



بررسی تاثیر سرعت و بارگذاری موتور بر صدای منتشره از آن با استفاده از امولسیون آب گازوییل

محمد رضا سیفی*^۱، زهرا قربانی^۲، سید رضا حسن بیگی^۳، برات قبادیان^۴

^۱ استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه اراک m-r-seifi@araku.ac.ir

^۲ فارغ التحصیل مقطع دکتری تخصصی، دانشگاه تهران z.ghorbani90@ut.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 مطالعه نتایج بررسی صدای منتشره از موتور دیزل با استفاده از ترکیبات مختلف امولسیون آب گازوئیل (۲، ۵، ۸ و ۱۰ درصد) و گازوئیل خالص (به عنوان سوخت شاهد) ارائه شده است. مقایسه‌ها در چهار حالت بارگذاری ۲۵، ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد و شش سرعت ۱۵۰۰ تا ۲۷۵۰ دور بر دقیقه با نرخ افزایشی ۲۵۰ دور بر دقیقه انجام شد. هیچ گونه تغییری در ساختار موتور اعمال نشد. برای تعیین میزان تاثیر سرعت، بارگذاری و نوع سوخت بر مقادیر انتشار اکسیدهای نیتروژن از رگرسون چند متغیره گام به گام استفاده شد. همچنین برای ارزیابی وجود تفاوت معنی دار بین نتایج بدست آمده از آزمون چند دامنه‌ای دانکن استفاده شد. نتایج نشان داد که در همه بارگذاری ها با افزایش سرعت موتور تراز فشار صدا به صورت خطی افزایش می‌یابد. بیشترین میزان انتشار صدا برای سوخت دیزل در بیشترین سرعت و بارگذاری (۱۰۴/۸۵ دسی-بل) بود. نتایج نشان داد که در همه بارگذاری ها با افزایش سرعت موتور، تغییرات صدای موتور با استفاده از سوخت دیزل از امولسیون‌ها بیشتر است. صدای کمتر موتور با استفاده از امولسیون‌ها در مقایسه با سوخت دیزل در سرعت بیشینه موتور می‌تواند به حفظ سلامت شنوایی افرادی که در اطراف موتور کار می‌کنند کمک کند.

کلمات کلیدی: موتور دیزل، امولسیون آب گازوئیل، سرعت موتور، بارگذاری موتور، سلامت شنوایی بشر

Investigating the effect of engine speed and loading condition using water-diesel emulsion on the engine noise emission

Mohammad Reza seifi^{1*}, Zahra Ghorbani², Seyed Reza Hassan-Beygi³, Barat Ghobadian⁴

¹ Department of Biosystem Mechanics, Arak University, Email: m-r-seifi@araku.ac.ir.

² PhD graduate, University of Tehran. *Email: z.ghorbani90@ut.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

In the present study, the results of an investigation on a direct injection diesel engine using water-diesel emulsions (2%, 5%, 8% and 10% water by volume) are reported. The engine was run at different engine speeds ranging from 1500 to 2750 rpm, with steps of 250 rpm, and four engine loading conditions (25%, 50%, 75% and 100%). No change in engine components and fuel injection systems was made. The effect of engine speed, loading condition and fuel type was evaluated with multivariate stepwise regression. Further, the Duncan's multiple range tests was used to evaluate the significant difference between the mean values of measured engine noise emission with respect to change in the independent variables. The results showed linear increase in engine noise with the increase in its speed at different loading condition. The greatest noise was obtained for engine running with neat diesel at the maximum engine speed and loading condition (104.85 dB(A)). The engine noise increase for neat diesel was higher than emulsions when increasing its speed at different loading condition. Lower engine noise for emulsions than neat diesel at the maximum engine speed and loading condition could protect human ears from excessive noise



Keywords: Diesel engine, water-diesel emulsion, engine speed, loading condition, human hearing health

