مقاله پژوهشی

مدل‌سازی پارامترهای رانندگی خودرو به‌منظور بهینه‌سازی ارتعاشات انواع محموله در بازه‌های فرکانسی مختلف با استفاده از یادگیری ماشین

سلمان ایمان‌پور
دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک
دانشگاه جامع امام حسین (ع)
p۹۷۱۹۷۰۵۸۷۰@ihu.ac.ir

سعید محجوب مقدس*
دانشیار
دانشگاه جامع امام حسین (ع)
smahjoubmoghadas@ihu.ac.ir

سید محمد مدرس
پژوهشگر
دانشگاه جامع امام حسین (ع)
Mo_modarres@ihu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۷/۸ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۱۰/۱۳

چکیده

ارتعاشات خودرو می‌تواند تأثیر زیادی بر سلامت محموله خودرو و عملکرد کلی آن داشته باشند. این مطالعه به بررسی اثرات فشار تایر، وزن محموله خودرو، و سرعت رانندگی بر ارتعاشات خودرو به دو روش تحلیلی و تجربی باهدف بهینه‌یابی انرژی ارتعاشات در بازه‌های مختلف فرکانسی پرداخته و شرایط بهینه را برای دو نوع محموله خاص تعیین نموده است. با تحلیل تعاملات بین این سه عامل، این تحقیق به دنبال شناسایی عوامل اصلی تأثیرگذار بر ارتعاشات و تأثیرات ترکیبی احتمالی آن‌ها و در نهایت یافتن حالت‌های بهینه از نظر ارتعاشی برای محموله‌های مختلف است. سرعت، فشار تایر و وزن محموله خودرو به طور مشخصی تغییر داده شده، ارتعاشات اندازه‌گیری و تأثیر هر متغیر و تعاملات آن‌ها بر سطح ارتعاشات ارزیابی شده است. سه عامل (سرعت، فشار تایر و وزن محموله خودرو) در سه سطح با چهار مرتبه تکرار، جمعاً ۱۰۸ آزمایش انجام شد. نتایج نشان می‌دهد که سرعت خودرو بیشترین اثر را دارد. فشار تایر و وزن محموله خودرو اثر بسیار کم‌تری نسبت به‌سرعت دارند. همچنین سطح ارتعاشات در جهت عمودی بیشترین و در جهت طولی خودرو کم‌ترین مقدار است. درآخر برای دو نوع محموله پارامترهای بهینه محاسبه گردید. این کار با روش سنتی و روش یادگیری ماشین انجام شد. از بین روش‌های یادگیری ماشین، الگوریتم درخت تصمیم به عنوان روشی قابل تفسیر، دقت بیشتری نسبت به روش سنتی دارد. نتایج این پژوهش در خودروهای خودران علی الخصوص خودروهای خودران تاکتیکی که محموله‌های حساسی دارند، کاربرد بسیاری دارد.

واژگان کلیدی: ارتعاشات خودرو، فشار تایر، وزن محموله خودرو، سرعت خودرو، یادگیری ماشین، الگوریتم درخت تصمیم، روش تحلیلی و تجربی، خودرو خودران

۱. مقدمه

ارتعاشات خودرو، به‌عنوان یکی از مهم‌ترین عوامل مؤثر بر راحتی سرنشینان، عمر و پایداری خودرو و عمر محموله همواره موردتوجه محققان و مهندسان بوده است. باتوجه‌به تصادفی بودن ارتعاشات جاده به‌عنوان ورودی سیستم ارتعاشی خودرو و همچنین غیرخطی‌بودن سیستم تعلیق و دینامیک سازهٔ خودرو،

روش‌های تحلیلی پیچیده خواهد بود. لذا نیاز است که به روش تجربی هم بررسی شود. در میان عوامل مختلف مؤثر بر ارتعاشات خودرو، فشار تایر، وزن محموله خودرو و سرعت حرکت بر روی جاده از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند[۱]. تغییرات فشار تایر می‌تواند به طور مستقیم بر سفتی تایر و در نتیجه بر فرکانس‌های طبیعی سیستم تأثیر بگذارد. همچنین، افزایش یا کاهش وزن محموله خودرو منجر به تغییر در مشخصات دینامیکی سیستم تعلیق شده و در نهایت بر پاسخ فرکانسی سیستم تأثیر می‌گذارد. از سوی دیگر، افزایش سرعت خودرو باعث تغییر در ورودی ارتعاشات خودرو خواهد شد؛ بنابراین فشار تایر، وزن محموله خودرو و سرعت خودرو به‌عنوان متغیرهای مستقل سیستم و سطح ارتعاشات خودرو به‌عنوان متغیر وابسته سیستم به دو صورت تحلیلی و تجربی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. یکی دیگر از پارامترهای تاثیرگذار در سطح ارتعاشات خودرو نوع جاده است که به صورت تحلیلی بررسی شده است. هدف نهایی این تحقیق یافتن روشی است تا در خودروهای خودران پارامترهای سرعت، فشار تایر و وزن محموله خودرو تنظیم و سلامت محموله تضمین گردد.

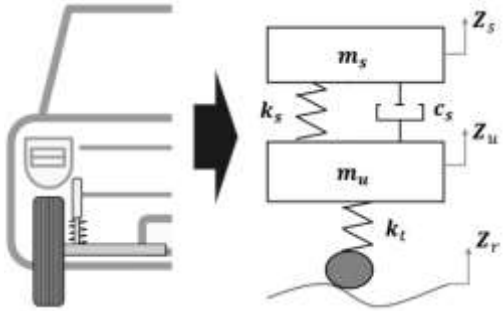
مازین حامد و همکاران[۲] با اندازه‌گیری شتاب عمودی و استفاده از تبدیل فوریه به بررسی تأثیر تایرهای کم‌باد بر عملکرد سیستم تعلیق خودرو پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که کاهش ۳۵ درصدی فشار تایر به طور قابل توجهی ارتعاشات بدنه خودرو را افزایش می‌دهد و اهمیت حفظ باد لاستیک مناسب برای ایمنی و عملکرد خودرو را برجسته می‌کند. شروین و همکاران[۳] در تحقیقی مشابه به همین نتیجه رسیدند. سارمنتو و همکاران[۴] تأثیر سرعت خودرو بر ارتعاشات وارده بر انسان را مورد بررسی قرار داده‌اند. لرزش کل بدن[۱] و لرزش دست و بازو[۲] با استفاده از شتاب‌سنج‌هایی که در قسمت‌های تماس رابط راننده و خودرو و روی فرمان قرار داده شده‌اند، اندازه‌گیری شده است. مرام و همکاران[۵] یک خودرو را در جاده‌های مختلف مورد آزمون قرار داده و با اندازه‌گیری ارتعاشات خودرو و بررسی لرزش کل بدن، پیشنهاداتی در مورد جاده می‌دهند. فیچرا و همکاران[۶] در کاری مشابه با مرام و همکاران، پیشنهاداتی در مورد سیستم تعلیق می‌دهند. پرالتا و همکاران[۷] نیز یک وسیله نقلیه تمام چرخ متحرک[۳] را در جاده و سرعت‌های مختلف مورد آزمون قرار داده و از ۱۲ نوع صندلی، بهترین آن را پیشنهاد می‌دهد. مستوفی و همکاران[۸] با استفاده از تحلیل واریانس و روش سطح پاسخ، پارامترهای مؤثر در فرآیندهای مختلف را بهینه‌سازی کرده‌است. یانگ[۹] به روش تجربی و فتحی[۱۰] به روش اجزای محدود برروی اثرات تایر بر روی ارتعاشات خودرو مطالعه نمودند.

