

طراحی و ساخت جاذب دینامیکی برای کاهش صدای یک هوایمائی توربوپراپ

حامد ملکوتی خواه^{۱*}؛ محمود موسوی مشهدی^۲؛ آرش گل شاه^۳؛ امید محمد پور^۴

چکیده

صدای حاصل از موتور که از راه سازه و بدنه به داخل هوایمائی نفوذ می‌نماید یکی از مشکلات جدی برای طراحان هوایمائی توربوپراپ به‌شمار می‌رود. چرخش ملخ‌های موتور، منبع اصلی صدا در این نوع هوایمائیها هستند. این صداها بدنه هوایمائی را به ارتعاش در می‌آورند. به دلیل فرکانس پایین صدای حاصل از ملخ، کاهش سر و صدای ایجاد شده در داخل هوایمائی توسط مستهلک کننده‌هایی همچون لاستیک، ویسکوالاستیک و سایر جاذب‌های غیر دینامیکی امکان‌پذیر نیست. در این مقاله طراحی جاذب دینامیکی برای نصب، روی بدنه برای جذب ارتعاش و استهلاک انرژی صوت در سازه هوایمائی که مسیر انتقال ارتعاش و صوت است، مورد بررسی قرار گرفته است. در ابتدا روابط تئوری برای طراحی جاذب‌های دینامیکی قابل تنظیم استخراج شده، سپس طرح اجزاء محدود جاذب، با استفاده از نرم‌افزار انسیس تحلیل شده و در پایان، ساخت و آزمایش آن برای هوایمائی توربوپراپ آنتونف ۱۴۰ انجام شده است.

کلمات کلیدی : جاذب دینامیکی قابل تنظیم، هوایمائی توربوپراپ، کاهش صدا، کاهش ارتعاش، المان محدود

Design and Manufacturing of a Vibration Absorber for Sound Reduction of a Turboprop Aircraft

Hamed Malakooti Khah, Mahmood Mousavi M, Arash Golshah and Omid Mohamad Pour

ABSTRACT

The sound produced by the engine penetrates into the airplane through the structure and fuselage is still a grave concern for turboprop plane designers. The engine's propellers rotation is the main source of the sound in this kind of planes, the sound is transmitted to the fuselage through the structure and air so makes it vibrated. The decrease of noise made in the planes by dampers such as rubber, visco-elastic, and other non-dynamic absorber is not possible due to frequency low level. The present study investigates the designing of dynamic absorber for installing on the fuselage to absorb vibration and damping of the sound energy in the structure of the plane which makes the transmission way of vibration and sound possible in the structure. In the beginning, the theoretical relationship to design tunable dynamic absorber is gained, then the finite element model of the absorber is analyzed by ANSYS, and at the end, structuring and examining it for turboprop Antonov-140 is carried out.

KEYWORDS : Tunable dynamic absorber, Turboprop aircraft, Sound reduction, Vibration reduction, Finite element

تاریخ دریافت مقاله: ۱۳۹۰/۹/۱۰

تاریخ اصلاحات مقاله: ۱۳۹۰/۱۲/۱۶

۱ * نویسنده مسئول و کارشناس ارشد مکانیک، دانشکده مکانیک دانشگاه تهران / هوایمائی ایران؛

hamedmalakootikhah@yahoo.com

۲ استاد، دانشکده مکانیک دانشگاه تهران؛ mmosavi@ut.ac.ir

۳ کارشناس ارشد مکانیک، دانشکده مکانیک دانشگاه آزاد خمینی شهر / هوایمائی ایران؛ arash_golshah2004@yahoo.com

۴ کارشناس مکانیک، دانشکده مکانیک دانشگاه اهواز / هوایمائی ایران؛ omid_m_pour@yahoo.com



به طور کلی روش‌های بررسی رفتارهای ارتعاشی و صوتی بر اساس چگونگی کاربرد آنها به سه گروه تقسیم می‌شوند. این سه گروه عبارتند از:

- روش‌های جداسازی ارتعاش: این روش‌ها شامل محل‌هایی است که به طور مستقیم در مسیر انتقال ارتعاش قرار گرفته‌اند.

- روش‌های هدایت سازه‌ای: این روش‌ها شامل رفتار سازه و متعلقات آن در مواجهه با مسیر ارتعاش و مسیر اولیه آن هستند.

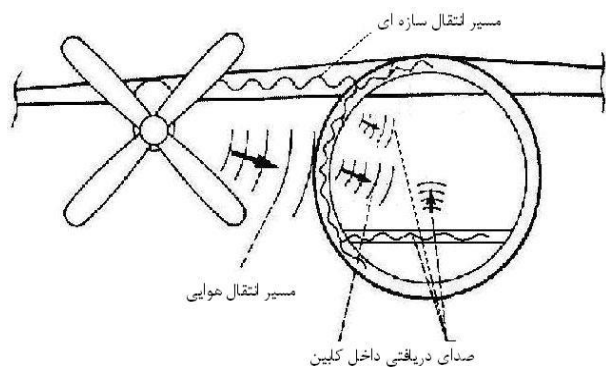
- روش‌های هدایت صدا: شامل روش‌های فعال است که به شکل فعال و هوشمندی و با استفاده از روش الکترونیکی، سر و صدای داخل کابین کاهش می‌یابد و این روش مستقل از ارتعاش سازه و رفتار آن است. این روش به دلایلی مانند هزینه بالا و نیاز آن به تجهیزات زیاد و در نتیجه افزایش بیش از حد وزن هواپیما هنوز به طور جدی مورد توجه طراحان هوایی قرار نگرفته است.

