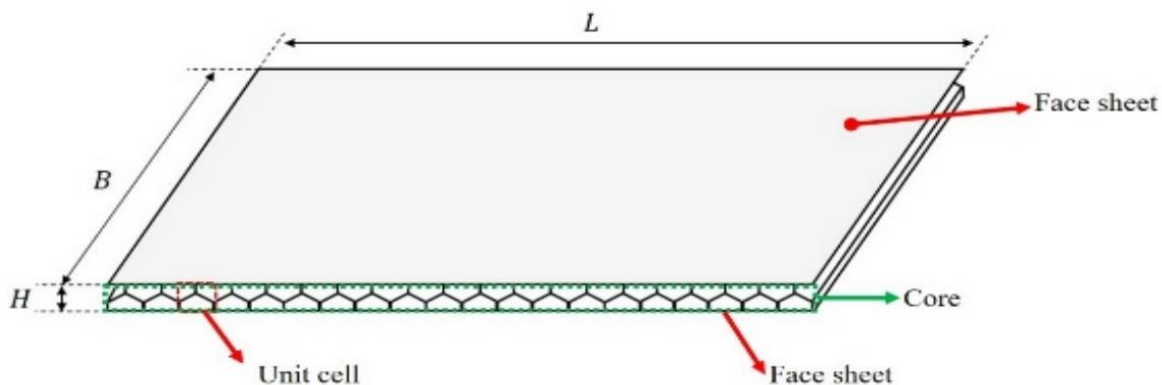
⁶ Statistical Energy Analysis (SEA)

با افزودن عضوهای سفتی منفی علاوه بر افزایش استحکام در ساختارهای لانه زنبوری افت انتقال صوت در این ساختارها نیز بهبود می‌یابد. در سال ۲۰۱۹ اوپلاد [۱۳] با استخراج معادلات آکوستیک- ارتعاشات به روش کار مجازی^۱ در ساختار دو صفحه‌ای پایدار شده با مدول منفی، نشان داد با افزایش مقدار سفتی منفی مقدار دامنه در نمودار افت انتقال صوت بر حسب فرکانس کاهش می‌یابد اما فرکانس اولین تشدید به سمت فرکانس‌های بالا حرکت کرده و عملکرد ساختار در فرکانس‌های پایین برای عایق‌بندی صوتی بهبود می‌یابد. در آخرین مطالعه انجام شده بر روی عایق‌بندی صوتی ساختارهای سفتی منفی، رن و همکاران [۶] به روش عددی افت انتقال در یک پوسته استوانه‌ای با سلول واحد سفتی منفی دو جهته را مورد مطالعه قرار دادند. در آن پژوهش نتایج نشان داد در فرکانس‌های بالاتر از ۲۰۰ هرتز میزان افت انتقال صوت در پوسته‌ی استوانه با سلول واحد سفتی منفی، بهتر از پوسته‌ی استوانه‌ای با سلول واحد شش ضلعی لانه زنبوری و درون‌رو^۲ (ساختار آگزتیک^۳) است.

با توجه به مطالعات محدود انجام شده بر روی رفتار عایق‌بندی صوتی پانل‌های ساندویچی با ساختار سفتی منفی و همچنین اهمیت و کاربرد بالای پانل‌های ساندویچی در صنعت، در این پژوهش به معرفی و مطالعه عددی رفتار شبه‌استاتیکی تحت فشردگی یک پانل ساندویچی با ساختار سلولی سفتی منفی و همچنین رفتار افت انتقال صوت در آن پرداخته خواهد شد. در مطالعه حاضر ابتدا با استفاده از نرم‌افزار آباکوس رفتار شبه‌استاتیکی پانل ساندویچی تحت فشردگی مدلسازی شده و با استخراج نمودار نیرو-جابجایی رفتار سفتی منفی آن بررسی شده است. پس از اطمینان از رفتار سفتی منفی ساختار، افت انتقال صوت در پانل ساندویچی در بازه فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز مدلسازی شده است. در این تحقیق برای اطمینان از نتایج بدست آمده و نحوه مدلسازی، افت انتقال صوت در یکی از پانل‌های ساندویچی با هسته لانه زنبوری شبیه‌سازی شده و نتایج بدست آمده با نتایج ارائه شده در تحقیقات گذشته مقایسه شده است. در انتهای این مطالعه برای سنجش میزان بهبود افت انتقال صوت در ساختار پیشنهادی، تحت شرایط جرم و ابعاد یکسان رفتار افت انتقال صوت در ساختار پیشنهادی و ساختار لانه زنبوری استفاده شده برای اعتبار سنجی مدلسازی، مقایسه شده‌اند.

