



بررسی تاثیر مافلهای مختلف بر صدای یک موتور ژنراتور گاز سوز

زهرا قربانی^{*}، محمد رضا سیفی^۲، سید رضا حسن بیگی^۳، برات قبادیان^۴

^۱ فارغ التحصیل مقطع دکتری تخصصی، دانشگاه تهران، z.ghorbani90@ut.ac.ir

^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه اراک، m-r-seifi@araku.ac.ir

^۳ استاد گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان دانشگاه تهران، rhbeigi@ut.ac.ir

^۴ استاد گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، ghobadib@modares.ac.ir

چکیده:

در این تحقیق صدای موتور ژنراتور در سمت اگزوز با استفاده از یک محفظه آکوستیک همراه با چهار نوع مافله جذبی، مافله ژنراتور، مافله U شکل و مافله هیبریدی که از مافله ژنراتور و مافله جذبی تشکیل شده بود در ۵ سطح مختلف بارگذاری موتور (۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪، ۱۰۰٪) با استفاده از صداسنج در حوزه یک سوم اکتاو اندازه گیری شد. نتایج آزمایشها نشان داد که برای کاهش صدای اگزوز موتور ژنراتور میبایست از مافله U شکل و یا مافله هیبریدی استفاده نمود. مافله نوع هیبریدی کمترین سطح فشار صدا (۸۷ dB (A)) را دارد، درحالیکه نوع جذبی با ۹۵ dB (A) بیشترین صدا را نشان دارد. نتایج طیف باند ۱/۳ اکتاو نشان داد که بیشترین صدا در بازه فرکانسی ۳۱/۵ تا ۲۰۰ هرتز می باشد که همان محدوده فرکانس غالب موتور است. همچنین براساس این نتایج استفاده از مافله جذبی برای کاهش صدا در فرکانسهای کم مناسب نیست و باید از مافلهای انعکاسی استفاده نمود. مافله U شکل و هیبریدی قابلیت اینکه به عنوان مافله مناسب برای کاهش صدای ژنراتور در نظر گرفته بشود را دارا می باشند.

کلمات کلیدی: مافله هیبریدی، مافله U شکل، محفظه آکوستیک، موتور ژنراتور، عملکرد آکوستیک، اگزوز

Investigating the effect of different mufflers on the sound emitted from a gas generator

Zahra Ghorbani^{1*}, Mohammad Reza seifi², Seyed Reza Hassan-Beygi³, Barat Ghobadian⁴

¹ PhD graduate, University of Tehran. *Email: z.ghorbani90@ut.ac.ir.

² Department of Biosystem Mechanics, Arak University, Email: m-r-seifi@araku.ac.ir.

³ Department of Agro-Technology, College of Abouraihan, University of Tehran, Email: rhbeigi@ut.ac.ir.

⁴ Tarbiat Modares University (TMU). Email: ghobadib@modares.ac.ir.

ABSTRACT

The generator sound in 1/3rd octave band was measured at five different loading conditions on the exhaust side when using an acoustics enclosure and four mufflers (generator muffler, U type muffler, absorptive muffler and combination of generator and absorptive muffler). The results showed the U type and hybrid muffler reduce the exhaust noise. The best and worst sound attenuation effect was obtained for hybrid muffler (87 dB(A)) and absorptive muffler (95 dB(A)), respectively. The diagram of the generator sound in 1/3rd octave band showed the highest sound pressure level in the range of 31.5-200 Hz (dominant frequency). It could also be noted that the absorptive muffler didn't reduce the generator sound at low frequencies and the reactive type mufflers should be used. U type and hybrid mufflers could be considered as the best choices to reduce the generator sound

Keywords: Hybrid muffler, U type muffler, acoustic enclosure, generator, acoustic performance, exhaust