بیشتر کتاب‌های ارتعاشات تا حدی معادلات اساسی جذب‌های ارتعاشی دینامیکی را آورده‌اند. در این میان دن هارتوگ به طور مفصل به بحث در مورد تئوری این جذب‌ها پرداخته است [۱]. بیش‌وپ برای اولین بار مساله افزودن یک جذب ارتعاشی به یک سازه پیوسته یا چند درجه آزادی گسسته را مطرح نمود [۲]. ریشینگ و کمپ بل کاربرد این جذب‌ها را در اثر بارهای اتفاقی تشریح نمودند [۳]. کولوسکی در مورد جذب‌های ارتعاشی غیرخطی و اصول طراحی آن‌ها مطالعاتی انجام داده است [۴]. جذب‌های ارتعاشی غیرفعال در دهه اخیر به شکل موفقیت‌آمیزی در مهندسی عمران برای حفاظت از ساختمان‌های بلند در مقابل زلزله و باد، بیشتر در ژاپن و آمریکا طراحی و ساخته شده‌اند. در سال‌های اخیر جذب‌های ارتعاشی متفاوتی برای هواپیماها و هلیکوپترها ارائه شده است. لینیو لیو میزان اثر استفاده از جذب‌های ارتعاشی در کاهش صدا را بر روی ریل قطار، با استفاده از روش اجزا محدود تحلیل نمودند. جذب‌های طراحی شده برای این منظور کاهش تا حدود ۶۵ درصد از ارتعاشات ریل را نشان دادند [۵]. گاردو نیو [۶] بازنگری وسیعی بر روی رفتارهای تحریک صوتی فعال و غیرفعال و الگوهای هدایت آن‌ها و برخی از کاربردهای جذب‌های ارتعاشی قابل تنظیم، انجام داده است. هانگ و فولر [۷] ارتعاش و صدای حاصل از آن را در داخل یک پوسته‌ی الاستیک استوانه‌ای بسته، برای نیروهای متمرکز

خارجی و همچنین نیروهای گسترده خارجی به صورت جداگانه مطالعه نمودند. سپس جذب‌هایی را برای جذب ارتعاش و کاهش شدت صدا به پوسته اضافه نمودند. تحلیل‌های عددی نشان داد که جذب‌های دینامیکی اضافه شده در صورتی که در موقعیت مناسب نصب شوند، می‌توانند به شکل موفقیت‌آمیزی ارتعاش پوسته و فشار صدای داخل استوانه را کاهش دهند و نیز مناسب‌ترین چینش برای جذب‌ها، به شکل چشم‌گیری به نوع اعمال نیروهای خارجی وابسته است. همچنین اثرات تغییر در عوامل جذب‌ها مانند وزن، سختی و موقعیت نصب آن‌ها برای هر دو نوع نیروهای خارجی مورد بررسی قرار گرفت. در مطالعه‌ای که توسط ونگ انجام شد، نشان داده شده است که در طراحی همه جذب‌های دینامیکی دو مسئله مدنظر است، اول مشخصات جذب اعم از سختی، میرایی و جرم و دوم محل اتصال جذب [۸]. در مراجع زیادی کاربرد جذب‌های دینامیکی برای هدایت غیر فعال ارتعاشات را فقط در باند باریکی از ارتعاشات توصیه نموده‌اند [۹]، [۱۰]. در سال‌های اخیر تلاش‌هایی برای افزایش باند فرکانسی جذب‌های ارتعاشی انجام شده است. یه یائو و همکارانش برای افزایش بازه فرکانسی جذب‌های دینامیکی از روش بهینه‌سازی حرکت جمعی ذرات استفاده نمودند [۱۱]. در این تحقیق یک تیر کامپوزیتی با یک لایه لاستیک با مقطع متغیر به یک صفحه متصل شده و با استفاده از این روش، عوامل موثر در طراحی جذب‌های دینامیکی، بهینه و مقدار آن‌ها برای افزایش دامنه فرکانسی عملکرد این جذب‌ها در کاهش انرژی ارتعاش مورد بررسی قرار گرفته است.

در تحقیقی دیگر وینایاک رانجن و قوش [۱۲]، ارتعاش اجباری یک صفحه نازک را مورد مطالعه قرار دادند و برای کاهش دامنه ارتعاشات آن از جذب دینامیکی با ضخامت و یا سطح متغیر استفاده نموده و به یک طراحی بهینه رسیده‌اند. سان و وانگ با استفاده از روش‌های تئوری، اثر جذب‌های دینامیکی را در افزایش اتلاف صدای عبوری از پانلی از هواپیما مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها برای به دست آوردن ضریب اتلاف پانل از تحلیل مودال استفاده نموده و نشان دادند که یک جذب دینامیکی می‌تواند در افزایش اتلاف صدای عبوری از پانل در فرکانس‌های پایین موثر باشد [۱۳]. در مقاله‌ای دیگر هانگ به همراه چن [۱۴]، سازه و بدنه‌ی هواپیما را به شکل یک پوسته‌ی الاستیک استوانه‌ای طراحی نمودند. سپس برای هدایت ارتعاش پوسته، چندین جذب دینامیکی به پوسته اضافه نموده و طراحی بهینه‌ای از این جذب‌ها برای رسیدن به کم‌ترین ارتعاش پوسته به صورت نتایج عددی ارائه دادند.

برای مقابله با صدا و ارتعاش حاصل و اثرات سوء آن، روش‌های غیرفعال جداسازی ارتعاش و هدایت ارتعاش سازه‌ای پیشنهاد شده است. یکی از روش‌های کاهش ارتعاش حاصل از صوت، افزایش سختی بدنه در نواحی نزدیک به ملخ است. این کار را می‌توان با افزایش ضخامت پوسته، افزودن تعداد قاب‌ها در این ناحیه و افزودن صفحات تقویت‌کننده به پوسته برای بالا بردن سختی بدنه و سازه انجام داد. اما به دلایلی همچون محدودیت برای افزایش بیش از حد وزن هواپیما و به هم خوردن تعادل سختی کل سازه هواپیما این گزینه‌ها قابل استفاده نیستند. همچنین استفاده از برخی روش‌های غیرفعال برای مستهلک نمودن صدای انتقالی به داخل کابین مانند افزودن لایه‌های مقید ویسکوالاستیک و استفاده از لاستیک و مواد جاذب مانند فوم‌های پلی‌آمیدی و پلی‌ارتان بر مسیر انتقال صدا در فرکانس‌های پایین، اثر ناچیزی داشته‌اند. یکی دیگر از روش‌های کاهش صوت، دور نمودن منبع اولیه صدا یعنی موتور از بدنه هواپیما است که این روش نیز به علت محدودیت‌های طراحی میسر نیست.