تمامی تحقیقات انجام شده بر روی یک و یا دو پارامتر انجام شده‌است. در این تحقیق سه پارامتر فشار تایر، وزن محموله خودرو و سرعت رانندگی با انجام تست تجربی موردبررسی قرار گرفته است. تحلیل واریانس سه‌طرفه[۴] یک روش آماری قدرتمند برای بررسی اثرات متقابل بین چندین متغیر مستقل بر یک متغیر وابسته است [۱۱] که در این تحقیق ازآن استفاده شده‌است.

۲. مدل‌سازی سیستم ارتعاشی خودرو

مدل دینامیکی مورداستفاده، مدل یک‌چهارم خودرو است که برای توصیف حرکت عمودی وسیله نقلیه تحت‌تأثیر ناهمواری‌های جاده به کار می‌رود. این مدل

به دلیل سادگی و دقت کافی در مدل‌سازی، کاربرد فراوانی در تحلیل ارتعاشات عمودی وسیله نقلیه دارد.



شکل ۱. مدل یک‌چهارم خودرو

معادله سیستم ارتعاشی برای جرم معلق m_s مطابق رابطه‌ی ۱ خواهد بود:

$$m_s\ddot{z}_s + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) = 0 \quad (۱)$$

و برای جرم غیرمعلق m_u به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$m_u\ddot{z}_u + c_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_s(z_u - z_s) + k_t(z_u - z_r) = 0 \quad (۲)$$

سفتی و میرایی سیستم تعلیق به ترتیب k_s و c_s است که با توجه به فرکانس طبیعی خودرو قابل محاسبه است و سفتی عمودی تایر، k_t تعریف می‌شود. از میرایی تایر هم می‌توان صرف‌نظر نمود[۱۰]. در این پژوهش، از روش فضای حالت برای مدل‌سازی سیستم استفاده شده است؛ زیرا این روش برای سیستم‌های چندمتغیره مناسب بوده، تحلیل پایداری را تسهیل می‌کند و نمایشی فشرده و منظم از دینامیک سیستم ارائه می‌دهد. معادلات فضای حالت به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$x = [z_s\ \dot{z}_s\ z_u\ \dot{z}_u]^T$$
$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (۳)$$
$$y = Cx + Du$$

x بردار حالت و y کمیتی است که از حالات x و ورودی u استخراج و به‌عنوان خروجی سیستم تعریف می‌شود.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-k_s}{m_s} & \frac{-c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & \frac{-(k_s+k_t)}{m_u} & \frac{-c_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (۴)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix}^T$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{-k_s}{m_s} & \frac{-c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}^T$$

A ماتریس حالت (دینامیک داخلی سیستم)، ***B*** ماتریس ورودی (اثر ورودی‌ها بر حالات)، ***C*** ماتریس خروجی (استخراج خروجی از حالات)، ***D*** ماتریس انتقال مستقیم (اثر مستقیم ورودی بر خروجی) که در این مسئله چون ورودی (ناهمواری جاده) بر خروجی (شتاب جرم معلق) تأثیر مستقیم ندارد، صفر است.

۲-۱. سفتی تایر

برای استخراج مدل ریاضی سفتی تایر، از رابطه‌ی ۴ بهره گرفته شده است که یک تقریب با دقت قابل‌قبول به‌شمار می‌رود و بر پایه بیش از ۲۰۰۰ داده‌ی اندازه‌گیری‌شده در گستره‌ای وسیع از ابعاد تایر ارائه شده است[۹].

$$k_{\text{tire}} = 0.00028P \sqrt{(-0.004AR + 1.03)S_N(\frac{S_N AR}{50} + D_R)} + 3.45 \quad (۴)$$

که در آن P فشار باد تایر(kPa)، S_N عرض اسمی تایر(mm)، AR ضریب منظر تایر و D_R قطر اسمی رینگ (mm) است. در آزمون تجربی از تایر 185/60R14 در سه فشار (۱۵ psi، ۲۵ و ۳۵) استفاده شده است که در جدول ۱ مشخصات آن آمده

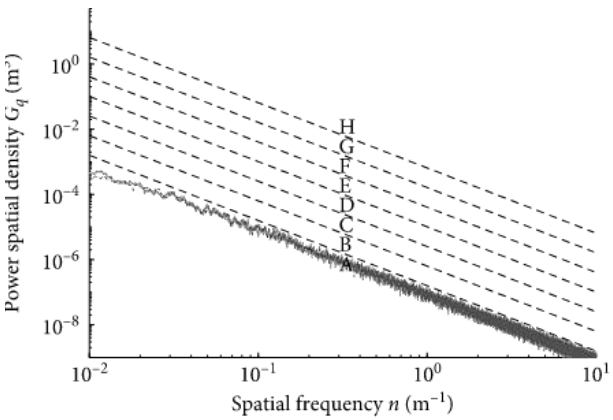
است. با جای‌گذاری مقادیر جدول ۱ در رابطه‌ی ۴، مقدار سفتی تایر در فشارهای مختلف بدست می‌آید.