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



۱- مقدمه

تولید پراکنده از جمله فناوری‌های تولید انرژی الکتریکی است که در آن از نیروگاه‌های کوچک و قابل نصب در محل مصرف استفاده شده و از طریق نقطه اتصال مشترک (Point of common coupling) به شبکه برق متصل می‌شود (ژو و همکاران، ۲۰۰۴). برای تولید انرژی الکتریکی در مقدار کم و مقیاس‌های کوچک به طور معمول از موتور ژنراتورهایی که با سوخت دیزل، بیوگاز و یا گاز طبیعی به حرکت در می‌آیند استفاده می‌شود. بنابراین موتور ژنراتورها بخش اصلی یک سیستم تولید پراکنده هستند که می‌توانند برای تأمین برق و انرژی در بخش کشاورزی (گلخانه-ها، دامداری‌ها، مرغداری‌ها، سردخانه‌ها و...) نیز کاربرد داشته باشند. یکی از عیب‌های موتور ژنراتورها، صدای زیاد تولید شده از آن‌هاست. صدا می‌تواند تأثیر نامطلوبی از جمله افت شنوایی موقت یا دائم، ناراحتی‌های عصبی و روانی، کاهش بازده کار و افزایش ریسک خطرات بر سلامت انسان داشته باشد (Crocker 2007; Irwin and Graf, 1979). بنابراین سازمان‌های بین‌المللی برای کاهش زمان روبرو شدن با صدا قوانینی قرار داده‌اند. به عنوان مثال سازمان ملی سلامت و ایمنی شغلی (National Institute for Occupational Safety and Health, NIOSH) 85 dB(A) صدا را برای ۸ ساعت کاری یا 88 dB(A) را برای ۴ ساعت کاری به عنوان یک دوز صدای مجاز تعریف می‌کند. پال و همکاران (۲۰۱۴) و پاتل و همکاران (۲۰۱۵) صدای آگروز را به عنوان مهم‌ترین منبع تولید صدا در موتورهای احتراق داخلی مورد بررسی گزارش کردند. انتشار صدای آگروز نتیجه پالس‌های ایجاد شده در آگروز است که منبع آن گازهای موجود در سیلندر بوده که در انتهای کورس انبساط با باز شدن سوپاپ‌های دود به بیرون تخلیه می‌شوند. صدای آگروز به طور تقریبی ۱۰ برابر صدای دیگر قسمت‌های موتور است (شاه و همکاران، ۲۰۱۰)؛ بنابراین مهم‌ترین راه کاهش صدای موتور، کاهش صدای آگروز است (چاوان و وادکار، ۲۰۱۳). به طور کلی صدای موتورهای احتراقی بدون صدا خفه‌کن براساس نوع و اندازه، در محدوده 100 dB(A) تا 130 dB(A) می‌باشد (Rahman et al., 2005). برای کاهش صدای آگروز از صدا خفه‌کن یا مافلر استفاده می‌شود. میزان کاهش صدا در مافلر به ساختار و روش کار آن بستگی دارد. به طور کلی مافلرها به دو دسته اصلی فعال و غیرفعال تقسیم‌بندی می‌شوند. در مافلر غیرفعال صدا با انعکاس (مافلر انعکاسی) یا جذب انرژی آکوستیک در بخش‌های مختلف مافلر (مافلر جذبی) و یا ترکیبی از مافلرهای انعکاسی و جذبی (مافلر هیبریدی) کاهش می‌یابد. در یک مافلر فعال، صدا به روش ارسال پالس‌های الکترونیکی و ثبت بازخورد کاهش داده می‌شود (اسنایدر، ۲۰۱۲). اگرچه پژوهش‌هایی در ارتباط با مافلرهای فعال انجام شده است؛ اما این مافلرها از نظر تولید تجاری به دلیل پیچیدگی و هزینه ساخت زیاد باصرفه نیستند. به علاوه، این مافلرها در فرکانس‌های زیاد عملکرد مطلوبی نداشته و باید برای داشتن عملکرد مطلوب با مافلرهای غیرفعال ترکیب شوند (سان و همکاران، ۲۰۱۵). بیشترین نوع مافلرهای استفاده شده برای کاهش صدای آگروز موتورهای درونسوز مافلرهای انعکاسی می‌باشند که در بازه وسیعی موجود می‌باشند (Jerry and Lilly, 2008). بررسی‌های مونجال (۱۹۸۷) نشان داد که استفاده از مافلر ترکیبی برای کاهش صدای موتورهای احتراق داخلی مفید است. بیسواس تأثیر استفاده از یک مافلر انعکاسی و یک مافلر ترکیبی را بر فشار صدای یک موتور دیزل بررسی کرد و تأثیر مافلر ترکیبی در کاهش صدا را بیش از مافلر انعکاسی گزارش داد (Biswas, 2012). یانگ و تسای (۲۰۱۴) اثر مافلرهای مختلف در کاهش صدا را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که بیشترین کاهش صدا مربوط به مافلر انعکاسی با سوراخ‌های ریز است. یکی از مهمترین پارامترهایی که عملکرد آکوستیکی یک مافلر را مشخص می‌کنند insertion loss (IL) می‌باشد (Giakoumis et al., 2011). Insertion loss (IL)، اختلاف سطح فشار صدا در یک نقطه بیرون از سیستم، بدون و با استفاده از مافلر است. برای محاسبه این مشخصه علاوه بر مشخصات مافلر نیاز به تعیین امپدانس (مشخصه‌های صوتی) منبع (موتور) و موانع (لوله آگروز و دنباله لوله) می‌باشد. به همین دلیل پیش بینی آن مشکل و اندازه گیری آن راحت می‌باشد. باربیری و باربیری (۲۰۰۶) طول مناسب لوله ورودی و خروجی به مافلر را تعیین کردند. براساس بررسی آن‌ها مافلر با طول بیشتر سبب کاهش بیشتر صدا می‌شود. دی لیما و همکاران (۲۰۱۱) تأثیر شکل و پارامترهای مورد نیاز برای بهینه سازی مافلر انعکاسی را بررسی کردند، نتایج آن‌ها نشان داد که انتخاب مناسب طول لوله ورودی به مافلر می‌تواند صدا را در یک محدوده فرکانسی خاص در حد ۲۰ دسی‌بل نسبت به حالت بهینه سازی نشده کاهش دهد. با این وجود اطلاعات محدودی در رابطه با کنترل صدای آگروز موتور ژنراتورهای کوچک وجود دارد. پس هدف اصلی این پژوهش بررسی تأثیر استفاده از یک مافلر ترکیبی بر کاهش صدای یک موتور ژنراتور کوچک گاز سوز قرار داده شده در یک محفظه آکوستیک در شرایط مختلف بارگذاری است.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- موتور ژنراتور

¹Active
²Passive



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



موتور ژنراتور استفاده شده در این پژوهش ساخت شرکت گرین پاور مدل CC5000NG/LPG بود که با سرعت دورانی ۳۶۰۰ دور بر دقیقه و با سوخت گاز طبیعی یا گاز مایع کار می‌کند. در این پژوهش از سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت استفاده شد. این موتور ژنراتور تک فاز بوده و دارای ولتاژ ۲۲۰ ولت متناوب بود. موتور آن تک سیلندر، هوا خنک با حجم جابه‌جایی ۳۸۹ سانتی‌متر مکعب و توان کاری ۳/۲ کیلووات بود.