شکل (۱): مسیر انتشار صداهای انتقالی توسط هوا و سازه به داخل کابین مسافران

نبود توازن در چرخش در نحوه نصب موتور یک هواپیما، نیروهای نوسانی‌ای ایجاد می‌نماید که با اعمال آن به سازه، ارتعاش سازه‌ای به وجود می‌آید. نتیجه این نبود توازن چرخشی موتورها، ارتعاش سازه هواپیما است که نتیجه آن تشدید صدا در کابین مسافران خواهد بود.

نتایج طیف صوتی نشان می‌دهند که صدای به وجود آمده با دور ملخ و تعداد پره‌ها رابطه مستقیم دارد و این بدین معناست که فرکانس‌های تحریک غالب، همان فرکانس‌های حاصل از چرخش ملخ‌ها است و در نتیجه صداهای با شدت بالا در این فرکانس‌ها ایجاد می‌شوند. در واقع شکل ملخ فقط برای حالت آیرودینامیکی طراحی و بهینه شده است و خواص صوتی معمولاً در نظر گرفته نمی‌شوند. برای به دست آوردن مقدار قابل قبول شدت صوت در کابین و تضمین ایمنی و راحتی در داخل هواپیما باید تا حد امکان طراحی اولیه هواپیما بر اساس کاهش صدا انجام شود.

فرکانس حاصل از چرخش ملخ‌ها یا فرکانس کاری تیغه‌های ملخ که به‌عنوان فرکانس غالب باعث ایجاد صدای نامطلوب می‌شود، از رابطه (۱) به دست می‌آید.

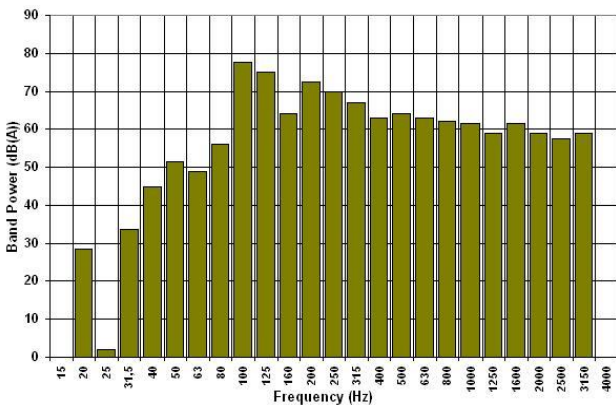
$$f = \frac{n \cdot N}{60} \quad (1)$$

در هواپیمای توربوپراپ، سروصدای داخلی با تراز شدت صداهای بالا (بالتر از ۱۱۰ دسی‌بل) در فرکانس‌های پایین (پایین‌تر از ۵۰۰ هرتز) رخ می‌دهد. برای نمونه در هواپیمای توربوپراپ آنتونف ۱۴۰، فرکانس‌های تحریک عبارتند از: فرکانس عبوری ملخ و هم‌آهنگ‌های بزرگ‌تر از آن که به طور اساسی در میزان شدت صوت نقش دارند. با استفاده از جاذب‌های جرمی تنظیم‌شونده مناسب می‌توان تا مقدار قابل توجهی سر و صدای حاصل از فرکانس تحریک ملخ و در نتیجه صدای داخل کابین را کاهش داد. با توجه به تغییر دور موتور در مراحل مختلف پرواز، باید حالت بهینه طراحی برای یک دور موتور خاص تعیین گردد. با توجه به اینکه بعد از مدت کوتاهی پس از برخاستن هواپیما دور موتور به مقدار مشخصی رسیده و در مدت زمان زیادی از پرواز با این دور ثابت حرکت می‌نماید، برای به دست آوردن کارایی بالاتر، جاذب‌های دینامیکی بر اساس این حالت طراحی شده‌اند.

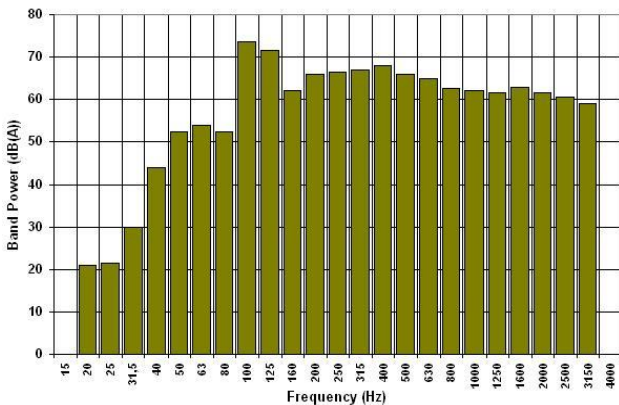
۲- تشریح مساله

طبق شکل (۱) چرخش پره‌های موتور در هوا باعث ایجاد موج صوتی می‌شود. صوت حاصل از حرکت پره‌ها از راه دو مسیر عمده به بدنه هواپیما منتقل می‌شود؛ اولین مسیر در محل نصب موتور به سازه است. موج صوتی و ارتعاشات حاصل از آن توسط بال یا همان سازه هواپیما به بدنه و متعلقات آن منتقل شده (مسیر انتقال سازه‌ای) و پس از انتقال توسط سازه

۱۱۰ هرتز، فرکانس غالب بوده و باعث ایجاد صدا در داخل کابین می‌شود، البته شدت این فرکانس در قسمت‌های جلویی کابین بیشتر است. این فرکانس در نمودار صوتی یک سوم اکتاو، در نوار فرکانسی ۱۰۰ هرتز قرار می‌گیرد (شکل ۳ و ۴).
 - در قسمت‌های جلویی کابین، فرکانس ۲۲۰ هرتز که هم‌آهنگ دوم فرکانس کاری پرها است دومین عامل آزاردهنده صوتی از نظر شدت است. این فرکانس در نمودار صوتی یک سوم اکتاو، در نوار فرکانسی ۲۰۰ هرتز قرار می‌گیرد (شکل ۳).
 - نوار فرکانسی ۴۰۰ هرتز در نمودار صوتی یک سوم اکتاو مربوط به قسمت‌های انتهایی کابین، بعد از نوار فرکانسی ۱۰۰ هرتز، دارای بیش‌ترین مقدار است و بنابراین در این قسمت از کابین، دومین عامل آزاردهنده صوتی از نظر شدت است (شکل ۴).