۱- مقدمه

امروزه موتورهای دیزل در انجام کارهای سخت و سنگین و عملیات کشاورزی در مدت زمان‌های بسیار طولانی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در سال‌های اخیر بدلیل بازده مکانیکی زیاد، در انجام کارهای سبک نیز این موتورها استفاده گسترده‌ای پیدا کرده‌اند. بازده مکانیکی زیاد موتورهای دیزل بدلیل نسبت‌های تراکم بالاتر و غلظت بیشتر اکسیژن در محفظه احتراق است. اما صدای زیاد حاصل از این موتورها یکی از معایب بزرگشان می‌باشد که می‌تواند از نظر جسمی، روحی و اجتماعی بر زندگی انسان تاثیر مخرب داشته باشد (کروکر و ایوانف، ۱۹۹۳). لذا انجمن‌های مختلف در سراسر دنیا از جمله NIOSH با تعریف استانداردهایی برای میزان مواجهه مجاز با صدا در جهت کاهش اثرات مخرب صدا حرکت کرده‌اند. مواجهه با ۸۵ دسی بل صدا به مدت ۸ ساعت یا ۸۸ دسی بل به مدت ۴ ساعت در روز به عنوان یک دوز صدا تعریف شده است. مهمترین منبع تولید صدا در ماشین آلات دیزلی، موتور (حسن بیگی، ۲۰۰۴) و مهمترین منبع صدای موتور، احتراق می‌باشد (قبادیان، ۱۹۹۴). لذا مطالعات گسترده‌ای در راستای کاهش صدای تولیدی موتور صورت گرفته است. غفارپور و نورپور (۲۰۰۷) از روش پاشش جداگانه و نگوپان و میکامی (۲۰۱۳) با افزایش ده درصد هیدروژن به هوای ورودی سعی در کنترل صدای احتراق نموده‌اند. موتورهای دیزل آلاینده‌های نامطلوبی حین فرایند احتراق تولید می‌کنند که عمده این آلاینده‌ها اکسیدهای نیتروژن (NO_x)، هیدروکربن‌های نسوخته، اکسیدهای کربن و اکسیدهای گوگرد و دیگر ذرات کربنی و دوده می‌باشند. این آلاینده‌ها بر وضعیت چوبی تاثیر گذاشته و باعث بروز مشکلاتی مانند گرم شدن کره زمین، آلودگی هوا، باران‌های اسیدی، مشکلات تنفسی و غیره می‌گردند. لذا قوانین سخت گیرانه‌ای برای کاهش مقدار آلاینده‌های این موتورها در سراسر دنیا وضع گردیده است. یکی از راه‌های کاهش این آلاینده‌ها، استفاده از سوخت‌ها با بازده احتراقی مناسب می‌باشد. امولسیون آب گازوئیل به عنوان یکی از بهترین جایگزین‌های سوخت دیزل در سرتاسر دنیا مطرح شده است (موسولوس و همکاران، ۲۰۰۳) که برای استفاده نیاز به هیچ گونه اصلاحاتی در موتور ندارد (فهد و همکاران، ۲۰۱۳). امولسیون با کاهش دمای اشتعال می‌تواند تولید اکسید نیتروژن حاصل از احتراق را کاهش دهد و همچنین با قابلیت اتمیزاسیون بسیار بهتر از دیزل بازده احتراق بیشتری را در پی داشته باشد. با توجه به بزرگی مشکل آلودگی در کشور و به خصوص کلان شهرها استفاده از امولسیون می‌تواند به عنوان بهترین راه حل کاهش آلودگی باشد. لذا می‌بایست در رابطه با آلودگی صوتی موتورهای دیزل با استفاده از امولسیون آب-گازوئیل نیز مطالعه کرد تا تاثیر آن را بر سلامت شنوایی افرادی که در کنار این موتورها کار می‌کنند تعیین نمود. در این مطالعه صدای موتور دیزل با استفاده از امولسیون اندازه‌گیری شده و با گازوئیل خالص مقایسه می‌شود.

۲- مواد و روشها

۲-۱- مقدمات آزمایش

گازوئیل مورد استفاده در این آزمایش دارای استاندارد یورو ۴ می‌باشد. برای تهیه امولسیون، گازوئیل و آب مقطر به نسبت حجمی مورد نظر (۲، ۵، ۸ و ۱۰ درصد) با هم مخلوط می‌شوند. برای تهیه امولسیون، گازوئیل و آب مقطر به نسبت حجمی مورد نظر (۲، ۵، ۸ و ۱۰ درصد) با هم مخلوط می‌شوند. با استفاده از یک همزن، عمل اختلاط آب و گازوئیل انجام می‌گیرد. با توجه به عدم تمایل دو مایع برای اختلاط با یکدیگر، در صورت تلاش برای مخلوط کردن این دو مایع با روش عادی (هم زدن ترکیب) مخلوط پایداری تولید نمی‌شود و در مدت زمان کوتاهی پس از پایان عملیات هم زدن، دو مایع از یکدیگر جدا می‌شوند. به منظور تامین پایداری امولسیون‌ها، فعال کننده سطحی Span 80 به میزان دو درصد حجمی به محلول استفاده گردید که بر نیروهای چسبندگی مولکول‌های دو مایع غلبه کرده و دو فاز شدن مخلوط را تا مدت زمان معینی به تعویق می‌انداخت. مشخصات موتور مورد استفاده در جدول (۱) آورده شده است

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل.

Table 1. Diesel engine specifications

Lombardini 9LD 625-2	Model
2	No. of cylinders
88 mm	Stroke
95 mm	Bore
1.27 L	Cylinder Volume
(19 kW)	Maximum power at 3000 rpm
67 N.m	Maximum torque at 3000 rpm

برای بارگذاری موتور و رسیدن به سرعت‌های ۱۵۰۰ تا ۲۷۵۰ دور بر دقیقه با نرخ افزایشی ۲۵۰ دور بر دقیقه از دینامومتر مدل Borghi e Saveri استفاده شد (شکل ۱). دقت اندازه‌گیری توان و گشتاور این دینامومتر به ترتیب ۰/۱ کیلووات و یک نیوتن‌متر و دقت اندازه‌گیری سرعت دورانی یک دور بر دقیقه بود. اعمال بار به موتور به صورت دستی و به کمک کنترل از راه دور دینامومتر انجام شد. سرعت دورانی موتور و مقادیر توان و گشتاور در هر سرعت از روی نمایشگر کنترل از راه دور قابل رؤیت بود. میزان گشتاور مورد نیاز برای بارگذاری‌ها از پیش تعیین شده و با اندازه‌گیری گشتاور بیشینه موتور بدست آمد.