جدول ۱. مشخصات تایر

D_R(mm)	AR	S_N(mm)	P(kPa)
۳۵۵/۶	۶۰	۱۸۵	۱۰۳-۱۷۲-۲۴۱

۲-۲. ناهمواری جاده

رفتار خودرو بر روی سطح جاده، یک تابع کاملاً اتفاقی است، بنابراین نمی‌توان در دو آزمایش مختلف، دقیقاً یک نتیجه را به دست آورد. به همین دلیل است که معمولاً به‌جای پروفیل جاده که نشان‌دهندهٔ وضعیت عمومی جاده است، از PSD جاده که یک پارامتر خلاصه شده از جاده است، استفاده می‌شود. بر اساس استاندارد ISO8608 جاده‌ها به هشت کلاس (از A تا H) تقسیم‌بندی می‌شود. هر کلاس نشان‌دهنده میزان ناهمواری جاده است، به‌طوری که جاده‌های کلاس A بسیار هموار و با کیفیت بالا و جاده‌های کلاس H بسیار ناهموار و با کیفیت پایین هستند.



شکل ۲. نمودار PSD جاده‌های مختلف بر اساس استاندارد ISO 8608 [12]

در این استاندارد پروفیل طولی جاده یک فرآیند تصادفی قلمداد می‌شود که توصیف آن نه بر اساس شکل قطعی، بلکه بر مبنای ویژگی‌های آماری آن انجام می‌گیرد. به‌گونه‌ای که انرژی ناهمواری‌ها با افزایش فرکانس فضایی طبق یک توان منفی مطابق رابطه‌ی ۵ کاهش می‌یابد[۱۲].

$$G_d(n) = G_d(n_0)\left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \quad (۵)$$

که در آن $G_d(n)$ چگالی مکانی توان پروفیل جاده در فرکانس فضایی، n فرکانس فضایی بر حسب چرخه بر متر، n_0 فرکانس مرجع استاندارد، $G_d(n_0)$ مقدار مرجع چگالی توان طیفی مکانی که کلاس جاده را تعیین می‌کند و w توان شیب طیفی، که مقدار آن طبق استاندارد حدوداً دو می‌باشد. برای تبدیل چگالی طیفی توان مکانی $G_d(n)$ به چگالی طیفی توان زمانی $S_z(f)$ برای خودرویی که با سرعت ثابت v حرکت می‌کند از رابطه $f = n.v$ استفاده می‌شود. f فرکانس زمانی است که با ضرب فرکانس فضایی در سرعت خودرو بدست می‌آید. با جای‌گذاری رابطه‌ی فرکانس در رابطه‌ی ۵، چگالی طیفی توان زمانی $S_z(f)$ بدست می‌آید[۱۲].

$$S_z(f) = \frac{G_d(n_0)}{v}\left(\frac{f}{n_0 v}\right)^{-w} \quad (۶)$$

در رابطه‌ی ۶ عامل ژاکوبین $\frac{1}{v}$ از تبدیل متغیر $f = n.v$ ناشی می‌شود و تضمین می‌کند که هنگام تغییر از حوزه مکانی به زمانی، تراکم توان طیفی به‌درستی مقیاس‌بندی شده و توان کل ثابت بماند.

۲-۳. تولید سیگنال جاده

ورودی شبیه‌سازی سیگنال تصادفی از جابه‌جایی است که برای ایجاد آن مطابق رابطه‌ی ۶ راه‌های گوناگونی وجود دارد. یکی از بهترین روش‌ها، روش کسینوس با اختلاف‌فاز تصادفی است که بر اساس جمع موجک‌های کسینوسی با دامنه مبتنی بر PSD و فاز تصادفی (مطابق رابطه‌ی ۷) یک سیگنال تصادفی ایجاد می‌کند.

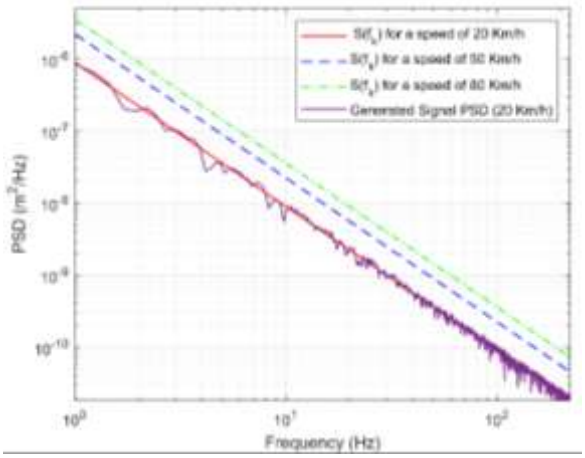
$$x(t) = \sum_{k=1}^{N} A_k \mathrm{Cos}(2\pi f_k t + \emptyset_k) \qquad (۷)$$

که در آن f_k فرکانس‌های نمونه‌برداری‌شده از PSD، $\emptyset_k$ فاز تصادفی یکنواخت بین صفر و 2π است. A_k نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$A_k = \sqrt{2S_z(f_k)\Delta f} \qquad (۸)$$

$S_z(f_k)$ همان PSD جابجایی است که از رابطه‌ی ۶ بدست آمده است.

این فرمول از تعریف چگالی طیفی توان استخراج شده و تضمین می‌کند که سیگنال نهایی PSD موردنظر را داشته باشد. در شکل ۳ چگالی طیفی توان زمانی برای جاده کلاس A استاندارد ISO8608 با سه سرعت ۵۰،۲۰ و۸۰ کیلومتر بر ساعت و PSD سیگنال تولید شده برای سرعت ۲۰ کیلومتر بر ساعت به عنوان نمونه نشان داده شده‌است.



شکل ۳. نمودار PSD زمانی در سرعت‌های مختلف برای جاده کلاس A و PSD سیگنال تولید شده به عنوان نمونه

در واقع شکل ۳ نمایانگر توزیع توان جابجایی در فرکانس‌های مختلف است. بدیهی است که جذر مساحت زیر نمودار PSD برابر جذر میانگین مربعات جابجایی و مستقل از سرعت خواهد بود. این مقدار برای جاده A، ۴ mm_{rms} است. جذر میانگین مربعات جابجایی یک کلاس جاده دو برابر کلاس قبلی می‌شود. بنابراین برای جاده B، mm_{rms} ۸ می‌شود.