۲-۲- محفظه آکوستیکی ساخته شده

به‌منظور بدست آوردن اطلاعات اولیه در ارتباط با میزان تاثیر مافرها یک شاسی فلزی با استفاده از نبشی فولادی شماره ۴ (۴۰×۴۰ میلی‌متر مربع) به ابعاد ۸۰×۹۵×۱۰۰ میلی‌متر مکعب ساخته شد. از ورقه‌های MDF برای پوشاندن چارچوب استفاده شد که با پیچ و مهره به شاسی دستگاه متصل شدند و می‌توان هر سمت را که مورد نیاز بود باز نمود و به این صورت به آرایش‌های مختلفی از محفظه دسترسی داشت. برای بیرون راندن گرمای ایجاد شده در داخل محفظه، یک دمنده به قطر ۲۰۰ میلی‌متر، سرعت چرخشی ۱۸۰۰ دور بر دقیقه، دبی ۲۷۰ متر-مکعب بر ساعت و صدای تولیدی ۵۷ دسی‌بل در سمت موتور دستگاه تعبیه شد. دمنده دیگری با قطر ۳۰۰ میلی‌متر، سرعت چرخشی ۱۴۰۰ دور بر دقیقه، دبی ۸۶۰ متر مکعب بر ساعت و صدای ۶۰ دسی‌بل در سمت آگزوز تعبیه شد. شکل ۱ نمایی از محفظه را نشان می‌دهد. با شروع آزمایش نقص عمده در سیستم هوادهی مشاهده گردید که باعث گرم شدن فضای داخل محفظه و خفگی موتور ژنراتور می‌شد. برای رفع مشکل در کف محفظه سوراخ‌هایی با توزیع یکنواخت به ابعاد ۵ سانتی‌متر تعبیه گردید تا به خروج هوای گرم کمک کند.



Figure 1. Schematic of acoustic enclosure.

شکل ۱- نمایی واقعی از محل محفظه آکوستیک ساخته شده

۳-۲- مشخصات مکان آزمون

مکان آزمون بر اساس استاندارد انجمن مهندسان خودرو (SAE J1074) انتخاب شد. این مکان، مسطح و باز بوده و پوششی عاری از خاکستر یا برف تا شعاع ۱۵ متر داشت. حداقل شعاع ۳۰ متری بین سطوح منعکس کننده بزرگ مانند ساختمان‌ها، ماشین‌های دیگر و درختان در فاصله‌ای با موتور ژنراتور مورد آزمون و میکروفون در نظر گرفته شد. سرعت باد در هنگام اندازه‌گیری کمتر از ۵ m/s بود. فشار صدای محیط باید ۱۰ دسی‌بل کمتر از صدای موتور باشد. در این بررسی صدای محیط بین ۶۲/۵ تا ۶۵ دسی‌بل بود.

۴-۲- اندازه‌گیری و پردازش سیگنال‌های صوتی

میکروفون مورد استفاده در این پژوهش دارای پاسخ فرکانسی تخت در محدوده شنوایی انسان (۲۰ تا ۲۰۰۰۰ هرتز) بود و به همراه دستگاه صداسنج برای اندازه‌گیری فشار صدا استفاده شد. تغییرات فشار هوا با میکروفون نصب شده روی دستگاه صداسنج به تغییرات ولتاژ تبدیل شد. ولتاژ آنالوگ خروجی دستگاه صداسنج به کارت صدای کامپیوتر وصل شد تا عمل تبدیل آنالوگ به رقمی (A/D) روی آن انجام شود. برای انجام صحیح عمل تبدیل، سرعت نمونه برداری ۴۸۰۰۰ هرتز در نظر گرفته شد تا براساس معیار نایکوئیست^۱ سرعت نمونه برداری بیشتر از ۲ برابر حداکثر فرکانس طیف شنوایی انسان یعنی ۲۰۰۰۰ هرتز باشد. تفکیک‌پذیری داده‌ها ۱۶ بیتی در نظر گرفته شد. سیگنال‌های رقمی ایجاد شده توسط کارت صدا با نرم افزار Cool Edit در رایانه ذخیره شد. کالیبراسیون صداسنج با استفاده از کالیبراتور که تک صدایی با فرکانس ۱۰۰۰ هرتز با تراز فشار صدای

^۱Flat frequency response

^۲Nyquist criteria

۹۴ dB تولید می کند، انجام شد.

هدف از تحلیل داده ها به دست آوردن اطلاعات لازم از سیگنال های فشار صدا است. با توجه به این که فقط اطلاعات محدودی را می توان از سیگنال های حوزه زمان به دست آورد؛ پس سیگنال های صدا از حوزه زمان به حوزه فرکانس تبدیل شدند (کروکر، ۲۰۰۷). برای تبدیل سیگنال های حوزه زمان به حوزه فرکانس از روش تبدیل فوریه سریع (FFT) استفاده شد تا طیف باند باریک تراز فشار صدا در حوزه فرکانس به دست آید. عدم قطعیت های موجود در سیگنال های باند باریک تراز فشار صدا، نوعی ناپایداری در داده ها به وجود می آورد که سبب کاهش قابلیت اطمینان داده ها می شد. برای غلبه بر این مشکل، سیگنال های باند باریک حوزه فرکانس صدا به طیف ۱/۳ اکتاو تبدیل شدند که با وجود دارا بودن پایداری، جزئیات زیادی را نیز مشخص می کردند. مقدار تراز صدای کلی در مقیاس A^۱ از طیف ۱/۳ اکتاو محاسبه شدند. مراحل به دست آوردن طیف باند ۱/۳ اکتاو و تراز صدای کلی در شکل (۲) به صورت شماتیک نشان داده شده است.