شکل (۲): نمودار یک سوم اکتاو جلوی کابین مسافران



شکل (۴): نمودار یک سوم اکتاو انتهایی کابین مسافران

۳-۲- اندازه‌گیری‌های ارتعاشی

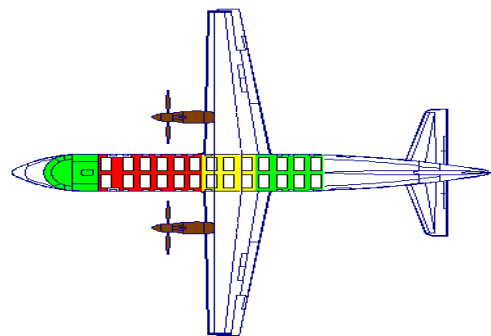
تعداد هشت شتاب‌سنج برای اندازه‌گیری ارتعاش در نقاط مختلف کابین از جمله روی پایه صندلی‌ها و پانل‌های داخلی تعبیه شده است. محور x در امتداد محور طولی هواپیما و رو به جلو، محور z در امتداد عرضی و محور y در راستای عمود تعریف شده است. اندازه‌گیری‌ها در حالت حرکت افقی و در

که در آن N دور موتور در دقیقه و n تعداد پره‌های ملخ است که در تحقیق حاضر تعداد پره‌ها برابر با ۶ و دور موتور در حالت حرکت افقی برابر با ۱۱۰۰ rpm است که با جایگذاری در رابطه (۱)، مقدار فرکانس تحریک پرها برابر با ۱۱۰ هرتز به دست می‌آید. هم‌آهنگ‌های بعدی آن نیز برابر با ضرایب ۱۱۰ (۲۲۰، ۳۳۰، ۴۴۰، غیره) است.

۳-۱- اندازه‌گیری‌های صوتی

برای طراحی جاذب دینامیکی نیاز به دانستن فرکانس تحریک صدای غالب در کابین مسافران است. با اندازه‌گیری‌های صوتی و ارتعاشی در حین پرواز می‌توان این فرکانس را به دست آورد.

اندازه‌گیری‌های صوتی داخل کابین مسافران نشان می‌دهد که صدای آزاردهنده موجود در کابین از ناحیه بال به سمت جلوی هواپیما تا محل قاب ۷ به مقدار قابل توجهی از سایر نواحی هواپیما بیشتر است. از ناحیه بال به سمت عقب هواپیما صدا به طور قابل ملاحظه‌ای افت نموده، به طوری که در ردیف‌های آخر به صدایی حدود ۷۸dB می‌رسد (شکل ۲).
 شکل (۲) نقشه صوتی داخل کابین مسافران را طبق اندازه‌گیری‌های انجام شده از نظر میزان آزاردهندگی، نشان می‌دهد.



شکل (۲): نقشه صوتی داخل کابین مسافران

■ از قاب ۷ تا ۱۹، شرایط صوتی آزاردهنده با شدت صوت ۸۲ تا ۹۴ دسی‌بل
 ■ از قاب ۱۹ تا ۲۴، شرایط صوتی نامطلوب با شدت صوت ۸۰ تا ۹۳ دسی‌بل
 ■ از قاب ۲۴ تا ۳۰، شرایط صوتی مطلوب‌تر با شدت صوت ۷۸ تا ۹۰ دسی‌بل
 نتایج اندازه‌گیری‌های صوتی عبارتند از:
 - در تمام طول کابین، فرکانس کاری پرها یعنی فرکانس

ارتفاع ۱۶۵۰۰ پایی در توان ۹۴٪ موتور ثبت شده است.

با بررسی طیف‌های صوتی نقاط اندازه‌گیری شده، در همه حالت‌ها سه قله جلب توجه نموده که فرکانس آن‌ها ۱۸/۳، ۱۱۰ و ۲۲۰ هرتز است. فرکانس ۱۸/۳ هرتز فرکانس کاری موتور بوده که با توجه به اینکه گوش انسان قادر به شنیدن صداهای با فرکانس کمتر از ۲۰ هرتز نیست، دارای اهمیت نیست. فرکانس ۱۱۰ هرتز، فرکانس کاری تیغه‌ها یا هم‌آهنگ ششم فرکانس کاری موتور است که بلندترین قله را دارد و در حقیقت فرکانس برخورد تیغه‌های ملخ هواپیما با هوا است. فرکانس ۲۲۰ هرتز نیز هم‌آهنگ دوم فرکانس کاری تیغه‌هاست که ممکن است به دلیل وجود ناهم‌محوری در دوران ملخ و یا اثرات آیرودینامیکی، ظاهر شده باشد. طیف صوتی فرکانس در جهت‌های x، y و z برای یکی از نقاط اندازه‌گیری شده، در شکل (۵) نشان داده شده است.