Figure 1. Borghi e Saveri Dynamometer

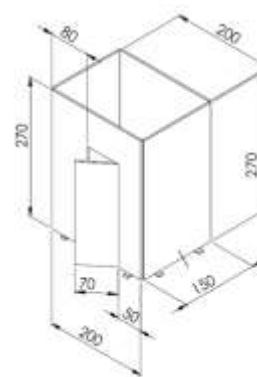
شکل ۱- دینامومتر Borghi e Saveri

۲-۲- اندازه‌گیری صدا

آزمایش‌ها داخل یک اتاق آکوستیک انجام گرفت که نمای طراحی شده آن در بخش الف شکل (۲) و نمای ساخته شده آن در بخش ب این شکل مشاهده می‌گردد. برای ساخت این اتاق از ملاحظات استاندارد ISO 15667 استفاده شد. ابعاد حداقلی یک محفظه براساس این اصل شکل می‌گیرد که هیچ بخشی از موتور نباید با دیواره محفظه در تماس باشد. به علاوه میدانهای مغناطیسی نیز می‌توانند تعیین کننده ابعاد حداقلی باشد. فوم جاذب مورد استفاده ساخت شرکت Flexolan آلمان با ضخامت ۲ سانتی‌متر، جرم حجمی ۰/۲۵ کیلوگرم بر متر مکعب و هدایت حرارتی ۰/۰۴ وات بر متر درجه کلون می‌باشد. براساس استاندارد SAE J1074 میکروفون در فاصله یک متری از موتور و در ارتفاع اگزوز نصب گردید. با توجه به این‌که بیشترین فرکانسی که گوش انسان قادر به درک آن است ۲۰۰۰۰ هرتز می‌باشد براساس قاعده نایکوئیست، که می‌بایست سرعت نمونه‌گیری حداقل دو برابر گوش انسان باشد، سرعت نمونه‌گیری ۴۸۰۰۰ هرتز انتخاب شد. داده‌ها با رزولوشن ۱۶ بیت ذخیره شدند.



(ب)



(الف)

Figure 2. a) Designed and b) fabricated acoustic room

شکل ۲- نمایی از اتاق آکوستیک الف- طراحی شده و ب- ساخته شده.

برای اندازه‌گیری صدا از سامانه جمع‌آوری داده‌های صدا (مدل National Instruments) به همراه یک میکروفون ROGA-MI17 (۱/۴ اینچ، حساسیت ۵۰ میلی‌ولت بر پاسکال، قابلیت اندازه‌گیری صدا تا ۱۳۰ دسی بل و پاسخ فرکانسی تخت در محدوده ۱۰ هرتز تا ۲۰ کیلوهرتز) استفاده



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



شد (شکل ۳). با استفاده از سامانه جمع آوری داده صدای اندازه‌گیری شده موتور در رایانه ثبت شد.



Figure 3. a) Data acquisition system and b) ROGA-MI17 Microphone

شکل ۳- الف- سامانه جمع آوری داده و ب- میکروفون ROGA-MI17

وظیفه کارت صدا آماده‌سازی سیگنال‌ها جهت پخش و دریافت سیگنال‌های ورودی از میکروفون و آماده کردن آنها برای ذخیره در رایانه است. از آنجایی که صدا یک سیگنال آنالوگ (قیاسی) است که به‌صورت موج پیوسته انتشار می‌یابد، برای ذخیره‌سازی صدا در رایانه لازم است که سیگنال‌های آنالوگ به بیت‌های رقمی (دیجیتال) تبدیل شوند. اغلب کارت‌های صدایی که امروزه استفاده می‌شوند از نوع PCI بوده که روی برد اصلی رایانه نصب می‌گردند. در این تحقیق از کارت صدای داخلی بر روی رایانه همراه با HP Pavilion g6 حافظه ۶ GB و پردازنده Core i5 (2.67 GHz) استفاده شد.

صداسنج از طریق یک کابل اتصال مونو به درگاه ورودی کارت صدا متصل می‌شود. امواج صدا از طریق میکروفون به کارت صدا منتقل شده و پس از تبدیل به پالس‌های دیجیتال در قالب (PCM *.wav) ذخیره شدند. در هنگام ضبط صدای دیجیتال، کیفیت نمونه‌گیری با واحد هرتز و رزولوشن با تعداد بیت اندازه‌گیری می‌شود. هرچه فرکانس نمونه‌گیری بیشتر باشد کیفیت صدا بهتر می‌شود اما حجم فایل هم بیشتر می‌شود. هرچه تعداد بیت‌های اختصاص یافته به نمونه‌ها بیشتر باشد سیگنال دارای کیفیت بالاتر و نویز کمتر است؛ ولی حجم فایل افزایش می‌یابد. هر چقدر تعداد نمونه‌ها در ثانیه بیشتر باشد هنگام تبدیل بازسازی سیگنال، تغییر شکل کمتری در آن ایجاد می‌شود.

سیگنال‌های صدای اندازه‌گیری شده خام بوده و نیاز به تحلیل دارند. به‌منظور تحلیل سیگنال‌های فشار صدا در حوزه زمان لازم است سیگنال‌های خام ضبط شده به سیگنال‌هایی با واحد پاسکال تبدیل شوند. برای به‌دست آوردن ضریب تبدیل از کالیبراتور صداسنج با فرکانس ۱۰۰۰ هرتز و تراز فشار صدای ۹۴ dB استفاده گردید. عمل تبدیل داده‌ها، توسط کد نوشته شده در MATLAB صورت می‌گیرد.