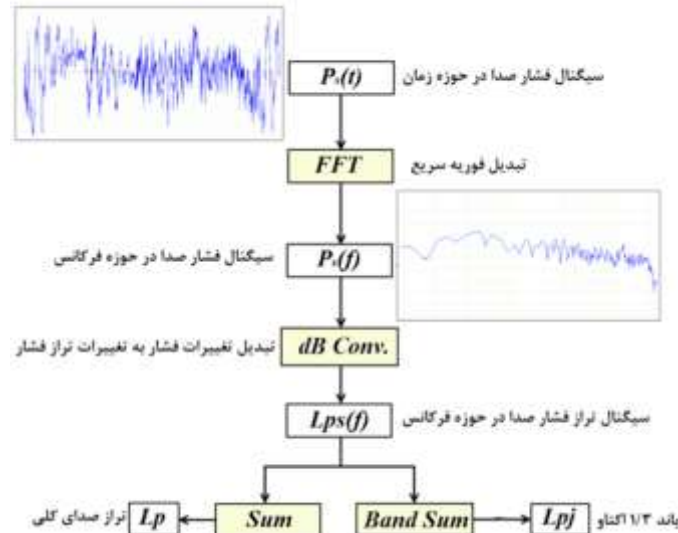


Figure 2. The diagram of signal processing.

شکل ۲- بلوک دیاگرام پردازش سیگنال

۵-۲- بارگذاری موتور ژنراتور

برای بارگذاری موتور ژنراتور یک مدار الکتریکی با استفاده از ۸ المنت ۵۰۰ وات، دو عدد لامپ ۲۰۰ وات و ۲ عدد لامپ ۱۰۰ واتی ساخته شد. با تعبیه کلیدهای مجزا برای هر یک از اجزای مدار الکتریکی، امکان بارگذاری به میزان دلخواه بر موتور ژنراتور فراهم شد (شکل ۳).



Figure 2. The fabricated electrical circuit.

شکل ۳- مدار الکتریکی ساخته شده

۶-۲- آزمایش ها

در این پژوهش سیگنال های صدای موتور ژنراتور برای ۵ سطح بارگذاری (۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪)، در سمت اگزوز با استفاده از مافلر ژنراتور (GM)، آرایش U شکل این مافلر (شکل ۱)، مافلر جذبی، آرایش ترکیبی مافلر جذبی و مافلر ژنراتور ارزیابی شدند. از آن جا که مافلر موتور سیکلت ها از نوع جذبی بوده و به وفور در بازار یافت می شود، از مافلر جذبی که کاهش صدای آن نسبت به سایر مافلر های جذبی بیشتر بود، استفاده شد (شکل ۴).

^۱A-weighted overall sound level



Figure 2. The absorptive muffler.