نشان می‌دهند که فرکانس غالب ارتعاشی، همان فرکانس صدای آزاردهنده داخل کابین است و بیش‌ترین دامنه ارتعاشی در ناحیه‌ای است که بدترین شرایط صوتی را در داخل کابین داشته باشد. بنابراین ارتعاش بیش‌تر از راه صوت منتشر شده و عامل اصلی آن، چرخش ملخ‌ها هستند. با توجه به رابطه (۲) که بیانگر تراز شتاب ارتعاشی است می‌توان اثر ارتعاش را در ایجاد صدا نشان داد [۱۵]:

$$L_a(dB) = 20 \cdot \log\left(\frac{A}{A_0}\right) \quad (2)$$

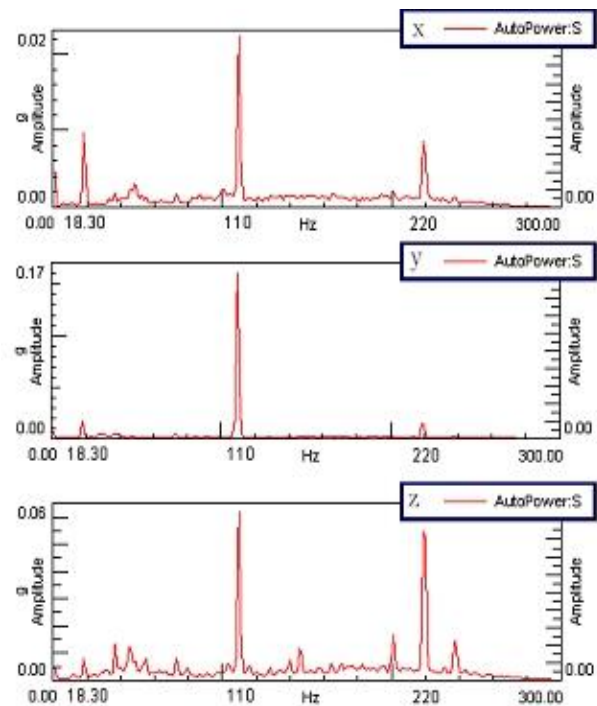
که در آن L_a ، تراز شتاب ارتعاش بر حسب دسی‌بل، A_0 ، شتاب مبنا معادل $(m/s^2) \cdot 10^{-6}$ و A شتاب اندازه‌گیری شده است. به طور کلی صدا و ارتعاش از نظر ماهیت یک جنس دارند و علل مشابهی نیز برای تولید دارند. تجربه نشان داده است که میزان کاهش صدای پیکری، وابسته به درصد ایزولاسیون ارتعاش است. رابطه (۳) بیان‌گر این مطلب است [۱۵]:

$$\Delta SWL(dB) = 10 \cdot \log(100 - T) = 10 \cdot \log(I_s) \quad (3)$$

که در آن ΔSWL ، تراز توان صوت کاهش یافته منبع، T درصد عبور ارتعاش و I_s درصد ایزولاسیون ارتعاش است. در نتیجه هر اقدام برای کاهش ارتعاشات حاصل از صوت بر روی سازه و بدنه، با مستهلک نمودن انرژی صوت، به کاهش صدا در ناحیه داخل کابین منجر خواهد شد.

۴- طراحی جاذب دینامیکی برای فرکانس غالب ۱۱۰ هرتز

جاذب ارتعاشی، یک سامانه جرم و فنر کمکی است که فرکانس طبیعی آن با فرکانس تحریک جسم مرتعش در نیروی هم‌آهنگ برابر است و باعث توقف حرکت دائمی نقطه‌ای که به آن متصل شده، می‌شود. با توجه به محدودیت‌های فضایی و وزنی در طراحی هواپیما، جاذب طراحی شده از نظر فضا و حجم اشغال‌کننده، باید قابل نصب روی قاب‌های هواپیما باشد و از نظر وزن، باید جرم بهینه‌ای را برای بیشینه کاهش ارتعاشات پوسته و در نتیجه استهلاک انرژی صوتی داشته باشد. هم‌چنین جاذب باید بتواند در محدوده‌ای از فرکانس، قابل تنظیم باشد. بنابراین به جاذبی با توزیع جرمی پیوسته و در عین حال گسترده و قابلیت تغییر در فرکانس طراحی شده نیاز است. فرکانس طبیعی جاذب گفته شده باید برابر با ۱۱۰ هرتز یعنی فرکانس کاری تیغه‌های ملخ هواپیما باشد که در اندازه‌گیری‌های صوتی و ارتعاشی به عنوان فرکانس تحریک غالب در ایجاد صدا با بیش‌ترین شدت، نقش عمده داشته است.



شکل (۵): طیف فرکانسی در جهات x، y و z

۳-۳- تحلیل نتایج اندازه‌گیری‌های صوتی و ارتعاشی

ارتعاشات نیز مانند صدا از راه منبع اصلی، در همه جهات و به تمام سطوح منتشر می‌شوند. مجموع سه عامل صدای موتور، صدای حاصل از چرخش ملخ‌ها و جریان هوا روی سطح خارجی هواپیما باعث ایجاد ارتعاش در بدنه، قطعات سازه‌ای و نیز پانل‌های داخلی و کف کابین مسافران هواپیما شده که از بیش‌ترین عوامل تولید صدا در داخل کابین است. نتایج به‌دست آمده در اندازه‌گیری‌های صوتی و ارتعاشی

۴-۱- روابط تئوری

ω^2 ، با معادله $\lambda = (\rho A \omega^2 / EI)^{1/4}$ که برای تیرهای عرضی تعریف شده، جایگزین شده است [۱۶]. معادلات (۹) یک دستگاه چهار معادله‌ای هم‌زمان خطی مشابه را برای C_1, C_2, C_3, C_4 ارائه می‌دهند. یک حل غیر جزئی برای این معادلات وجود دارد، اگر و فقط اگر درمیان ماتریس ضرایب صفر باشد. با صفر قرار دادن درمیان و ساده‌سازی، معادله مشخصه تیر به دست می‌آید:

$$(1 + \cos \phi \cosh \phi) + \frac{m\phi}{\rho A L} (\cos \phi \sinh \phi - \cosh \phi \sin \phi) = 0 \quad (10)$$

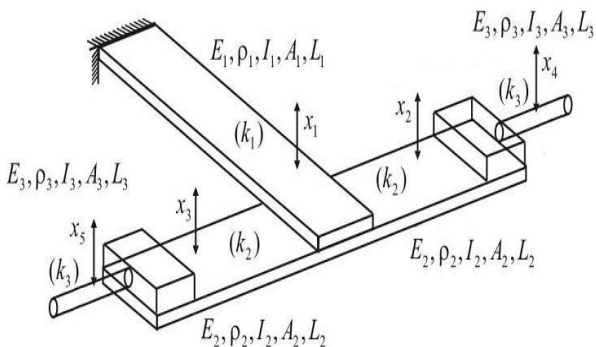
$$(\phi = \lambda L)$$

سپس ϕ با حل معادله (۱۰) برای مقادیر ثابت m, A, L و ρ به دست آمده و با جایگزینی آن در $\omega_i = \phi_i^2 \sqrt{EI / \rho A L^4}$ [۱۶]، فرکانس‌های طبیعی تیر مورد نظر محاسبه می‌شوند.