۲- معرفی ساختار پیشنهادی

همان گونه که در شکل ۱ نمایش داده شده است، ساندویچ پانل مورد بررسی در این تحقیق از سه بخش شامل: دو صفحه تخت و یک هسته که در بین این دو صفحه قرار دارد تشکیل می‌شود. ضخامت دو صفحه تخت قرار گرفته در بالا و پایین هسته، ۲.۵ میلی‌متر فرض شده است و همچنین جنس هر سه بخش پانل، آلومینیوم می‌باشد. طول (L) و عرض (B) در نظر گرفته شده در این تحقیق برای پانل ساندویچی به ترتیب ۲ و ۱ متر می‌باشد.



شکل ۱: شماتیکی از ساندویچ پانل مورد مطالعه

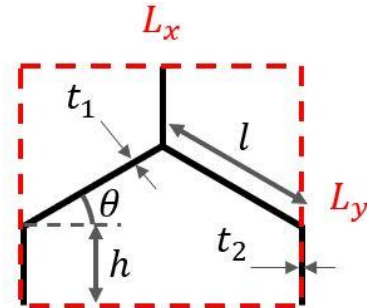
¹ Virtual work

² re-entrant

³ Auxetic

۱-۲ پارامترهای هندسی

هندسه سلول واحد مورد مطالعه برای ساختمان هسته پانل و پارامترهای هندسی موثر در طراحی آن در شکل ۲ نمایش داده شده است. در این شکل، l طول میله‌های مورب، h طول میله‌های عمودی، θ زاویه میله‌های مورب با خط افق، t_1 ضخامت میله‌های زاویه‌دار و t_2 ضخامت میله‌های عمودی هستند.



شکل ۲: هندسه سلول واحد

رابطه بین اندازه سلول واحد و پارامترهای هندسی سلول از روابط (۱) و (۲) بدست می‌آیند. با دانستن اندازه سلول واحد و مقدار L در شکل ۱ می‌توان تعداد سلول واحد قرار گرفته در ساختار پانل را بدست آورد.

$$L_x = 2l \cos \theta \quad (1)$$

$$L_y = 2h + l \sin \theta \quad (2)$$

۲-۲ پارامترهای فیزیکی

از پارامترهای مهم در پانل‌های ساندویچی و موثر در افت انتقال صوت آن‌ها میزان چگالی سطحی پانل می‌باشد. برای پانل‌های ساندویچی با ساختار سلولی، چگالی سطحی پانل برابر با چگالی سلول واحد خواهد بود. در سلول واحد معرفی شده، ضخامت میله‌های عمودی دو برابر ضخامت میله‌های مورب در نظر گرفته شده است بنابراین با استفاده از روش محاسباتی بیان شده در مرجع [۱۴] چگالی سلول واحد از رابطه (۳) بدست خواهد آمد.

$$\rho^* = \rho \times \frac{\frac{t_1}{l} \left(\frac{2h}{l} + 1 \right)}{\cos \theta \left(\frac{2h}{l} + \sin \theta \right)} \quad (3)$$

۳- مدل‌سازی

برای بدست آوردن حل عددی دقیق از رفتار شبه استاتیکی ساختار و افت انتقال صوت در بازه‌ی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز، ساختار مورد نظر در نرم‌افزار آباکوس مدل‌سازی و مورد تحلیل قرار گرفت. با توجه به مدنظر بودن بررسی افت انتقال صوت در ساختار سفتی منفی در ابتدا رفتار ساختار تحت فشرده‌سازی مورد بررسی قرار گرفته و پس از اطمینان از رفتار سفتی منفی آن، مدل‌سازی آکوستیکی ساختار انجام شده است. در این مطالعه، ساختار به صورت دو بعدی درون صفحه‌ای مدل شده است و پارامترهای هندسی و فیزیکی در نظر گرفته شده برای سلول واحد و پانل در جدول ۱ آورده شده است. پارامترهای هندسی در نظر گرفته شده برای ساختار مورد نظر به گونه‌ای انتخاب شده‌اند تا علاوه بر رفتار سفتی منفی، ساختار مورد نظر بیشترین تشابه را به یکی از ساختارهای مورد مطالعه توسط گریس و همکاران [۱۴] داشته باشد.