شکل ۴- مافلر جذبی مورد استفاده

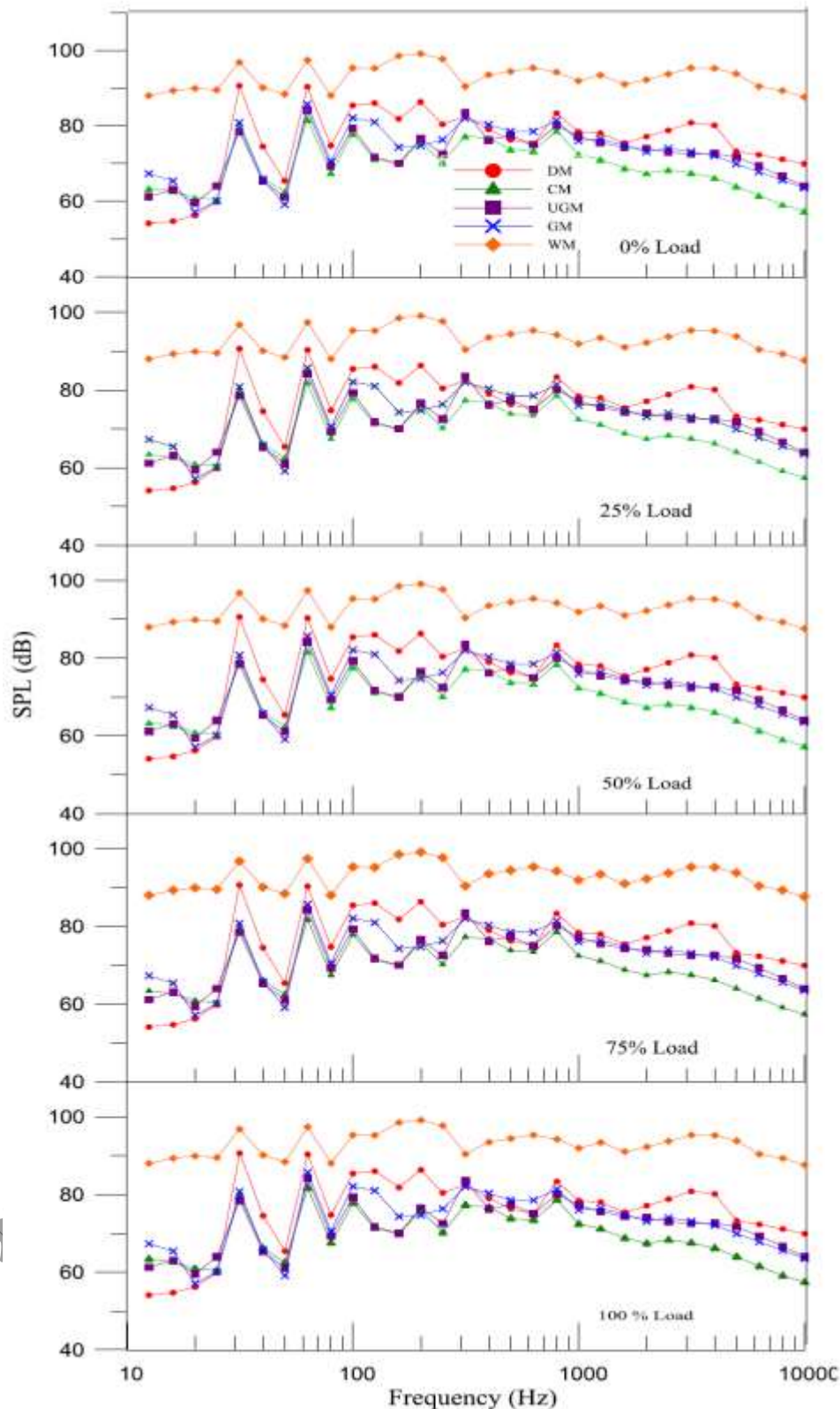
۳- نتایج و بحث

۳-۱- تحلیل فرکانسی طیف باند ۱/۳ اکتاو

تأثیر نوع مافلر (مافلر ژنراتور، مافلر جذبی، ترکیب مافلر ژنراتور و مافلر جذبی (مافلر هیبریدی)، آرایش U شکل مافلر ژنراتور و حالت بدون مافلر) در بارگذاری‌های مختلف موتور ژنراتور در زمان استفاده از یک محفظه آکوستیک در فاصله یک متری از اگزوز در شکل (۵) نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که صدای انشعاب یافته از موتور ژنراتور در حالت بدون مافلر اختلاف زیادی با سایر مافلرها دارد. در همه حالت‌های بارگذاری اولین قله صدا در فرکانس ۳۱/۵ هرتز می‌باشد که مربوط به فرکانس احتراق موتور است. با توجه به اینکه مقادیر مراکز طیف باند ۱/۳ اکتاو میانگین هندسی یک محدوده فرکانسی با کران بالا و پایین می‌باشد، مقادیر تراز فشار صدا در محدوده ۲۲ تا ۴۴ هرتز در مرکز فرکانسی ۳۱/۵ هرتز قابل مشاهده‌اند. بنابراین فرکانس ۳۱/۵ هرتز در شکل (۵) مربوط به صدای احتراق موتور ژنراتور است. همچنین در طیف باند ۱/۳ اکتاو مقادیر تراز فشار صدای اندازه‌گیری شده در محدوده فرکانسی ۴۴ تا ۸۸ هرتز در مرکز فرکانسی ۶۳ هرتز مشاهده می‌شوند؛ بنابراین صدای مربوط به حرکت اجزای مکانیکی و هارمونیک دوم احتراق در مرکز فرکانسی ۶۳ هرتز طیف باند ۱/۳ اکتاو قرار می‌گیرند. این دو قله برای همه حالت‌های مختلف نصب مافلر تکرار شده‌اند و صرفاً مقادیر تراز فشار صدا متفاوت می‌باشند. همانطور که بیان شد قله دوم هارمونیک دوم فرکانس احتراق به علاوه فرکانس اجزای دوار موتور و قطعات مکانیکی است که با فرکانسی معادل دو برابر فرکانس احتراق در حال نوسان و گردش هستند. با توجه به این که هر سیلندر دو سوپاپ دارد، ضربات سوپاپ‌های ورودی هوا و خروجی اگزوز که با فرکانسی معادل دو برابر فرکانس احتراق کار می‌کنند می‌تواند یکی از منابع صدا در این بازه فرکانسی باشد. همچنین در موتور چهار زمانه، دو ضربه پیستون و دو دور گردش میل لنگ در هر چرخه احتراق وجود دارد که می‌تواند منبع دیگر صدا در این فرکانس باشد (Giakoumis et al., 2011).

در حالت بدون مافلر قله‌ها در فرکانس‌های ۳۱/۵، ۶۳ و ۲۰۰ هرتز مشاهده شدند که مقدار تراز فشار صدا در شرایط بی‌باری در قله‌های اول و دوم به ترتیب ۹۷/۹ و ۹۸/۸ دسی بل بدست آمد. به دلیل نبودن مافلر در این حالت، دلیل ایجاد قله سوم در فرکانس ۲۰۰ هرتز می‌تواند هارمونیک احتراق و خروج هوا و گازهای سوخته شده از سیلندر پس از فرآیند احتراق باشد. پس از نصب مافلرها در این فرکانس قله‌ای مشاهده نشد. به‌طور کلی در همه بارگذاری‌ها مافلر جذبی در حوزه فرکانس عملکرد مطلوبی نداشت. این نتیجه با توجه به نتایج بدیست آمده توسط محققان دیگر که مافلر جذبی را برای کاهش صدای موتورهای احتراق داخلی خصوصاً در فرکانس‌های کم مناسب ندانسته‌اند مطابقت دارد (Jerry and Lilly, 2008)؛ لذا در این تحقیق از بررسی دقیق آن اجتناب شده و در مورد عملکرد سه مافلر دیگر (مافلر ژنراتور، آرایش U شکل مافلر ژنراتور و ترکیبی از مافلر ژنراتور و مافلر جذبی) بحث می‌شود.