۲-۴. نتایج شبیه‌سازی

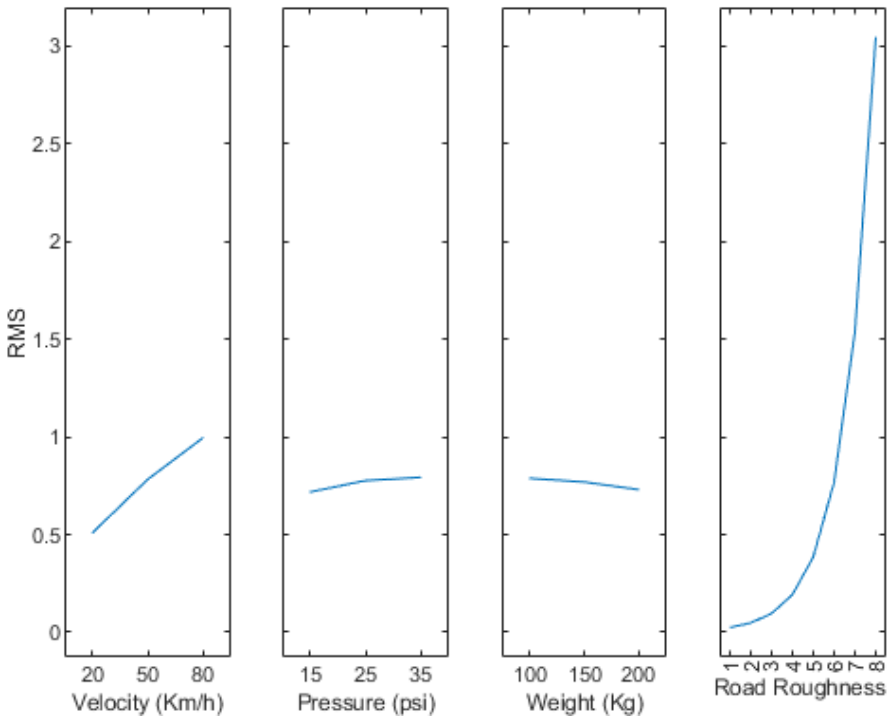
شبیه‌سازی ارتعاشات خودرو مطابق مشخصات خودروی ساینا انجام شده است. جرم این خودرو بنا بر اعلام کارخانه، ۱۰۵۰ کیلوگرم گزارش شده است که ۲۰۰ کیلوگرم هم به عنوان وزن محموله به آن اضافه می‌شود. تقریباً یک‌چهارم این مقدار برای جرم معلق m_s و ۳۰ کیلوگرم جرم غیرمعلق m_u درنظر گرفته شده است. محاسبه سفتی فنر، نیازمند جرم کل و فرکانس طبیعی عمودی سیستم تعلیق است که در تست تجربی ۱/۸ هرتز اندازه‌گیری شده است. با توجه به این دو مقدار، سفتی هر فنر سیستم تعلیق حدوداً ۴۰kN/m محاسبه شده است. نمودار اثر اصلی جذر میانگین مربعات شتاب با چهار پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو و جاده‌های مختلف در جهت عمودی خودرو بر روی جذر میانگین مربعات شتاب درشکل ۴ نشان داده شده است.

۳. آزمون تجربی

پس از مدل‌سازی ریاضی و شبیه‌سازی ارتعاشات جاده، به انجام تست تجربی با خودرو موردنظر و سپس مقایسه دو روش تئوری و تجربی می‌پردازیم.

۳-۱. انتخاب سنسور

معمولاً دو نوع شتاب‌سنج پیزوالکتریک و شتاب‌سنج MEMS برای داده‌برداری ارتعاشات خودور استفاده



شکل ۴. نمودار اثر اصلی جذر میانگین مربعات شتاب با چهار پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو و جاده‌های مختلف در جهت عمودی

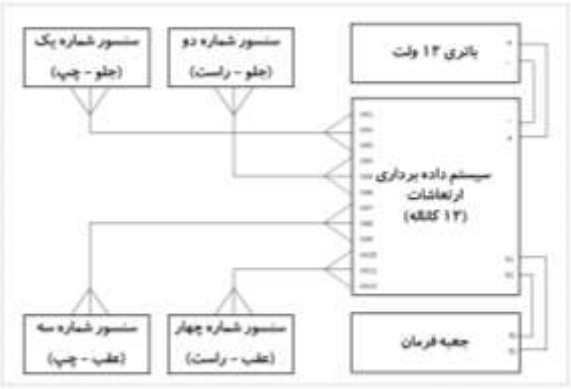
می‌شود. شتاب‌سنج پیزوالکتریک پهنای باند فرکانسی بیشتری نسبت به شتاب‌سنج MEMS دارد. دلیل آن در اصول عملکرد و ساختار این دو نوع شتاب‌سنج نهفته است. شتاب‌سنج‌های پیزوالکتریک از خاصیت پیزوالکتریک مواد استفاده می‌کنند که در پاسخ به نیروهای مکانیکی، ولتاژ تولید می‌کنند و به همین دلیل می‌توانند به سرعت به تغییرات شتاب پاسخ دهند و بنابراین پهنای باند فرکانسی بالاتری دارند. شتاب‌سنج‌های MEMS معمولاً از ساختارهای مکانیکی کوچک و خازنی برای تشخیص شتاب استفاده می‌کنند و پهنای باند فرکانسی آن‌ها معمولاً از شتاب‌سنج‌های پیزوالکتریک کمتر است. بنابراین برای بررسی ارتعاشات فرکانس بالا شتاب‌سنج پیزوالکتریک مناسب است. برای داده‌برداری ارتعاشات خودرو علاوه بر سنسور شتاب‌سنج، می‌توان از سنسور سرعت زاویه‌ای (ژیروسکوپ) نیز استفاده کرد. معمولاً سنسور سرعت زاویه‌ای به‌تنهایی برای داده‌برداری ارتعاشات خودرو کافی نیست و بیشتر در ترکیب با شتاب‌سنج خطی مورد استفاده قرار می‌گیرد. بنابراین، بسته به نوع تحلیل موردنظر، استفاده از سنسورهای سرعت زاویه‌ای به همراه شتاب‌سنج می‌تواند خطی به بهبود کیفیت داده‌ها و تحلیل ارتعاشات کمک کند[۱۳]. استاندارد نظامی 810-H الزاماتی را در مورد سنسور شتاب‌سنج برای داده‌برداری ارتعاشات خودرو ارائه کرده‌است[۱۴]. در این استاندارد، شتاب‌سنج با حساسیت۱۰ mv/g الی ۱۰۰mv/g توصیه شده است. لذا برای داده‌برداری ارتعاشات خودرو، از چهار سنسور شتاب‌سنج پیزوالکتریک مینیاتوری با حساسیت۵۰ mv/g و ماکزیمم شتاب ۱۰۰ g ساخت شرکت YMC استفاده شد[۱۵].