با توجه به اینکه جاذب دینامیکی مورد نظر، به شکل یک مجموعه پیوسته و مرکب از پنج تیر یک سر درگیر با سختی و جرم متفاوت طراحی شده است (شکل ۶)، می‌توان معادله مشخصه آن را با در نظر گرفتن تشابه جرمی و سختی برای تیرهای ۲، ۳ و ۴، ۵، با تقریب خوبی به شکل یک سامانه پنج درجه آزادی گسسته به صورت معادله (۱۱) به دست آورد:

$$\begin{bmatrix} k_1 + 2k_r - m_1 \omega^2 & -k_r & -k_r & 0 & 0 \\ -k_r & k_r + k_r - m_1 \omega^2 & 0 & -k_r & 0 \\ -k_r & 0 & k_r + k_r - m_1 \omega^2 & 0 & -k_r \\ 0 & -k_r & 0 & k_r - m_1 \omega^2 & 0 \\ 0 & 0 & -k_r & 0 & k_r - m_1 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ A_5 \end{bmatrix} = 0 \quad (11)$$

با حل درمیان ماتریس مقادیر ویژه معادله (۱۱) و جایگذاری $f = \omega / 2\pi$ ، نسبت مقادیر سختی و جرم برای فرکانس طراحی یعنی ۱۱۰ هرتز برای این مجموعه به دست می‌آید.



شکل (۶): طرح جاذب دینامیکی با پنج تیر

جرم و فنر طراحی شده با جرم کلی ۱۶۰ گرم در شکل (۷) نشان داده شده است. پایه این جاذب، تیری است از جنس

اساس کار جاذب‌های دینامیکی قابل تنظیم، سامانه یک درجه آزادی است که شامل تیری یک سر درگیر با جرمی در انتهای آن است. فرکانس طبیعی آن نیز با تغییر در سختی خمشی موثر تیر (k) و جرم متمرکز روی آن (m) قابل تنظیم است.

در ابتدا معادلات فرکانسی حاکم برای یک تیر یک سر درگیر به طول L با ارتعاشات آزاد عرضی که در انتهای آن بلوکی به جرم m نصب شده است، به دست خواهد آمد.

معادله (۴)، شکل دیفرانسیلی جزئی حاکم بر ارتعاشات عرضی آزاد $w(x, t)$ برای یک تیر یکنواخت با مساحت سطح A و مدول الاستیسیته E و چگالی ρ و ممان اینرسی I است [۱۶]:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (4)$$

از آنجا که تیر از نوع یک سر درگیر است در $x = 0$ خواهیم داشت:

$$w(0, t) = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x}(0, t) = 0 \quad (5)$$

شرایط مرزی در انتهای تیر ($x = L$)، با استفاده از کاربرد قانون نیوتن در دیاگرام آزاد بلوک m به شکل رابطه (۶) به دست می‌آید:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(L, t) = 0, \quad EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3}(L, t) = m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(L, t) \quad (6)$$

با استفاده از حل حالت طبیعی $w(x, t) = X(x)e^{i\omega t}$ برای شرایط مرزی خواهیم داشت:

$$X(0) = 0, \quad \frac{dX}{dx}(0) = 0, \quad \frac{d^3 X}{dx^3}(L) = 0, \quad EI \frac{d^2 X}{dx^2}(L) = -m\omega^2 X \quad (7)$$

جواب معادله (۴) برای تیر، به صورت معادله (۸) تعریف می‌شود [۱۴]:

$$X(x) = C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x + C_3 \cosh \lambda x + C_4 \sinh \lambda x \quad (8)$$

با اعمال شرایط مرزی در (۸) خواهیم داشت:

$$X(0) = 0 \rightarrow C_1 + C_2 = 0, \quad \frac{dX}{dx}(0) = \lambda C_2 + \lambda C_4 = 0$$

$$\frac{d^3 X}{dx^3}(L) = 0 \rightarrow$$

$$-\lambda^3 \cos \lambda L C_1 - \lambda^3 \sin \lambda L C_2 + \lambda^3 \cosh \lambda L C_3 + \lambda^3 \sinh \lambda L C_4 = 0 \quad (9)$$

$$\frac{EI}{m} \frac{d^2 X}{dx^2}(L) = -\omega^2 X(L) \rightarrow$$

$$\left(\frac{\rho A}{m} \sin \lambda L + \lambda \cos \lambda L \right) C_1 + \left(-\frac{\rho A}{m} \cos \lambda L + \lambda \sin \lambda L \right) C_2 +$$

$$\left(\frac{\rho A}{m} \sinh \lambda L + \lambda \cosh \lambda L \right) C_3 + \left(\frac{\rho A}{m} \cosh \lambda L + \lambda \sinh \lambda L \right) C_4 = 0$$



۵- نتایج آزمایش ارتعاشی و صوتی

قبل از آزمایش‌های نهایی و پر هزینه روی هواپیما در حین پرواز، چند سری آزمایش صوتی و ارتعاشی بر روی پانل آزمایشگاهی که برشی از پوسته هواپیما همراه با قاب‌ها و تقویت‌کننده‌های آن است انجام شد. آزمایش‌های آزمایشگاهی و آزمایش‌های در حین پرواز روی هواپیما نتایج مشابهی برای کارایی قابل قبول جاذب طراحی شده در کاهش صدای داخل هواپیما ارائه دادند.