در کلیه شرایط بارگذاری در فرکانس احتراق (۳۱/۵ هرتز) بهترین عملکرد مربوط به مافلر U شکل بود؛ که دلیل آن را می‌توان تغییر جهت ۹۰ درجه ای گازهای سوخته شده و در نتیجه کاهش سرعت و کاهش صدا دانست. استفاده از این مافلر توانست تراز فشار صدا را به میزان ۲/۲، ۲/۳، ۱/۸، ۳/۴ و ۳ دسی‌بل نسبت به مافلر ژنراتور به ترتیب در سطوح باری ۰، ۲۵، ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد کاهش دهد. کمترین تراز فشار صدا در این فرکانس در سطح بار ۷۵ درصد به مقدار ۷۱/۲ دسی‌بل بود.



WM ژنراتور بدون مافلر، GM مافلر ژنراتور، UGM آرایش U شکل مافلر ژنراتور، CM مافلر هیبریدی (ترکیب مافلر ژنراتور و مافلر جذبی) و DM مافلر جذبی

Figure 5. Generator sound pressure level in 1/3 octave band in side 1 (exhaust side) at different loading conditions.

شکل ۵- طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور ژنراتور در سمت ۱ (سمت آگزوز) در شرایط بارگذاری مختلف.

در قله دوم یعنی فرکانس ۶۳ هرتز مافلر هیبریدی (ترکیبی از مافلر ژنراتور و مافلر جذبی) دارای بهترین عملکرد بود؛ به گونه‌ای که استفاده از



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



این مافلر توانست تراز فشار صدا را در بار ۷۵ درصد نسبت به مافلر ژنراتور به میزان ۵ دسی بل کاهش دهد. از آنجا که صدای تولیدی در این فرکانس ناشی از هارمونیک دوم فرکانس احتراق و صدای حرکت اجزای مکانیکی می باشد می توان توانایی این مافلر را در کاهش صدای ناشی از هارمونیک دوم احتراق دانست. تفتضل تراز فشار صدای ایجاد شده در این فرکانس با فرکانس احتراق بیشتر از ۳ دسی بل است.

قله های بعد از قله دوم مربوط به هارمونیک های صدای احتراق و اجزای مکانیکی می باشند. قله سوم برای سه مافلر U شکل، هیبریدی و مافلر ژنراتور در فرکانس ۱۰۰ هرتز در بار صفر، ۲۵ و ۵۰ درصد مشاهده شد.

مقایسه قله سوم این مافلرها ۸ دسی بل تراز فشار صدای کمتر را برای مافلر هیبریدی نسبت به مافلر ژنراتور در بار صفر درصد نشان داد. در بار ۵۰ درصد، مافلر ژنراتور و U شکل دارای تراز فشار صدای یکسان (۸۲/۶ دسی بل) بودند و مافلر هیبریدی با تراز فشار صدای ۷۸/۵ دسی بل عملکرد بهتری داشت. در مقایسه مقادیر صدای متناظر سه مافلر در این فرکانس با فرکانس احتراق، بهترین عملکرد برای مافلر U شکل با ۳/۵ دسی بل کاهش تراز فشار صدا بدست آمد. در بارهای ۷۵ و ۱۰۰ درصد قله ای در فرکانس ۱۰۰ هرتز مشاهده نشد. به عبارت دیگر با افزایش بار قله ایجاد شده در این فرکانس از بین رفت.

قله ای در فرکانس ۸۰۰ هرتز برای همه مافلرهای مورد بررسی مشاهده شد که علت آن را می توان پدیده رزونانس ایجاد شده به دلیل برخورد گازهای سوخته شده به دیواره های محفظه احتراق دانست. چپاتی و همکاران (۲۰۱۵) نتیجه مشابهی را برای یک موتور احتراق داخلی در فرکانس های زیاد گزارش کردند. در این قله اختلاف فشار صدای سه مافلر ژنراتور، U شکل و هیبریدی کمتر از ۳ دسی بل است. تعداد قله ها با زیادتر شدن بارگذاری موتور افزایش می یابد که دلیل آن را می توان گسترش دامنه نوسان مافلر دانست؛ اما نکته مهم این است که این قله ها به بزرگی قله های متناظر با فرکانس احتراق و اجزای مکانیکی نبوده اند. در ضمن با توجه به کم بودن تراز فشار صدا در این فرکانس نسبت به سایر فرکانس ها می توان از آن ها صرف نظر کرد؛ بنابراین استفاده از این مافلرها مشکل چندانی در ارتباط با ایجاد صداهای بلند در فرکانس های جدید ایجاد نمی کند.

از مباحث مذکور می توان این طور نتیجه گیری کرد که مافلر جذبی برای کاهش صدا در فرکانس های کم مناسب نیست و باید از مافلرهای انعکاسی استفاده نمود. جری و لی لی (۲۰۰۸) بیشترین کاهش صدا را برای یک موتور دیزل مجهز به مافلر انعکاسی در فرکانس های کم (۱۲۵ و ۲۵۰ هرتز) گزارش کردند. مافلرهای جذبی بیشترین کاهش صدا را در فرکانس ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ هرتز دارند؛ بنابراین باید از مافلرهای انعکاسی برای کاهش صدا در فرکانس های کم استفاده نمود.