شکل ۵. سنسور شتاب‌سنج پیزوالکتریک مینیاتوری
141A50ساخت شرکت YMC

بازه فرکانسی در محدوده خطای ۵%± سنسور، ۲ الی ۴ کیلوهرتز و بازه فرکانسی در محدوده خطای ۱۰%± سنسور، ۱ الی۵ کیلوهرتز و فرکانس تشدید بدنه سنسور ۲۵ کیلوهرتز می‌باشد.

۳-۲. سیستم داده‌برداری

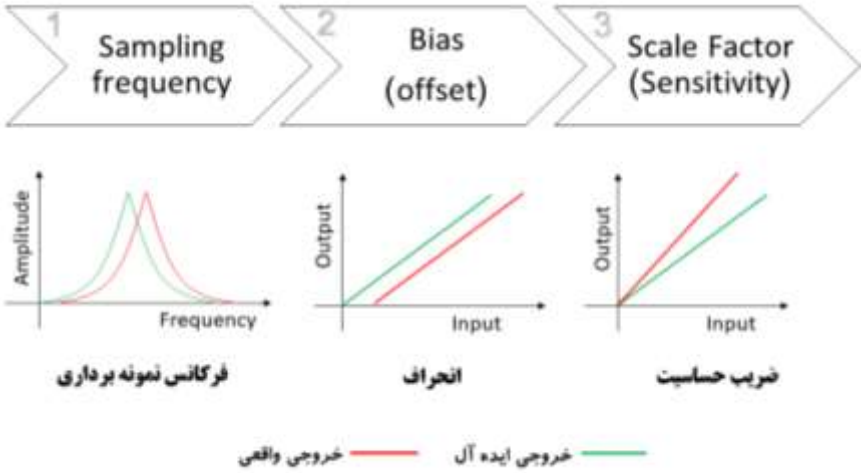
سیستم داده‌برداری استفاده شده دارای یک جعبه مرکزی با ۱۲ کانال ورودی آنالوگ، فرکانس نمونه‌برداری 10kHz و حافظه داخلی به همراه جعبه فرمان و منبع تغذیه می‌باشد. ابتدا سیستم داده‌برداری به همراه سنسورها را کالیبره کرده، سپس سنسورگذاری بر روی خودرو و سرانجام آزمون تجربی ارتعاشات خودرو انجام گردید. در شکل ۶ شماتیک سیستم داده‌برداری، منبع تغذیه، جعبه فرمان و سنسورها نشان داده شده است. در سیستم داده‌برداری از یک مبدل ۱۰ بیتی که می‌تواند ۱۰۲۴ (۲ به توان ۱۰) نوع سیگنال آنالوگ را تشخیص دهد استفاده شده‌است؛ لذا بازه هر سیگنال از تقسیم بازه ولتاژی به ۲ به توان n بیت به دست می‌آید. بازه داده‌برداری ۱۰ میلی‌ولت و ماکزیمم شتاب g ۱۰۰ برای شتاب‌سنج، دقت داده‌ها ۰/۰۰۵ متر بر مجذور ثانیه می‌باشد.



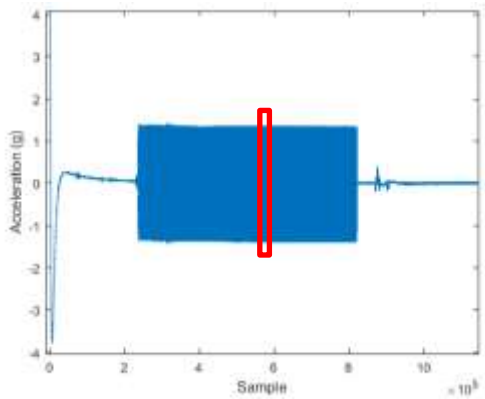
شکل ۶. شماتیک سیستم داده‌برداری، منبع تغذیه، جعبه فرمان و سنسورها

۳-۳. کالیبراسیون

برای کالیبراسیون یک سیستم داده‌برداری[5] ارتعاشات می‌توان به دو روش عمل نمود. در روش اول سیستم داده‌برداری ارتعاشات، سنسور و کابل‌های مرتبط با آن به طور جداگانه مورد کالیبراسیون قرار می‌گیرد. در روش دوم سیستم داده‌برداری ارتعاشات، سنسور و کابل‌های مرتبط با آن به‌صورت هم‌زمان کالیبره می‌شوند. روش دوم بهتر از روش اول است، چراکه برهم‌کنش زیرسیستم‌ها و یکپارچگی سیستم هم بررسی می‌شود که در این پژوهش روش دوم کالیبراسیون انجام شد. بدین منظور از یک کالیبراتور ارتعاش مدل Peli-AT استفاده شد. در این کالیبراتور فرکانس تحریک ۱۵۹/۲ هرتز و مجذور میانگین مربعات شتاب m/s^2 ۱۰می‌باشد. در کالیبراسیون سه پارامتر می‌بایست بررسی شوند: ضریب حساسیت، انحراف سیگنال، و فرکانس نمونه‌برداری. در شکل ۷ شماتیک مراحل کالیبراسیون نشان داده شده است.