شناسایی و کمی کردن اثر هر یک از متغیرها بر صدای منتشر شده از موتور با بررسی سیگنال صدا در حوزه زمان بسیار مشکل است. همچنین به‌دلیل وابستگی پاسخ گوش انسان و احساس صدا به فرکانس، تحلیل در حوزه فرکانس انجام می‌شود (Harrison, 2004). در تحقیق حاضر برای انتقال سیگنال از حوزه زمان به حوزه فرکانس، از روش تبدیل فوریه سریع (FFT) استفاده شد. تبدیل حوزه زمان به فرکانس، طیف باند باریک تراز فشار صدا را نتیجه می‌دهد. مشاهده تغییرات در طیف باند باریک، به‌ویژه در فرکانس‌های زیاد که میزان پایداری سیگنال‌های طیف باند باریک کم است، کار نسبتاً مشکلی است؛ به‌گونه‌ای که با کوچکترین تغییر در مقدار فرکانس امکان تغییر مقادیر تراز فشار صدا وجود دارد. وجود این نوع تغییر در سیگنال، فرایند مقایسه سیگنال صدا را برای تیمارهای مختلف بسیار مشکل می‌کند. برای ایجاد امکان مقایسه بین تیمارهای مختلف از تراز فشار صدای کل استفاده می‌شود که پایداری بیشتر سیگنال صدا را به همراه دارد. قله‌های بسیار مرتفع و دره‌های بسیار عمیق که در سیگنال‌های باند باریک وجود دارند، در طیف باند پهن و تراز فشار صدای کل وجود ندارند. بنابراین تغییرات گذرا در این طیف خود به خود حذف می‌گردند. مقادیر مراکز طیف باند ۱/۳ اکتاو سیگنال‌های صدا میانگین هندسی یک محدوده فرکانسی با کران بالا و پایین می‌باشند. مراحل به دست آوردن طیف‌های باند ۱/۳ اکتاو در شکل (۱۲-۳) بصورت شماتیک نشان داده شده است. همان‌طور که اشاره شد مهم‌ترین گام در انتقال سیگنال از حوزه زمان به حوزه فرکانس، تبدیل FFT است. تبدیل FFT در ادامه روش‌های تبدیل فوریه (FT) و تبدیل فوریه گسسته (DFT) حاصل شده است. تجزیه سیگنال توسط این مبدل‌ها همانند تجزیه نور با منشور است.

اساس کار این تبدیل، معرفی سیگنال بصورت مجموعی از اجزای هارمونیک (سینوسی) و یا نمایی مختلط می‌باشد. فرق تبدیل فوریه با سری فوریه در این است که سری فوریه یک سیگنال متناوب را به‌صورت دنباله‌ای از جملات سینوسی نشان می‌دهد، در حالی که تبدیل فوریه شامل بیان یک سیگنال با انرژی محدود (باند محدود) به‌صورت دنباله‌ای از جملات سینوسی می‌باشد (شکل ۴).

! Fast Fourier Transform

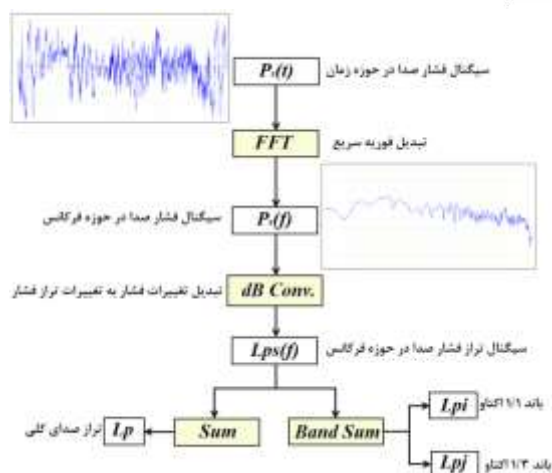


Figure 4. Signal transformation from time domain to frequency domain and 1/1 and 1/3 octave band

شکل ۴- فرآیند تبدیل سیگنال فشار از حوزه زمان به حوزه فرکانس و باندهای اکتاو و ۱/۳ اکتاو (حسن بیگی، ۱۳۸۲).

الگوریتم‌های فراوانی برای محاسبه DFT وجود دارد. یکی از این الگوریتم‌ها N-DFT نقطه‌ای است که به آن الگوریتم FFT می‌گویند. الگوریتم‌های FFT برای دستیابی به بیشترین کارایی باید تمام N مقدار DFT را حساب کنند. روش‌های متعددی برای اندازه‌گیری پیچیدگی و کارآمدی پیاده‌سازی یک الگوریتم وجود دارد و نتیجه نهایی به فناوری موجود برای پیاده‌سازی و نوع کاربرد بستگی دارد. تعداد ضرب و جمع‌های لازم به‌عنوان معیار پیچیدگی محاسباتی در نظر گرفته می‌شوند و با سرعت محاسبه هنگام پیاده‌سازی الگوریتم در رایانه یا یک پردازنده با کاربرد خاص نسبت مستقیم دارند. ابتدا محاسبه مستقیم DFT در نظر گرفته می‌شود. معادلات تبدیل فوریه گسسته (DFT) مورد استفاده در پردازش سیگنال‌های صدا به‌صورت زیر است:

$$X(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k) e^{-j(2\pi/N)nk} \quad N=0,1,\dots,n-1 \quad (1)$$

$$x(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} X(n) e^{j(2\pi/N)nk} \quad k=0,1,\dots,N-1 \quad (2)$$