با توجه به آزمایش های انجام شده مشخص گردید که بیشترین صدا در بازه فرکانسی ۳۱/۵ تا ۲۰۰ هرتز می باشد که همان محدوده فرکانس غالب موتور است (محدوده فرکانسی که بیشترین صدا در آن تولید می شود). تاندون و همکاران (۱۹۹۸) محدوده فرکانسی ۲۶۵ تا ۵۵۵ هرتز را به عنوان فرکانس غالب موتور برای موتور ژنراتور کوچک بنزین سوز ۸۰۰ وات معرفی کردند.

۳-۲- تراز صدای کلی موتور ژنراتور

شکل (۶) تراز صدای کلی در مقیاس A موتور ژنراتور برای انواع مافلرهای مورد مطالعه در بارگذاری های مختلف را نشان می دهد. همان طور که در شکل مشخص است در کلیه سطوح بار بیشترین صدا پس از حالت بدون مافلر مربوط به مافلر جذبی است به طور کلی مافلر هیبریدی و U شکل دارای بهترین عملکرد در کلیه سطوح باری می باشند.

متوسط تراز صدای کلی ایجاد شده برای هر کدام از حالت های نصب مافلر (مافلر ژنراتور، U شکل، جذبی، هیبریدی و بدون مافلر) در جدول (۱) ارائه شده است. همان طور که در جدول مشاهده می شود میانگین صدای کلی موتور ژنراتور بدون مافلر ۱۱۱ دسی بل (A) اندازه گیری شد. رحمان و همکاران (۲۰۰۵) به طور کلی صدای موتورهای احتراقی بدون استفاده از صدا خفه کن را براساس نوع و اندازه، در محدوده ۱۰۰ تا ۱۳۰ dB(A) گزارش نموده اند (Rahman et al., 2005). پس از نصب مافلر ژنراتور (مافلر نصب شده در کارخانه) صدا به ۹۲ دسی بل (A) کاهش یافت. مافلرهای U شکل و هیبریدی صدای موتور ژنراتور را کاهش داده و عملکرد خوبی در تضعیف صدا داشتند.

عملکرد آکوستیکی (تفاوت تراز فشار صدای مافلر ژنراتور با تراز فشار صدا در حالت بدون مافلر در نقطه ای بیرون از محفظه در سمت آگزوز) برای مافلر ژنراتور اندازه گیری شده و نمودار حوزه فرکانس آن در شکل (۷) نشان داده شده است. همان طور که در شکل مشخص است بیشترین کاهش صدا در فرکانس احتراق (۳۱/۵ هرتز) اتفاق افتاده است که با توجه به این که مافلر مورد استفاده انعکاسی است این نتیجه مورد انتظار است.

¹ Jerry and Lilly

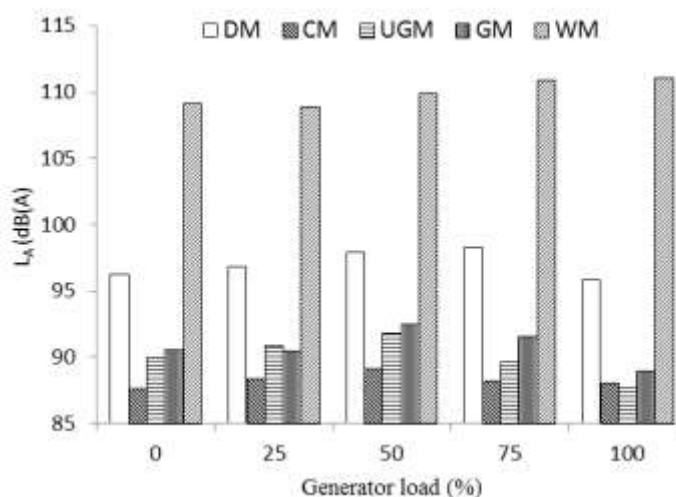


Figure 6. Generator overall sound pressure for several modes of muffer usage at different loading conditions.

شکل ۶- تراز کلی صدا برای حالت‌های مختلف مافلرها در شرایط بارگذاری متفاوت

Table 1. The mean of overall sound pressure for several modes of muffer and enclosure usage in 1 m distance of generator.

جدول ۱- متوسط تراز صدای کلی ایجاد شده توسط هر یک از مافلرها در فاصله یک متری از موتور ژنراتور

Generator sound pressure level (dB(A))	Muffer type
111	Without enclosure and muffer (WM)
92	Acoustic enclosure with generator muffer(GM)
87.5	Acoustic enclosure with U type muffer(UGM)
95	Acoustic enclosure with absorptive muffer(DM)
87	Acoustic enclosure with hybrid muffer(CM)

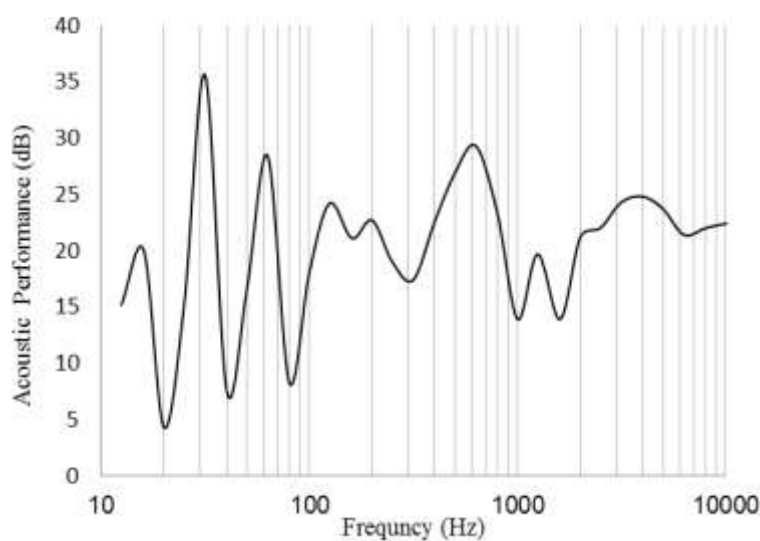


Figure 7. The acoustic performance of generator muffer in 1/3rd octave band.