۱-۳ مدل سازی رفتار شبه استاتیکی تحت فشرده سازی

برای بررسی رفتار سفتی منفی ساختار لازم است نمودار نیرو بر حسب جابجایی تحت شرایط فشرده سازی بدست آورده شود.

جدول ۱: مقادیر پارامترهای هندسی و فیزیکی پانل ساندویچی مورد مطالعه

| تعداد سلول واحد | H (mm) | B (m) | L (m) | ρ^* (Kg/m^3) | t_2 (mm) | t_1 (mm) | h (mm) | l (mm) | θ (deg) | پارامتر |
|-----------------|----------|---------|---------|-----------------------|------------|------------|----------|----------|----------------|---------|
| ۲۰ | ۹۱.۶۱ | ۱ | ۲ | ۲۷۰ | ۷.۵ | ۳.۷۵ | ۲۸.۸۷ | ۵۷.۷۴ | ۳۰ | مقدار |

بدین منظور ساختار با در نظر گرفتن حلگر استاتیکی/عمومی^۱ در نرم افزار مدل سازی شده است. در این مدل سازی به هر سه پخش پانل از جنس آلومینیوم با مشخصات آورده شده در جدول ۲، تخصیص داده شده است. برای هسته پانل و صفحات، المان تیر سه گره ای درجه دوم (B22) با اندازه چهار المان در کوتاه ترین ضلع استفاده شده است.

شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای ساختار بدین گونه است که جابجایی صفحه تخت قرار گرفته بر روی هسته ساختار کاملاً مقید شده است و همچنین دو تیر عمودی کناره های پانل در راستای محور افقی و چرخش حول محور عمود بر صفحه مقید شده اند. برای فشرده سازی ساختار، صفحه تخت زیرین پانل به میزان دو برابر ارتفاع عضوهای مورب در راستای عمودی جابجا شده است.

جدول ۲: مشخصات ماده آلومینیوم به کار رفته برای پانل در مدل اجزا محدود

| ضریب پواسون | مدول یانگ (GPa) | چگالی (Kg/m^3) |
|-------------|---------------------|--------------------|
| ۰.۳ | ۷۱.۹ | ۲۷۰۰ |

۲-۳ مدل سازی رفتار افت انتقال صوت

در مدل سازی رفتار افت انتقال صوت ساختار، یک ناحیه هوا با مشخصات آورده شده در جدول ۳ به شکل نیم دایره در تماس با سطح بالای ساختار و به صورت یک پوسته جامد همگن مدل شده است. برای اطمینان از تماس هوا با سطح بالای پانل و برقراری شرط پیوستگی سرعت نرمال در مرز بین دو ماده، از قید چسبیدن^۲ استفاده شده است. برای مرز دایروی خارجی هوا شرایط مرزی بدون بازتاب^۳ دایروی با شعاع ۲ متر در نظر گرفته شده است تا هوا همچون ناحیه بی نهایت عملکردده و صوت منتقل شده از ساختار به میدان دور^۴ انتشار یابد.

ناحیه هوا به صورت المان های دو بعدی سه گره ای آکوستیکی (AC2D3)، شبکه بندی شده است. همان گونه که در شکل ۳ نمایش داده شده است، به دلیل اهمیت بالای ناحیه هوای در تماس با ساختار و کاهش زمان حل، اندازه المان ها از ۱۲ میلی متر در ناحیه میانی نیم دایره تا ۸۰ میلی متر در کناره ها تغییر می کند.