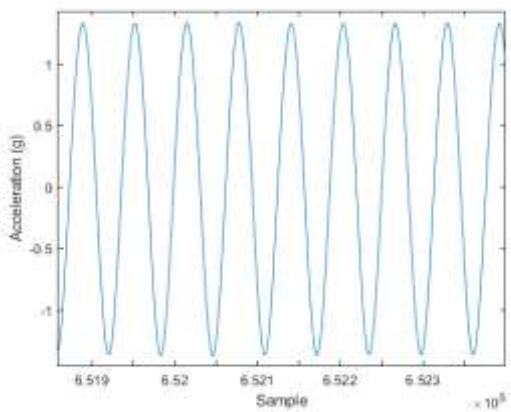
شکل ۷. شماتیک مراحل کالیبراسیون



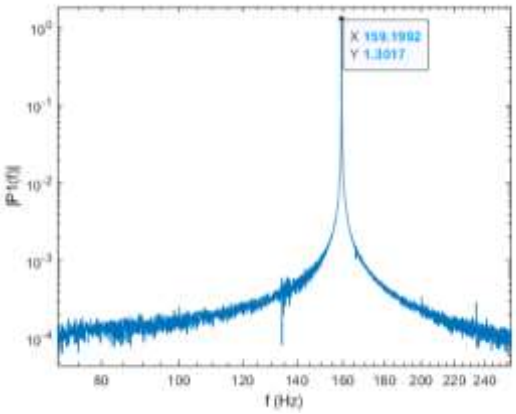
شکل ۸. نمودار شتاب سنسور شماره یک در جهت X

هر کدام از سنسورها را بر روی کالیبراتور چسبانده و به مدت ۵ ثانیه در معرض نوسان قرار داده و سه پارامتر ذکر شده را از آن استخراج می‌نماییم. در شکل ۸ نمودار شتاب بر حسب تعداد نمونه داده‌برداری کالیبراسیون سنسور شماره یک در جهت X به عنوان نمونه نشان داده شده است. قسمتی از نتایج سنسور که کاملاً یکنواخت و بدون نویز است را مطابق شکل ۹ انتخاب و پارامترهای کالیبراسیون را از آن استخراج می‌کنیم.
در شکل ۹ نمودار تبدیل فوریه سریع یا همان FFT سیگنال نشان داده شده‌است.

در جدول ۲ نتایج کالیبراسیون با سه پارامتر ضریب حساسیت، انحراف سیگنال و فرکانس نمونه‌برداری نشان داده شده‌است.



شکل ۹. نمودار شتاب- قسمت انتخاب شده (کادر قرمز رنگ)در شکل ۸



شکل ۱۰. نمودار FFT برای سیگنال انتخابی کالیبراسیون

جدول ۲. نتایج کالیبراسیون

شماره سنسور و جهت	ضریب حساسیت (mV/g)	انحراف سیگنال (g)	فرکانس کالیبراسیون (Hz)
S1-X	۵۱/۵۶	-۰/۰۰۱۸	159/1997
S1-Y	۵۱/۲۸	۰/۰۰۰۳	159/1997
S1-Z	۴۹/۵۹	۰/۰۰۳۴	159/1997
S2-X	۴۹/۲۱	۰/۰۰۲۰	159/1997
S2-Y	۴۹/۲۷	۰/۰۰۰۰1	159/1995
S2-Z	۴۹/۰۲	۰/۰۰۰۶	159/1996
S3-X	۴۶/۳۵	۰/۰۰۲۸	159/1992
S3-Y	۴۹/۴۹	-۰/۰۰۱۵	159/1990
S3-Z	۵۰/۱۷	۰/۰۰۱۵	159/1992
S4-X	۴۹/۷۸	۰/۰۰۴۲	159/1995
S4-Y	۴۸/۴۱	۰/۰۰۳۰	159/1992
S4-Z	۵۰/۱۵	۰/۰۰۰۴	159/1992

ضریب حساسیت و انحراف سیگنال در نرم‌افزار سیستم داده‌برداری اعمال گردید. همچنین خطای فرکانس کالیبراسیون سنسورها که در مرتبه ده‌هزارم است، نشان می‌دهد که فرکانس نمونه‌برداری دقیقاً 10kHz است و این خطا به دلیل تبدیل سیگنال آنالوگ به دیجیتال[۶] است.

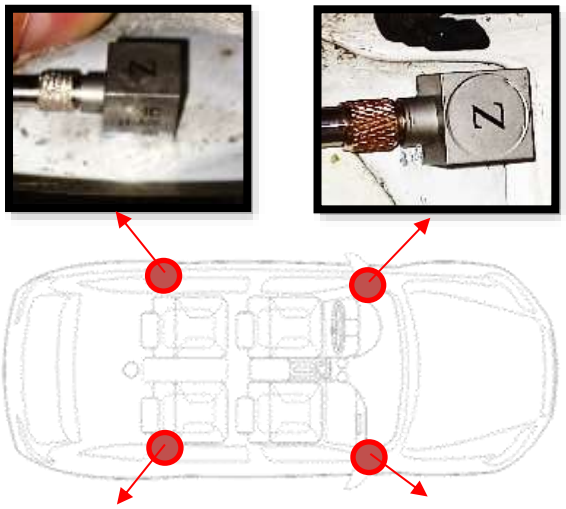
۳-۴. نصب سنسور

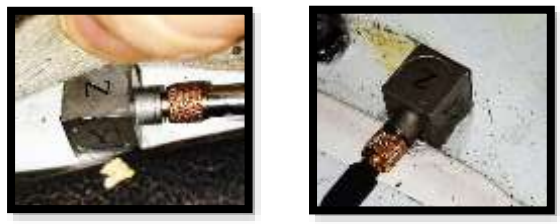
استاندارد نظامی 810-H الزاماتی را برای اتصال سنسور به بدنه خودرو پیشنهاد می‌دهد[۱۴]. در این استاندارد دو نوع اتصال چسبی و اتصال پیچی برای داده‌برداری از ارتعاشات جاده ارائه شده‌است. در این پژوهش از چسب سیانواکریلات[۷] برای اتصال سنسور به بدنه خودرو استفاده شده است. برای نصب سنسور بر روی خودرو می‌بایست مواردی مدنظر گرفته شود:

۱. معمولاً بهترین نقطه برای اندازه‌گیری ارتعاشات نقاطی در گوشه بدنه خودرو است. چرا که فرکانس‌های طبیعی محلی شاسی خودرو در این نقاط رخ نمی‌دهد. لذا سنسورگذاری در این نقاط انجام شده‌است.

۲. اندازه‌گیری در سه جهت اصلی طولی، عرضی و عمودی انجام شده‌است؛ لذا جهت X سنسورها در راستای طولی، جهت Y سنسورها در راستای عرضی و جهت Z سنسورها در راستای عمودی خودرو به صورت کاملاً همراستا با خودرو نصب شد.

۳. کابل منفی سیستم داده‌برداری به پایانه منفی خودور متصل شده‌است تا از بروز پدیده الکترواستاتیک و به تبع آن ایجاد نویز جلوگیری شود.