معادله (۱) تبدیل فوریه گسسته و معادله (۲) عکس تبدیل فوریه گسسته می‌باشد. حاصل جمع معادله (۱) برای هر $X(n)$ عددی مختلط است که می‌توان آن را با رابطه زیر نشان داد:

$$X(n) = a_n + jb_n \quad (3)$$

که در آن a_n قسمت حقیقی عدد مختلط و jb_n قسمت موهومی آن می‌باشد. مقدار $X(n)$ دامنه فرکانس n ام در حوزه فرکانس را نشان می‌دهد و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$|X(n)| = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (4)$$

برای بدست آوردن الگوریتم کولی-توکی بر مبنای $2k$ نوشتن معادله (۱) به‌صورت زیر مناسب‌تر است:

$$X(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k) W_N^{kn} \quad k=0,1,\dots,N-1 \quad (5)$$

که در آن

$$W_N = \exp\left[\frac{-j2\pi}{N}\right] \quad (6)$$

مجموع تبدیل فوریه گسسته معادله (۵) را می‌توان به‌صورت مجموع جملات فرد و جملات زوج نشان داد. با فرض این‌که $k=2r$ نشان دهنده جملات زوج و $k=2r+1$ نشان دهنده جملات فرد باشد، داریم:

$$X(n) = \sum_{r=0}^{(N/2)-1} x(2r) W_N^{2rm} + \sum_{r=0}^{(N/2)-1} x(2r+1) W_N^{(2r+1)n} \quad (7)$$

با در نظر داشتن



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



$$X(n) = \sum_{r=0}^{(N/2)-1} x(2r)W_{N/2}^{rn} + W_N^n \sum_{r=0}^{(N/2)-1} x(2r+1)W_{N/2}^{rn} \quad (8)$$

می توان معادله (۶) را به صورت زیر نوشت:

$$W_N^{2rn} = e^{-j(2\pi/N)(2rn)} = e^{-j(2\pi/(N/2)(rn)} = W_{N/2}^{rn} \quad (9)$$

حال برای $X(n)$ خواهیم داشت:

$$X(n) = G(n) + W_N^n H(n) \quad n=0,1,\dots,N-1 \quad (10)$$

که در آن $G(n) = \sum_{r=0}^{(N/2)-1} x(2r)W_{N/2}^{rn}$ و $H(n) = \sum_{r=0}^{(N/2)-1} x(2r+1)W_{N/2}^{rn}$ می باشند و به ترتیب DFT های $N/2$ نقطه ای نقاط با اندیس زوج و فرد $x(k)$ هستند. اگرچه اندیس فرکانسی n بین مقادیر صفر تا $N-1$ تغییر می کند؛ اما تنها محاسبه $N/2$ مقادیر $G(n)$ و $H(n)$ لازم است، زیرا هر دو نسبت به n متناوب بوده و دوره تناوب آن ها $N/2$ است. با فرض در دسترس بودن الگوریتمی برای محاسبه یک DFT دارای $N/2$ نقطه، می توان DFT های $N/2$ -نقطه ای $G(n)$ و $H(n)$ را طبق رابطه ای ترکیب کرد تا DFT های N -نقطه ای دنباله زمانی $x(k)$ فراهم شود. می توان روش دسته بندی را ادامه داد تا یک سری از DFT های دو نقطه ای برای طبقه اول محاسبه DFT N -نقطه ای به دست آید. از آنجا که در این الگوریتم نمونه های ورودی به طور متوالی به دسته های کوچک تر تقسیم می شوند، الگوریتم حاصل به عنوان الگوریتم دسته بندی در زمان شناخته می شود.

با توجه به این که صدای منتشر شده از موتور توسط راننده و اطرافیان شنیده می شود، لازم است مقادیر تراز فشار صدای کلی در مقیاس وزنی A مورد بررسی قرار گیرند. برای اندازه گیری تراز فشار کلی صدا (Lpt) از روابط زیر استفاده شده است (گلمحمدی، ۱۳۸۲):

$$Lpt = 10 \log \left[\sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right] \quad (11)$$

$$L_{pi} = 10 \log \left(\frac{P_i}{P_0} \right)^2 \quad (12)$$

با توجه به مطالعات پیشین انجام شده در ارتباط با صدای موتور، یکی از قله های غالب صدا مربوط به فرکانس احتراق موتور می باشد؛ لذا لازم است فرکانس احتراق موتور در سرعت های مختلف تعیین شود. برای یک موتور چهار زمانه فرکانس احتراق موتور (f) بدین شکل محاسبه می شود:

$$f = \frac{n \times x}{2 \times 60} \quad (13)$$

که در این رابطه n سرعت چرخشی موتور بر حسب دور بر دقیقه و x تعداد سیلندر می باشد. مقادیر تراز فشار صدای کلی خطی و مقیاس وزنی A برای تمام آزمایش ها در موقعیت راننده و اطرافیان با احتساب ۳ تکرار محاسبه شد. مقایسه میانگین ها توسط آزمون چند دامنه ای دانکن انجام گرفت.