شکل ۷- عملکرد آکوستیکی اندازه‌گیری شده مافلر موتور ژنراتور در باند ۱/۳ اکتاو



۴- نتیجه گیری و پیشنهادها

بر اساس نمودار صدای موتور ژنراتور در باند یک سوم اکتاو مافلر جذبی در حوزه فرکانس عملکرد مطلوبی از خود نشان نداد. در مقابل، مافلر U شکل و یا مافلر هیبریدی توانستند صدا را به میزان قابل قبولی کاهش دهند. فرکانس غالب این موتور در محدوده ۳۱/۵ تا ۲۰۰ هرتز قرار داشت و بیشترین تراز فشار صدا را به همراه داشت. بنابراین منابع اصلی تولید صدای موتور مربوط به صدای احتراق، صدای اجزای متحرک موتور و پدیده رزونانس ایجاد شده به دلیل برخورد گازهای سوخته شده به دیواره‌های محفظه احتراق است. همچنین بر اساس نمودار عملکرد آکوستیکی مافلر ژنراتور که یک مافلر انعکاسی است مشخص گردید که بیشترین کاهش صدا مربوط به فرکانس احتراق موتور می‌باشد. با توجه به این‌که اختلاف صدای منتشره بین این دو مافلر ۰/۵ دسی‌بل است؛ چنانچه به جای استفاده از لوله در ادامه مافلر ژنراتور از یک مافلر انعکاسی دیگر استفاده شود، انتظار کاهش بیشتر صدای موتور ژنراتور نسبت به ترکیب مافلر ژنراتور و مافلر جذبی خواهد بود.

۵- مراجع

- Barbieri, R., & Barbieri, N. (2006). Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. *Applied Acoustics*, 67(4), 346-357.
- Biswas, S. (2010). Combination muffler is more effective than reactive muffler even in small size. In *Frontiers in Automobile and Mechanical Engineering (FAME)*, (pp. 344-349). IEEE.
- Chavan, N., & Wadkar, D. S. (2013). Design and performance measurement of compressor exhaust silencer by CFD. *International Journal of Scientific Research, ISSN*, (2277-8179), 156-158.
- Chiatti, G., Chiavola, O., Palazzoni, M., & Palmieri, F. (2015). *Diesel Spray Modeling Under Off-Axis Needle Displacement* (No. 2015-01-0922). SAE Technical Paper.
- Crocker, M. J. (Ed.). (2007). *Handbook of noise and vibration control*. John Wiley & Sons.
- Crocker, M. J. (Ed.). (2007). *Handbook of noise and vibration control*. John Wiley & Sons.
- De Lima, K. F., Lenzi, A., & Barbieri, R. (2011). The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques. *Applied Acoustics*, 72(4), 142-150.
- Giakoumis, E. G., Dimaratos, A. M., & Rakopoulos, C. D. (2011). Experimental study of combustion noise radiation during transient turbocharged diesel engine operation. *Energy*, 36(8), 4983-4995.
- Irwin, J. D., & Graf, E. R. (1979). *Industrial noise and vibration control*.
- Jerry, G., & Lilly, P. (2008). *Engine Exhaust Noise Control*. JGL Acoustics, 22.
- Ju, H. D., Lee, S. B., Jeong, W. B., & Lee, B. H. (2004). Design of an acoustic enclosure with duct silencers for the heavy duty diesel engine generator set. *Applied Acoustics*, 65(4), 441-455.
- Munjal, M. L. (2014). *Acoustics of ducts and mufflers*. John Wiley & Sons.
- Pal, S., Golan, T. S., Kumar, V., Jain, V., Ramdas, N., & Sharma, O. P. (2014). Design of a muffler & effect of resonator length for 3 cylinder SI engine. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 11(3), 1-7.
- Patel, M., Sen, P.K. & Sahu, G. (2015). A review on noise sources and methods of reduction of noise in diesel engines. *International journal of engineering sciences & research technology*; 4(10): 601-607.
- Rahman, M., Sharmin, T., Hassan, A. F. M. E., & Al Nur, M. (2005). Design and construction of a muffler for engine exhaust noise reduction. In *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering ICME* (pp. 28-30).
- SAE J1074. (2000). Engine Sound Level Measurement Procedure.
- Shah, S., Kuppli, S., Hatti, K., & Thombare, D. (2010). *A practical approach towards muffler design, development and prototype validation* (No. 2010-32-0021). SAE Technical Paper.
- Snyder, S. D. (2012). *Active noise control primer*. Springer Science & Business Media.
- Sun, H., An, F., Wu, M., & Yang, J. (2015). Experiments on performances of active-passive hybrid mufflers. In *The 22nd International Congress on Sound and Vibration*.
- Tandon, N., Nakra, B. C., Ubhe, D. R., & Killa, N. K. (1998). Noise control of engine driven portable generator set. *Applied Acoustics*, 55(4), 307-328.
- Yang, T. C., & Tsai, S. S. (2014). Design optimization of an industrial muffler by Taguchi method. In *Advanced Materials Research* (Vol. 871, pp. 277-282). Trans Tech Publications