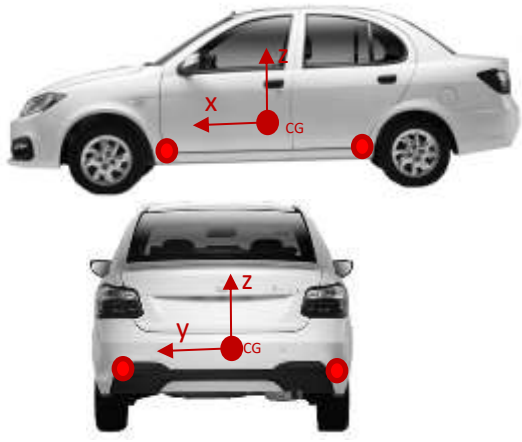


شکل ۱۱. محل سنسورگذاری بر روی خودرو

۳-۵. انجام آزمون تجربی

به همین منظور آزمون تجربی در اتوبان شهید صیاد شیرازی که بر اساس استاندارد ISO8608 یک جاده از نوع B و یا C مطابق شکل ۲ است [۱۲]۱۲، چهار مرتبه تکرار گردید و از مقدار میانگین آن برای تجزیه و تحلیل استفاده شد.

بدین منظور از یک خودروی ساینا با ۲۰۰۰ کیلومتر کارکرد استفاده شد که قبل از انجام آزمون تجربی، مورد بازدید دوره‌ای قرار گرفت و از سلامت آن اطمینان حاصل گردید. در شکل ۱۲ نمای جانبی و عقب خودروی ساینا و سیستم مختصات آن محل نصب سنسورها نشان داده شده است.



شکل ۱۲. نمای جانبی و عقب خودروی ساینا- سیستم مختصات و محل نصب سنسورها

روش فاکتوریل کامل یکی از روش‌های قدرتمند در طراحی آزمایش‌ها به دلیل کامل‌بودن اطلاعات به‌دست‌آمده از آزمون است. روش‌های دیگر از جمله فاکتوریل کسری، تاگوچی و تصادفی وجود دارد. ولی تنها روشی که در آن اثرات اصلی و تداخلی کامل به‌درستی نشان داده می‌شود، روش فاکتوریل کامل است. به‌عنوان نمونه روش L9 تاگوچی برای سه عامل در سه سطح، اثرات اصلی را به‌خوبی نشان می‌دهد و نمی‌تواند اثرات تداخلی را به‌درستی بیان کند. این موضوع برای کلیه روش‌های طراحی آزمایش به جز فاکتوریل کامل صادق است؛ بنابراین انجام آزمون به روش فاکتوریل کامل انجام شد.

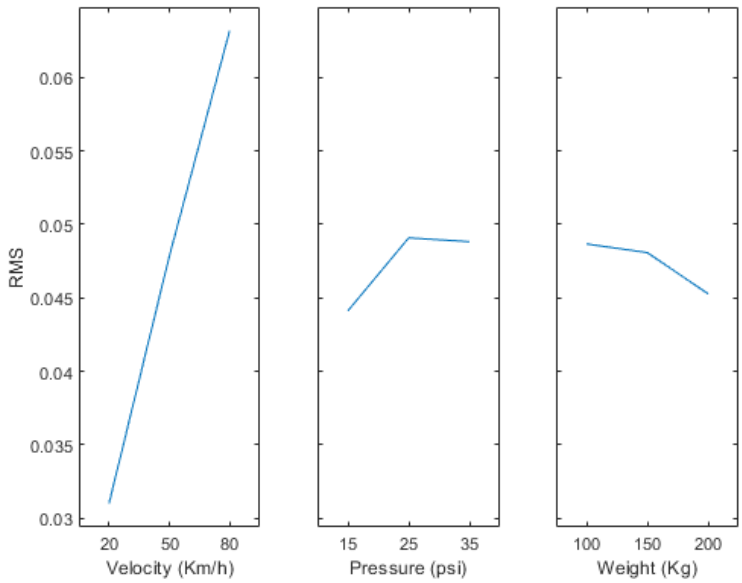
آزمون در سه سرعت ۵۰،۲۰ و ۸۰ کیلومتر بر ساعت، سه وزن محموله خودرو ۱۵۰،۱۰۰ و۲۰۰ کیلوگرم و سه فشار تایر psi ۱۵ ،۲۵ و ۳۵ انجام گردید. بنابراین سه عامل در سه سطح با چهار بار تکرار، جمعاً ۱۰۸ بار آزمون انجام گردید. از آنجاییکه با چهار سنسور سه جهته داده‌برداری انجام شد و زمان ده ثانیه از هر آزمون استخراج گردید.

نحوه انتخاب بازه سرعت بدین صورت است که بیشینه سرعت مجاز مسیر موردنظر به‌عنوان سرعت بالا، و کم‌ترین سرعتی که به‌صورت معناداری بدنه را تحریک نماید، به‌عنوان سرعت پایین و یک سرعت میانه بین سرعت بالا و سرعت پایین انتخاب گردید (۵۰،۲۰ و ۸۰ کیلومتر بر ساعت). وزن محموله خودرو نیز به همین ترتیب انتخاب گردید. بیشینه وزن محموله خودرو، دو نفر به همراه بار صندوق‌عقب و کم‌ترین باری که به‌صورت معناداری بدنه را تحریک نماید، به‌عنوان کمینه بار خودرو و یک بار میانه در نظر گرفته شد (۱۵۰،۱۰۰ و۲۰۰ کیلوگرم). بیشینه فشار مجاز تایر به‌عنوان فشار بالا، کم‌ترین فشار تایر که تایر آسیب

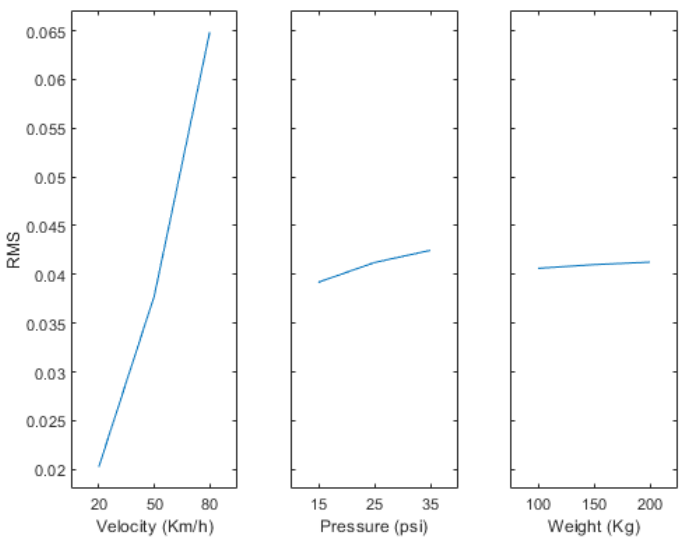
جدی نبیند نیز به‌عنوان فشار پایین و یک فشار تایر میانه انتخاب گردید (۱۵ psi، ۲۵ و ۳۵).