جدول ۳: مشخصات ماده و آکوستیک هوا در مدل اجزا محدود

| مدول بالک (Pa) | سرعت صوت در هوا (m/s) | چگالی (Kg/m^3) |
|--------------------|---------------------------|--------------------|
| ۱۴۱۱۷۹ | ۳۴۳ | ۱.۲ |

¹ Static/General

² Tie

³ Non-Reflection

⁴ Far-Field

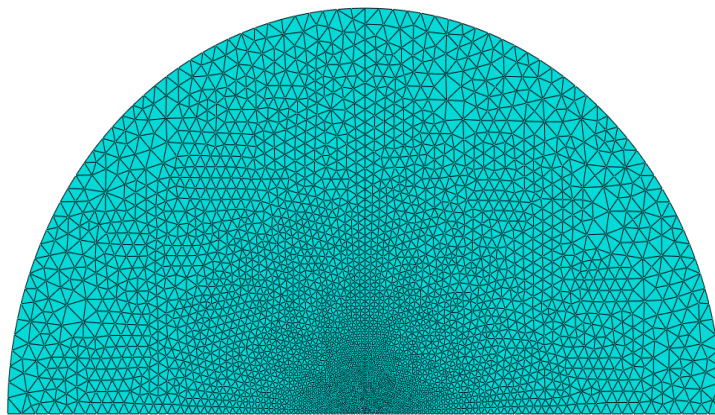
شرایط مرزی ایجاد شده بر ساختار بدین گونه است که نواحی کناری پانل در جهت‌های افقی و عمودی مقید شده‌اند اما می‌توانند حول محور عمود بر صفحه چرخش کنند. همچنین برای شبیه‌سازی صوت برخوردی به پانل، یک فشار با دامنه واحد و به صورت عمود بر سطح زیرین پانل، مدل شده است. شماتیکی از شرایط مرزی تعیین شده برای ساختار در شکل ۴ نمایش داده شده است. برای بررسی افت انتقال صوت در بازه فرکانسی مورد نظر از حلگر دینامیکی پایا^۱ استفاده شده است. همچنین برای محاسبه افت انتقال صوت در هر یک از فرکانس‌های بازه فرکانسی از رابطه (۴) استفاده می‌شود:

$$STL = 10 \log_{10} \left| \frac{p_i^2}{p_t^2} \right| \quad (4)$$

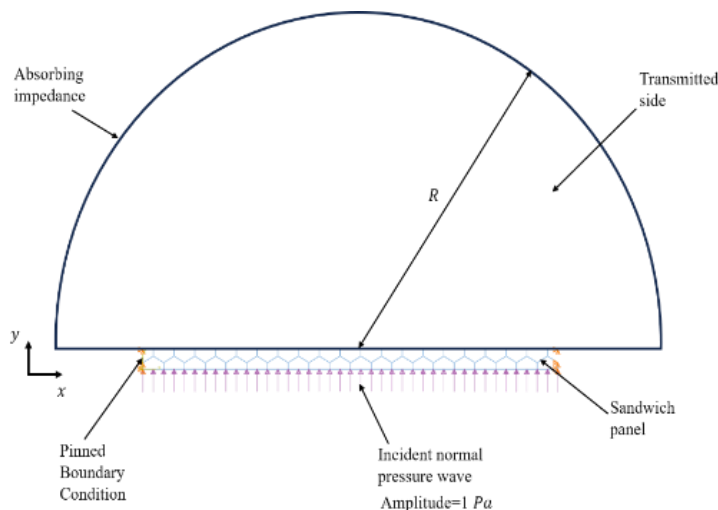
که در این رابطه p_i و p_t مقدار جذر میانگین مربعات^۲ فشار صوت در سمت برخوردی و انتقال یافته هستند و از رابطه (۵) محاسبه می‌شوند.

$$p_i^2 = \mathbf{p}_i \cdot \mathbf{p}_i, p_t^2 = \mathbf{p}_t \cdot \mathbf{p}_t \quad (5)$$

\mathbf{p}_t و \mathbf{p}_i بردارهای فشار صوت در گره‌های هوا در تماس با سطح پانل هستند.