۳-۲- رگرسیون چند متغیره خطی

پس از انجام اندازه گیری ها و بررسی اولیه نتایج، میزان تاثیر متغیرهای مستقل بر متغیرهای اندازه گیری شده توسط تحلیل رگرسیون چند متغیره خطی ارزیابی شد. منظور از مدل خطی معادله ای است که نسبت به ضرایب خطی باشد. براساس این تعریف چند جمله ای ها در گروه معادلات خطی قرار می گیرند. مدل رگرسیون چند متغیره دارای شکل عمومی زیر است:

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (14)$$

در این رابطه y بردار $n \times 1$ مشاهدات، X ماتریس $n \times p$ متغیرهای مستقل مدل، β بردار $p \times 1$ ضرایب و ε بردار $n \times 1$ خطاها است. به منظور انجام تحلیل رگرسیون چند متغیره در این تحقیق از نرم افزار SAS استفاده شد.

۳- نتایج و بحث

بخش های مختلف شکل ۷ مقادیر تراز صدای کلی منتشر شده از موتور را برای سوخت های مختلف در سرعت ها و بارگذاری های متفاوت نشان می دهد. همانطور که در شکل مشخص است، تحلیل رگرسیون افزایش خطی صدای موتور با افزایش سرعت در بارگذاری های مختلف را با ضریب تعیین زیاد نشان می دهد. همچنین از این شکل مشاهده شد که با افزایش دور موتور تراز صدای کلی آن برای امولسیون با شیب کمتری نسبت به

سوخت دیزل افزایش یافت.

به عبارت دیگر برای همه بارگذاری‌های موتور تغییرات صدای آن در سرعت‌های مختلف برای امولسیون‌ها کمتر از سوخت دیزل است؛ به گونه‌ای که در همه بارگذاری‌ها از سرعت ۱۵۰۰ تا ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، صدای منتشره از موتور با استفاده از سوخت دیزل از امولسیون‌ها کمتر بود. مقایسه بخش‌های مختلف شکل نشان می‌دهد که بیشترین اختلاف در این محدوده سرعت بین صدای موتور با استفاده از سوخت دیزل و امولسیون‌ها (۱/۷ dB(A)) در بار ۵۰ درصد موتور در سرعت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه بود.

با افزایش سرعت موتور، اختلاف بین صدای آن با استفاده از سوخت دیزل و امولسیون‌ها کاهش می‌یابد و در سرعت ۲۲۵۰ دور بر دقیقه و بارگذاری ۲۵ درصد، صدای منتشره از موتور با استفاده از سوخت دیزل به میزان ناچیزی از امولسیون‌ها کمتر بود (شکل ۷، الف). با افزایش بارگذاری در این سرعت، صدای موتور با استفاده از سوخت دیزل افزایش نسبی در مقایسه با امولسیون‌ها نشان داد؛ به گونه‌ای که در بارگذاری‌های ۷۵ درصد و ۱۰۰ درصد، صدای منتشر شده از موتور با استفاده از سوخت دیزل بیشتر از امولسیون‌ها شد (شکل ۷، ج و د).

در سرعت‌های ۲۵۰۰ و ۲۷۵۰ دور بر دقیقه، صدای منتشره از موتور برای سوخت دیزل نسبت به امولسیون‌ها افزایش یافت و بیشتر از امولسیون‌ها شد. مقایسه قسمت‌های مختلف شکل ۷ نشان می‌دهد که بیشترین اختلاف بین سوخت دیزل و امولسیون‌ها در بیشترین دور موتور (۲۷۵۰ دور بر دقیقه) می‌باشد. این اختلاف با افزایش بار روند افزایشی داشت به گونه‌ای که بیشترین مقدار آن در بار کامل موتور به مقدار ۲/۶ دسی‌بل مشاهده گردید (شکل ۷، د). در همه حالت‌های کاری موتور، تفاوت بین امولسیون‌ها چندان قابل ملاحظه نبود.