۵-۱- نتایج بر روی پانل آزمایشگاهی

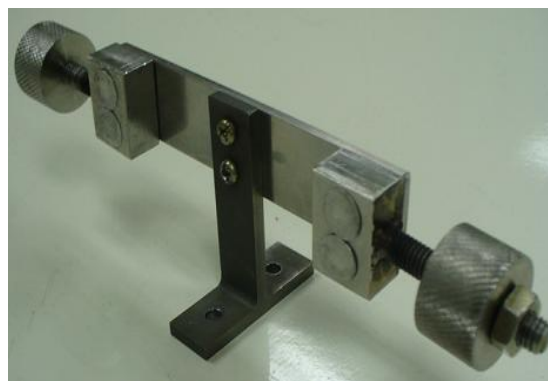
همان‌طور که در شکل (۹) نشان داده شده است، جاذب دینامیکی روی قاب یک پانل آزمایشگاهی نصب شده و توسط یک چهارچوب آلومینیومی به یک لرزاننده متصل می‌شود (شکل ۹). برای ثبت نتایج شتاب و جابه‌جایی شتاب‌سنج‌هایی بر روی پانل نصب شده است. در ابتدای آزمایش، یک طیف فرکانسی از ۰ تا ۲۰۰ هرتز توسط لرزاننده به سامانه تحمیل می‌شود. نتایج در هر دو حالت بدون جاذب و با جاذب برای شتاب بر حسب فرکانس ثبت و با یکدیگر مقایسه شده است.



شکل (۹): دستگاه تست ارتعاشی جاذب

مقایسه و تحلیل نتایج آزمایش ارتعاشی در دو حالت، فرکانس طبیعی جاذب گفته شده و میزان اثرگذاری آن را در مستهلک نمودن ارتعاش پانل نمایش می‌دهد. نمودار FFT برای حالت‌های مختلف قرارگیری جرم‌های دو سر جاذب، در نرم‌افزار پالس لب شاپ ۷۰۰ به دست می‌آید. همان‌طور که در نمودار FFT شتاب بر حسب فرکانس برای یکی از حالت‌ها، در شکل ۱۰ دیده می‌شود در فرکانس ۱۱۰ هرتز برای حالت پانل همراه با جاذب، کاهش عمده‌ای در میزان شتاب نسبت به پانل بدون جاذب دیده می‌شود. این مقدار را که نشان‌دهنده فرکانس طبیعی جاذب است می‌توان با تنظیم جرم‌های دو سر جاذب به دو طرف از ۱۰۵ تا ۱۱۱ هرتز تغییر داد.

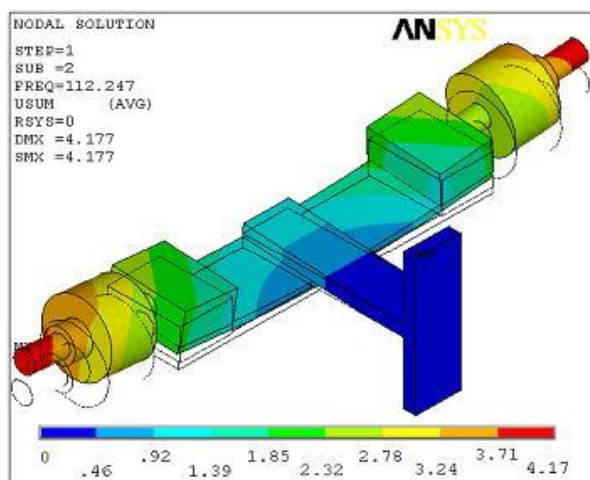
تیتانیوم BT6 با مدول الاستیسیته 110Gpa و چگالی 4429 kg/m^3 که تیری از جنس فولاد CRES316 با مدول الاستیسیته 192Gpa و چگالی 7929 kg/m^3 که از وسط به انتهای آن پیچ می‌شود. همچنین دو تنظیم‌کننده فولادی با جرم برابر در دو طرف جاذب متصل شده که می‌توان با تغییر مکان آن‌ها و در نتیجه تغییر طول L_p ، سختی (k_p) را تغییر داد. با تغییر در سختی (k_p) ، می‌توان سختی کل مجموعه را تغییر داده و فرکانس طبیعی جاذب را برای فرکانس دلخواه مورد نظر تنظیم نمود.



شکل (۷): جاذب دینامیکی ساخته شده

۴-۲- تحلیل المان محدود

جاذب طراحی شده در نرم‌افزار انسیس طراحی شده و حالت‌های ارتعاشی آن به دست آمده است. شکل (۸)، کانتور تغییر شکل طرح المان محدود جاذب گفته شده را در حالت رفت و برگشتی آن با فاز موافق نشان می‌دهد که به کمک تحلیل مودال در نرم‌افزار انسیس تحلیل شده است [۱۷]. فرکانس طبیعی جاذب در این حالت، ۱۱۲ هرتز به دست آمد.



شکل (۸): کانتور تغییر شکل جاذب در حالت طراحی

هوایما پس از نصب در یک ناحیه مشخص را نشان می‌دهد.



شکل (۱۱): توزیع جاذب‌های دینامیکی بر روی بدنه داخلی هوایما

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به پایین بودن فرکانس صدای با شدت بالا در کابین مسافران، بهترین راه برای کاهش آن، استفاده از جاذب‌های دینامیکی است. طراحی بهینه جاذب دینامیکی از نظر جرم، سختی، میرایی و فضای اشغال‌کننده و همچنین موقعیت و محل نصب آن‌ها در هوایما، می‌تواند تا ۶ دسی‌بل از شدت صدای داخل کابین کم نماید. نتایج حاصل از تئوری، المان محدود و آزمایش‌های تجربی روی جاذب طراحی شده در جدول (۱) مقایسه شده است.