شکل ۳: شبکه‌بندی ناحیه هوا



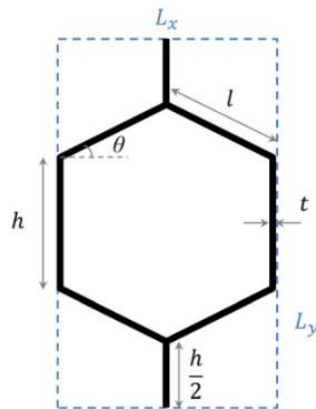
شکل ۴: شماتیکی از نحوه مدل‌سازی افت انتقال صوت و شرایط مرزی در نرم افزار آباکوس

¹ Steady State Dynamics

² Root-Mean-Square (RMS)

۳-۳ اعتبارسنجی مدل‌سازی

برای اطمینان بیشتر از روش مدل‌سازی و صحت نتایج، ساختار مورد مطالعه توسط گریس و همکاران [۱۴] در نرم‌افزار آباکوس شبیه‌سازی و نتایج آن استخراج شد. ساختار مورد مطالعه در این تحقیق، از کنار یکدیگر قرار گرفتن ۴۰ سلول واحد (شکل ۵) تشکیل شده است. جنس تخصیص داده شده به ساختار نیز آلومینیوم با مشخصات ذکر شده در جدول ۲ می‌باشد. پارامترهای هندسی ساختار در جدول ۴ آورده شده است.



شکل ۵: سلول واحد ساختار مورد مطالعه گریس و همکاران [۱۴]

جدول ۴: مقادیر پارامترهای هندسی و فیزیکی ساختار مورد مطالعه گریس و همکاران [۱۴]

| تعداد سلول واحد | H (mm) | B (m) | L (m) | ρ^* (Kg/m^3) | t (mm) | h (mm) | l (mm) | θ (deg) | پارامتر |
|-----------------|----------|---------|---------|-----------------------|----------|----------|----------|----------------|---------|
| ۴۰ | ۹۱.۶۱ | ۱ | ۲ | ۲۷۰ | ۲.۵ | ۲۸.۸۷ | ۵۷.۷۴ | ۳۰ | مقدار |

۴- نتایج و مقایسه

در این بخش ابتدا برای اعتبارسنجی مدل‌سازی نتیجه حاصل از شبیه‌سازی افت انتقال صوت در ساختار با سلول واحد نمایش داده شده در شکل ۵ و نتیجه بیان شده در مرجع [۱۴] مقایسه خواهند و سپس با توجه به مراحل مدل‌سازی بیان شده، نتایج در دو بخش نتایج رفتار شبه استاتیکی تحت فشرده سازی و نتایج افت انتقال صوت بیان خواهد شد. همچنین در انتهای این بخش، عملکرد افت انتقال صوت در ساختار پیشنهادی و ساختار شش ضلعی لانه زنبوری، مقایسه خواهد شد.

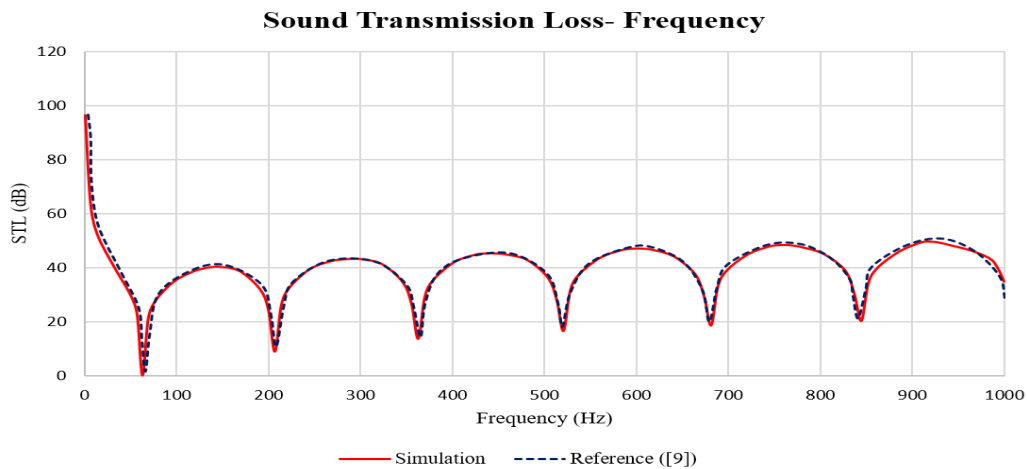
۴-۱ نتایج اعتبارسنجی مدل‌سازی

همان‌گونه که در بخش ۳-۳ بیان شد برای اطمینان از نحوه مدل‌سازی و صحت نتایج پانل ساندویچی مورد مطالعه توسط گریس و همکاران [۱۴]، شبیه‌سازی شد. نتیجه گزارش شده در مرجع [۱۴] و نتیجه شبیه‌سازی انجام شده در این تحقیق برای اعتبارسنجی در شکل ۶ نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌کنید نتایج به خوبی بر یکدیگر منطبق هستند و می‌توان نتیجه گرفت مدل‌سازی انجام شده دارای اعتبار و صحت کافی می‌باشد.