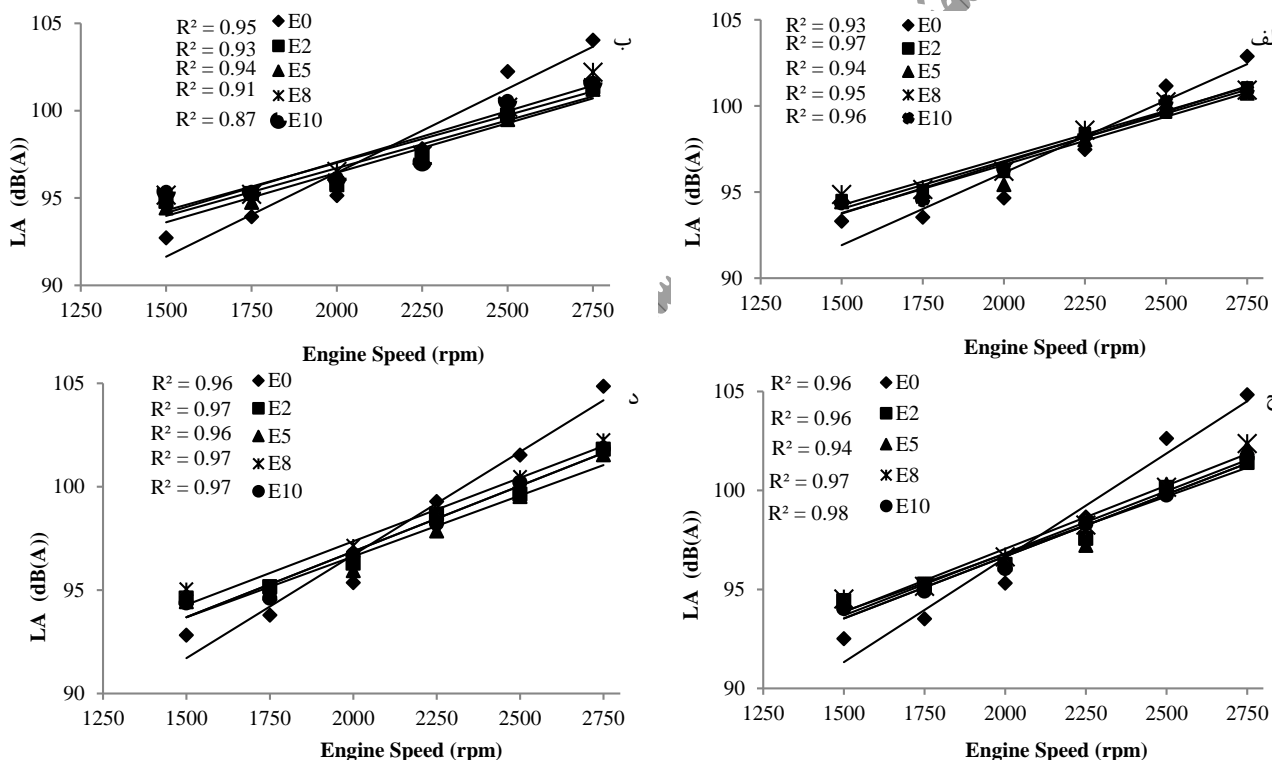


Figure 7. Engine sound pressure level with different fuels at a) 25%, b) 50%, c) 75% and d) 100%

شکل ۷- صدای کلی منتشره از موتور با استفاده از سوخت‌های مختلف در بارگذاری‌های: الف- ۲۵٪، ب- ۵۰٪، ج- ۷۵٪، د- ۱۰۰٪.

جدول (۱) نتایج رگرسیون چند متغیره گام به گام تاثیر متغیرهای مستقل بر مقادیر صدای موتور را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که فقط متغیر سرعت رابطه معنی‌دار با تغییرات مقادیر صدای موتور نشان داد و در مدل پیش‌بینی مقادیر صدا وارد شد و بین تغییرات مقادیر بارگذاری موتور و سوخت با صدای موتور رابطه معنی‌داری بدست نیامد. شکل (۸) مقایسه مقادیر صدای موتور پیش‌بینی شده توسط مدل و مقادیر اندازه‌گیری شده را نشان می‌دهد. در این شکل ملاحظه می‌شود که مدل بدست آمده در مقایسه با حالت‌های قبل چندان در پیش‌بینی مقادیر واقعی موفق نیست.

نتایج آزمون چند دامنه‌ای دانکن در خصوص صدای منتشره از موتور (شکل ۹) نشان داد که افزایش دور موتور باعث افزایش معنی‌دار صدای منتشره از موتور در سطح ۱ درصد می‌گردد؛ به گونه‌ای که بیشترین صدای موتور در سرعت ۲۷۵۰ دور بر دقیقه به میزان ۱۰۲/۱۹ dB(A) بود.



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



Hassan-Beygi et al., 2007; 2009;) افزایش ضربات پیستون و کورس‌های احتراق می‌تواند دلیل افزایش صدا با افزایش سرعت موتور باشد (Hassan-Beygi et al., 2013). همچنین نتایج این شکل نشان می‌دهد که بین صدای موتور برای امولسیون‌های مختلف تفاوت معنی‌داری در سطح ۱ درصد وجود ندارد. اما مقادیر بدست آمده برای سوخت دیزل افزایش معنی‌داری نسبت به امولسیون‌ها در سطح ۱ درصد نشان داد. دلیل آن می‌تواند ارزش حرارتی بیشتر سوخت دیزل و احتراق قوی‌تر و با صدای بیشتر آن باشد. براساس نتایج بدست آمده مشاهده می‌شود که افزایش بارگذاری در این موتور تأثیر چندانی بر افزایش میزان صدای منتشر شده ندارد و فقط افزایش بارگذاری از ۲۵ به ۵۰ درصد افزایش ۱/۱ dB(A) در صدای تولیدی موتور، افزایش معنی‌دار در سطح ۱ درصد را به همراه داشت.

جدول ۱- نتایج رگرسیون چند متغیره صدای موتور برحسب سرعت موتور.

Table 1. Multivariate stepwise regression of the engine sound versus its speed.

Model Equation	b ₁	عرض از مبدا	Parameter	Step
LA=0.363(S)+99.851	0.363***	99.851***	Speed (s)	1