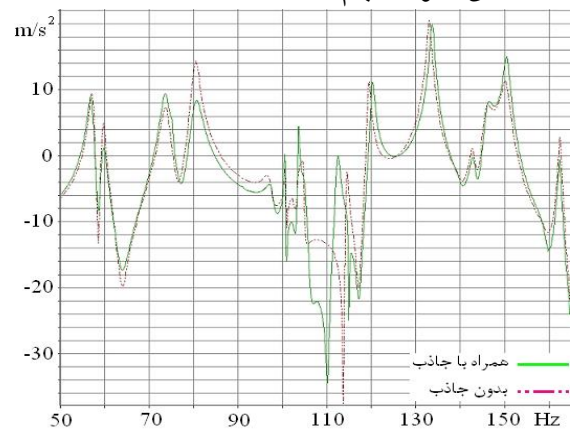
جدول (۱): مقایسه فرکانس طبیعی جاذب

روش تجربی	المان محدود	تئوری	تجربی
فرکانس طبیعی	۱۱۲ Hz	۱۱۰ Hz	۱۰۵ تا ۱۱۱ Hz

۷- تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله وظیفه می‌دانند که از گروه مهندسی صنعت ساخت هوایمای مسافربری ایران-۱۴۰ و همچنین پژوهشکده صنایع هوایماسازی ایران از جمله آقای مهندس قدمیاری کارشناس ارشد آزمایش‌های ارتعاشی که در به نتیجه رسیدن این تحقیق همکاری داشته اند، تقدیر و تشکر کنند.

آزمایش صوتی جاذب دینامیکی گفته شده نیز در شرایط آزمایشگاهی، کاهش ۸ دسی‌بل صوت را نسبت به حالت بدون جاذب نشان می‌دهد. این آزمایش برای هر دو حالت پانل بدون جاذب و با جاذب، در یک اتاقک عایق صدا با دیواره‌های ضخیم و ضد انعکاس صوت انجام شد.



شکل (۱۰): نمودار FFT برای پانل با جاذب و بدون جاذب

۵-۲- نتایج بر روی هوایما در حین پرواز

در مرحله بعد در حین پرواز، شتاب‌سنج‌هایی روی پوسته هوایما در ناحیه بین قاب ۷ تا ۲۴ (نواحی با شدت صدای بالا) نصب شده و میزان جابه‌جایی و شتاب هر نقطه از پوسته ثبت می‌شود. با به‌دست آوردن نقاط با بیشینه تغییر مکان می‌توان محل نصب جاذب‌ها را با تقریب خوبی برای رسیدن به بیش‌ترین کارایی به‌دست آورد. با توجه به نتایج به‌دست آمده در این قسمت و همچنین نتایج آزمایش ارتعاشی در حین پرواز، نسبت جرم جاذب‌ها در یک محدوده مشخص به جرم پوسته و متعلقات آن در همان ناحیه، نسبت بهینه‌ای برابر با ۴۰ درصد جرمی برای توزیع جاذب‌ها بر روی پوسته هوایما به‌دست می‌آید. سپس تعداد ۸۰ جاذب دینامیکی در ناحیه جلوی کابین با توزیع مناسب نصب می‌شود. آزمایش صوتی انجام شده قبل و بعد از نصب جاذب‌ها، کاهش ۶ دسی‌بل صدای داخل کابین را نشان می‌دهد که با تحمیل اضافه وزنی برابر با ۱۳ کیلوگرم به هوایما حاصل شد. شکل (۱۱) توزیع جاذب‌ها را روی قاب‌های

۸- مراجع

- [۱] D. B. Den Hartog; Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, 1956.
- [۲] R.E.D. Bishop, D.B. Welbourn, "The problem of the dynamic vibration absorber", Engineering 174, 796, 1952.
- [۳] P. H. Wirsching, G. W. Campbell, "Minimal structural response under random excitation using the vibration absorber", Earthq. Engng. Struct. Dynam. 2, pp. 303-312, 1974.
- [۴] M. Z. Kolovsky, "Nonlinear dynamics of active and passive systems of vibration protection", Springer Verlag, Berlin, 1999.
- [۵] Linya Liu, Wenjie Shao, "Design and dynamic response analysis of rail with constrained damped dynamic vibration absorber", Procedia Engineering, Vol. No. 15, pp. 4983-4987, 2011.
- [۶] P. Gardonio, "Review of active techniques for aerospace vibro-acoustic control", J. Aircraft 39(2), pp. 206-214, 2002.

- R. Vinayak, M. K. Ghosh, "Forced vibration response of thin plate with discrete dynamic absorbers", *Thin-Walled Structures* 43, pp. 1513-1533, 2005. [۱۲]
- Zhaohui Sun, Jincai Sun, Chong Wang, Yang Dai, "Dynamic vibration absorbers in structural vibration control under multi-frequency harmonic excitations", *Applied Acoustics*, Vol. No. 48, pp. 311-321, August 1996. [۱۳]
- Yii-Mei Huang, Chun-Cheng Chen, "Optimal design of dynamic absorbers on vibration and noise control of the fuselage", *Computers & Structures*, Vol. No. 76, pp. 691-702, 30 July 2000. [۱۴]
- R. Golmohamadi; *Noise & Vibration Engineering*, Daneshjoo Press, 2004. [۱۵]
- S. Graham Kelly; *Theory and Problems of Mechanical Vibrations*, Schaum's Outline Series, McGraw-Hill, The United States of America, 1996. [۱۶]
- ANSYS 12.0. User's Reference Manual, 2008. [۱۷]
- Y.M. Huang, C.R. Fuller, "The effects of dynamic absorbers on the forced vibration of a cylindrical shell and its coupled interior sound field", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. No. 200, pp. 401-418, 6 March 1997. [۷]
- W. O. Wong, Y. L. Cheung, "Optimal design of a damped dynamic vibration absorber for vibration control of structure excited by ground motion", *Engineering Structures*, 2006. [۸]
- J. P. Den Hartog; *Mechanical Vibrations*, Dover Publication Inc, 1985. [۹]
- B. G. Korenev, L. M. Rezinkov, "Dynamic vibration absorbers", *Theory and Technical Applications*, John Wiley & Sons, 1993. [۱۰]
- He Ye Xiao, Mei Ping Sheng, Ye Lei, "A new type dynamic vibration absorber to reduce broad-band vibration in plates", *Advanced Materials Research*, Vol. No. 148-149, pp. 485-497, 2010. [۱۱]