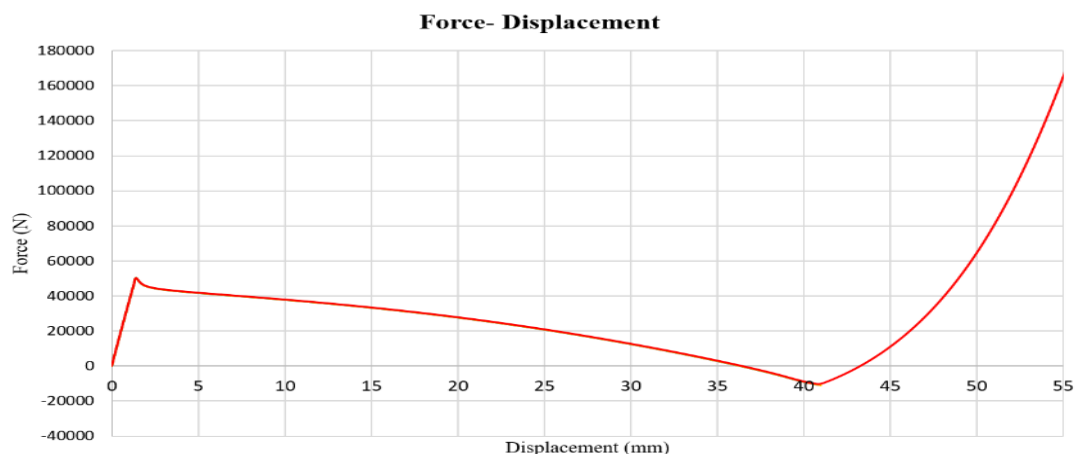
۴-۲ نتایج رفتار شبه استاتیکی تحت فشرده‌سازی

با مدل‌سازی فشرده‌سازی ساختار و استفاده از حلگر استاتیکی نمودار نیرو جابجایی برای سطح زیرین ساختار به ازای جابجایی ۵۷.۷۴ میلی‌متر استخراج شد. نمودار نیرو جابجایی بدست آمده در شکل ۷ نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌کنید ساختار در

بازه جابجایی ۲ تا ۴۲ میلی‌متر رفتار سفتی منفی از خود نشان می‌دهد، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت ساختار پیشنهادی ساختاری سفتی منفی می‌باشد.



شکل ۶: نمودارهای افت انتقال صوت بر حسب فرکانس ارائه شده در مرجع [۱۴] و شبیه‌سازی انجام شده در این تحقیق



شکل ۷: نمودار نیرو بر حسب جابجایی برای سطح زیرین ساختار سفتی منفی

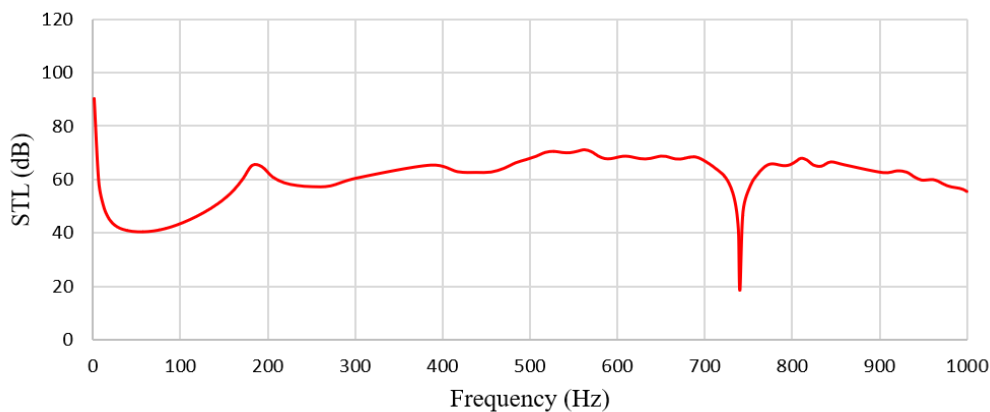
۳-۴ نتایج رفتار افت انتقال صوت

در شکل ۸ نمودار افت انتقال صوت ساختار سفتی منفی پیشنهادی در بازه‌ی فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود ساختار در بازه فرکانسی مورد نظر رفتار یکنواختی دارد و در محدود فرکانس ۷۴۰ هرتز رفتار تشدید داشته و افت انتقال صوت در آن کاهش می‌یابد.