***معنی‌دار در سطح ۰/۰۰۱ است.

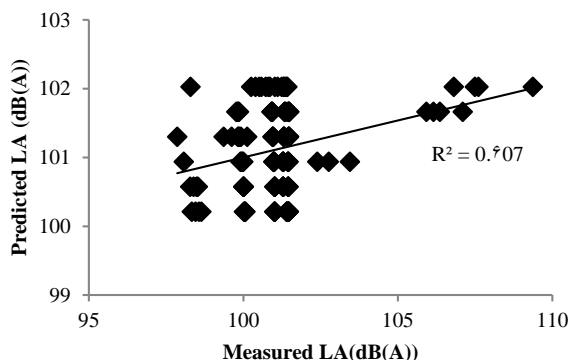
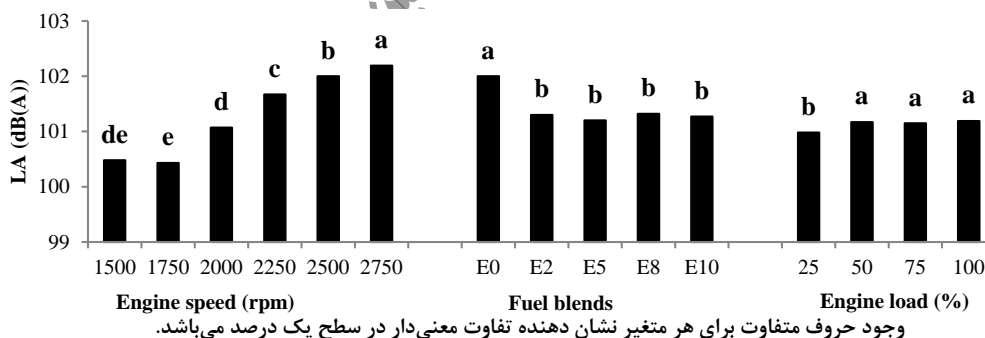


Figure 8. The comparison of measured and predicted engine sound.

شکل ۸- مقایسه مقادیر صدای اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده توسط مدل.



وجود حروف متفاوت برای هر متغیر نشان دهنده تفاوت معنی‌دار در سطح یک درصد می‌باشد.

Figure 9. The effect of the engine speed, load and fuel type on the engine sound.

شکل ۹- اثر متغیرهای سرعت موتور و نوع سوخت بر انتشار صدا از موتور.

۴- نتیجه‌گیری

با افزایش سرعت موتور در همه بارگذاری‌ها تراز فشار صدا به صورت خطی افزایش می‌یابد. در سرعت‌های کم موتور، امولسیون با افزایش تاخیر اشتعال صدای بیشتری نسبت به سوخت دیزل نشان داد. در سرعت‌های زیاد، با کاهش زمان در دسترس برای احتراق، تاخیر در اشتعال بیشتر امولسیون‌ها صدای احتراق کمتری را به دلیل وجود احتراق ناقص‌تر نشان می‌دهد. براساس نتایج رگرسیون چند متغیره گام به گام صرفاً مقادیر سرعت موتور با صدای منتشره رابطه معنی‌دار داشت. نتایج آزمون چند دامنه‌ای دانکن در خصوص صدای منتشره از موتور نشان داد که افزایش دور موتور باعث افزایش معنی‌دار صدای منتشره از موتور در سطح ۱ درصد می‌گردد. همچنین بین صدای موتور برای امولسیون‌های مختلف



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



تفاوت معنی‌داری در سطح ۱ درصد وجود ندارد. اما مقادیر بدست آمده برای سوخت دیزل افزایش معنی‌داری نسبت به امولسیون‌ها در سطح ۱ درصد نشان داد. در نهایت با توجه به اینکه استفاده از امولسیون آب گازوییل باعث کاهش صدای منتشره از موتور دیزل در بار و سرعت بیشینه می‌شود (که بیشترین صدا از موتور منتشر می‌شود)، استفاده از امولسیون می‌تواند به حفظ سلامت شنوایی افراد کمک کند.

۵- مراجع

- Crocker, M. J., & Ivanov, N. I. (1993). *Noise and vibration control in vehicles*. St- Peterburg, Russie: Interpublished.
- Fahd, M. E. A., Wenming, Y., Lee, P. S., Chou, S. K., & Yap, C. R. (2013). Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition. *Applied energy*, 102, 1042-1049.
- Ghaffarpour, M. R., & Noorpoor, A. R. (2007). *A numerical study of the use of pilot or split rate injection to reduce diesel engine noise*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 221(4), 457-464.
- Ghobadian, B. A parametric study on diesel engine noise. Unpublished PhD diss. Roorkee, India: Roorkee University, Department of Mechanical and Industrial Engineering, 1994.
- Golmohammadi, R. (2003). *Noise and Vibration Engineering*. Daneshjoo Pub. Hamedan, 2nd edition (In Persian).
- Harrison, M. (2004). *Vehicle refinement: controlling noise and vibration in road vehicles*. Elsevier.
- Hassan-Beygi, S.R. (2004). *Investigation and evaluation of a power tiller noise*, PhD thesis, Tarbiat modares university (In Persian).
- Hassan-Beygi, S. R., Ghobadian, B., Kianmehr, M. H., & Chayjan, R. (2007). Prediction of a power tiller sound pressure levels in octave frequency bands using artificial neural networks. *International Journal of Agricultural Biology*, 3(9), 494-498.
- Hassan-beygi, S. R., Istan, V., Ghobadian, B., & Aboonajmi, M. (2013). An experimental investigation of Perkins A63544 diesel engine performance using D-Series fuel. *Energy conversion and management*, 76, 356-361.
- Musculus, M. P., Dec, J. E., Tree, D. R., Daly, D., Langer, D., Ryan, T. W., & Matheaus, A. C. (2002). *Effects of water-fuel emulsions on spray and combustion processes in a heavy-duty DI diesel engine* (No. 2002-01-2892). SAE Technical Paper.
- Nguyen, T. A., & Mikami, M. (2013). Effect of hydrogen addition to intake air on combustion noise from a diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(10), 4153-4162.
- NIOSH (1996). *Criteria for a recommended standard occupational noise exposure revised criteria*.
- Oppenheim, A. V. (2006). *Discrete-Time Signal Processing* (Second Edition), Pearson Education, India.