۱-۴ مقایسه رفتار افت انتقال صوت ساختار پیشنهادی با ساختار مرجع

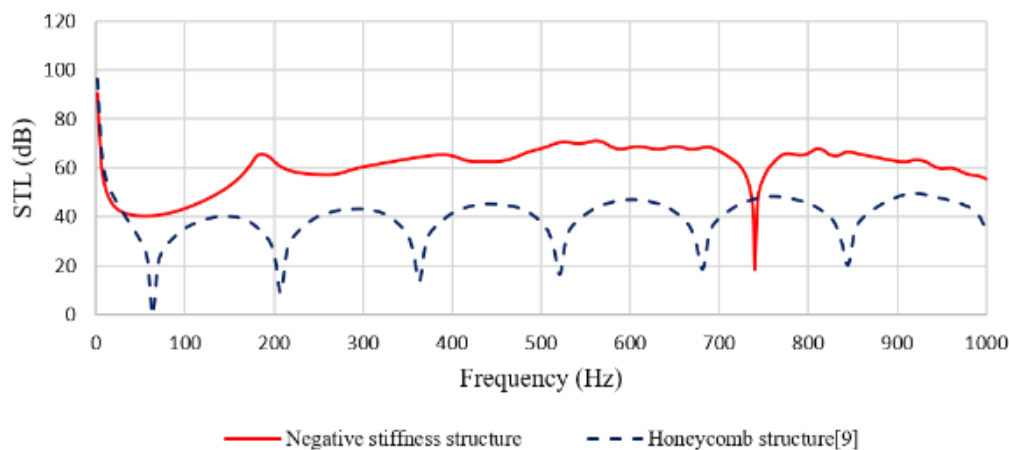
به دلیل یکسان بودن نحوه شبیه‌سازی در مطالعه کنونی و پژوهش انجام شده در مرجع [۱۴]، رفتار افت انتقال صوت در ساختار پیشنهادی با ساختار استفاده شده برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی، که از ساختارهای شش ضلعی رایج در مطالعات انجام شده می‌باشد، مقایسه شده است. برای مقایسه صحیح و معتبر رفتار کاهش انتقال صوت، دو ساختار تحت شرایط جرم و ابعاد برابر مورد شبیه‌سازی قرار گرفته‌اند. همان‌گونه که مشاهده می‌کنید (شکل ۹) ساختار پیشنهادی در بازه فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز به لحاظ افزایش دامنه افت انتقال صوت و همچنین کاهش نواحی تشدید عملکرد مطلوب‌تری را از خود نشان می‌دهد.

Sound Transmission loss- Frequency



شکل ۸: نمودار افت انتقال صوت در بازه فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز برای ساختار سفتی منفی

Sound Transmission loss- Frequency



شکل ۹: نمودارهای افت انتقال صوت در پانل ساندویچی با ساختار سفتی منفی و ساختار شش ضلعی لانه زنبوری

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش در ابتدا به معرفی یک ساختار سفتی منفی و مطالعه عددی رفتار شبه استاتیکی ساختار تحت فشرده‌سازی پرداخته شد و سپس افت انتقال صوت در پانل ساندویچی دارای ساختار معرفی شده، در بازه فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز بررسی شد. همچنین در این تحقیق رفتار کاهش صوت انتقالی از ساختار پیشنهادی با یکی از ساختارهای شش ضلعی لانه زنبوری تحت شرایط جرم و ابعاد یکسان مقایسه شد. پس از انجام شبیه‌سازی لازم در نرم‌افزار آباکوس نتایج زیر حاصل گردید:

۱. ساختار پیشنهادی در اثر فشرده‌سازی در بازه جابجایی ۲ تا ۴۲ میلی‌متر رفتار سفتی منفی از خود نشان می‌دهد یا به عبارتی دیگر با افزایش مقدار فشرده‌سازی مقدار نیروی لازم برای فشرده‌سازی کاهش می‌یابد.
۲. ساختار معرفی شده در بازه‌ی فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز رفتار نسبتاً یکسانی از خود نشان داده و تنها در محدوده فرکانسی ۷۴۰ هرتز رفتار تشدید از خود نشان می‌دهد و افت انتقال صوت در آن کاهش می‌یابد.
۳. با مقایسه دو ساختار پیشنهادی و شش ضلعی لانه زنبوری تحت شرایط جرم و ابعاد یکسان مشاهده شد ساختار سفتی منفی تنها یک ناحیه تشدید در بازه فرکانسی ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز دارد در حالی که در ساختار شش ضلعی لانه زنبوری شش ناحیه تشدید وجود دارد.

۴. در بازه فرکانسی مورد مطالعه ساختار پیشنهادی حداقل ۱۰ دسی بل افت انتقال صوت را افزایش می‌دهد که این نشان دهنده قابلیت بالای این ساختار در کاهش انتقال صوت می‌باشد.

مراجع

1. M. P. Arunkumar, J. Pitchaimani, K. V. Gangadharan, and M. C. Lenin Babu, "Sound transmission loss characteristics of sandwich aircraft panels: Influence of nature of core," *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 19, no. 1, pp. 26-48, 2016.
2. M. P. Arunkumar, J. Pitchaimani, K. V. Gangadharan, and M. C. Leninbabu, "Vibro-acoustic response and sound transmission loss characteristics of truss core sandwich panel filled with foam," *Aerospace Science and Technology*, vol. 78, pp. 1-11, 2018.
3. R. Galgalikar and L. L. Thompson, "Design Optimization of Honeycomb Core Sandwich Panels for Maximum Sound Transmission Loss," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 138, no. 5, 2016.
4. X. Tan *et al.*, "Novel multidirectional negative stiffness mechanical metamaterials," *Smart Materials and Structures*, vol. 29, no. 1, p. 015037, 2020.
5. T. Klatt, M. Haberman, and C. Seepersad, "Selective laser sintering of negative stiffness mesostructures for recoverable, nearly-ideal shock isolation," *24th International SFF Symposium - An Additive Manufacturing Conference, SFF 2013*, pp. 1010-1022, 2013.
6. C. Ren, Q. Li, and D. Yang, "Quasi-static and sound insulation performance of a multifunctional cylindrical cellular shell with bidirectional negative-stiffness metamaterial cores," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 180, p. 105662, 2020.
7. J. Qiu, "An electrothermally-actuated bistable MEMS relay for power applications," 2003 .
8. D. Correa, T. Klatt, S. Cortes, M. Haberman, D. Kovar, and C. Seepersad, "Negative stiffness honeycombs for recoverable shock isolation," *Rapid Prototyping Journal*, vol. 21, pp. 193-200, 2015.
9. S. Chen *et al.*, "A novel composite negative stiffness structure for recoverable trapping energy," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 129, p. 105697, 2020.
10. S. Chen *et al.*, "A novel gradient negative stiffness honeycomb for recoverable energy absorption," *Composites Part B: Engineering*, vol. 215, p. 108745, 2021.
11. X. Tan, B. Wang, S. Chen, S. Zhu, and Y. Sun, "A novel cylindrical negative stiffness structure for shock isolation," *Composite Structures*, vol. 214, pp. 397-405, 2019.
12. D. Chronopoulos, I. Antoniadis, and T. Ampatzidis, "Enhanced acoustic insulation properties of composite metamaterials having embedded negative stiffness inclusions," *Extreme Mechanics Letters*, vol. 12, pp. 48-54, 2017.
13. A. O. Oyelade, "Sound transmission through a stiff double-panel structure periodically stabilized by negative stiffness module: Theoretical modeling," *Journal of Vibration and Control*, vol. 26, no. 23-24, pp. 2286-2296, 2020.
14. D. Griese, J. Summers, and L. Thompson, "The Effect of Honeycomb Core Geometry on the Sound Transmission Performance of Sandwich Panels," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 137, 2014.