۴. تحلیل نتایج آزمون

در شکل ۱۳ دو روش تحلیلی و تجربی با هم مقایسه شده است که نشان می‌دهد دو روش رفتار مشابهی دارند. باتوجه‌به تصادفی بودن ارتعاشات جاده به‌عنوان ورودی سیستم ارتعاشی خودرو و همچنین غیرخطی‌بودن سیستم تعلیق و دینامیک سازهٔ خودرو، انتظار انطباق دقیق دو روش وجود ندارد.



(الف)



(ب)

شکل ۱۳. مقایسه دو روش: الف) روش تحلیلی و ب) روش تجربی

۴-۱. تحلیل در حوزه زمان

جذر میانگین مربعات با شتاب وزن‌یافته مطابق رابطه‌ی ۹ می‌باشد:

$$a_{w\ r.m.s} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T a_w^2(t)\,dt} \qquad (۹)$$

باتوجه‌به استاندارد ISO۲۶۳۱ برای شتاب وزن‌یافته، از برآیند شتاب با ضریب ۱/۴ در جهات x,y بدست می‌آید:

$$a_{xyz} = \sqrt{1.4a_x^2 + 1.4a_y^2 + a_z^2} \qquad (۱۰)$$

در جدول ۳ نتایج ۱۰۸ آزمون به صورت میانگین چهار آزمون و چهار سنسور از جذر میانگین مربعات شتاب در ۲۷ سطر آورده شده است.

جدول ۳. نتایج آزمون تجربی

سرعت خودرو (Km/h)	فشار تایر (psi)	وزن محموله (Kg)	میانگین rms شتاب (g)		
			x	y	z
20	15	100	0/0196	0/0234	0/0354
20	15	150	0/0179	0/0233	0/0359
20	15	200	0/0204	0/0234	0/0364
20	25	100	0/0194	0/0302	0/0355
20	25	150	0/0197	0/0315	0/0369
20	25	200	0/0204	0/0305	0/0363
20	35	100	0/0206	0/0318	0/0387
20	35	150	0/0208	0/0302	0/0360
20	35	200	0/0207	0/0313	0/0373
50	15	100	0/0327	0/0440	0/0654
50	15	150	0/0342	0/0462	0/0708
50	15	200	0/0348	0/0463	0/0710
50	25	100	0/0353	0/0500	0/0712
50	25	150	0/0366	0/0511	0/0766
50	25	200	0/0371	0/0524	0/0777
50	35	100	0/0370	0/0510	0/0744
50	35	150	0/0353	0/0506	0/0731
50	35	200	0/0368	0/0521	0/0752
80	15	100	0/0614	0/0855	0/1199
80	15	150	0/0631	0/0875	0/1228
80	15	200	0/0635	0/0870	0/1203
80	25	100	0/0628	0/0920	0/1298
80	25	150	0/0612	0/0889	0/1277
80	25	200	0/0619	0/0911	0/1300
80	35	100	0/0646	0/0948	0/1361
80	35	150	0/0637	0/0917	0/1306
80	35	200	0/0629	0/0924	0/1320

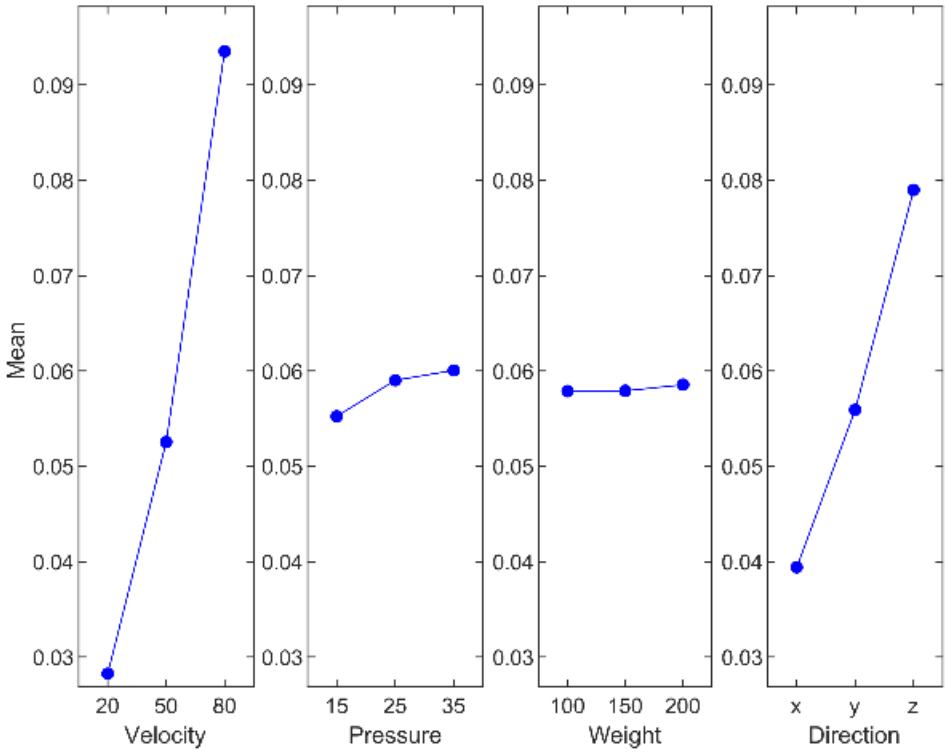
سه ستون سمت چپ ورودی‌های آزمون و سه ستون سمت راست جدول ۳ نتایج آزمون تجربی می‌باشد. نمودار اثر اصلی سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف بر روی جذر میانگین مربعات شتاب در شکل ۱۴ نشان داده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، سرعت خودرو بیشترین اثر را دارد. فشار تایر و وزن محموله خودرو اثر بسیار کمی نسبت به‌سرعت دارند. همچنین سطح ارتعاشات در جهت عمودی بیشترین و در جهت طولی خودرو کم‌ترین مقدار است.

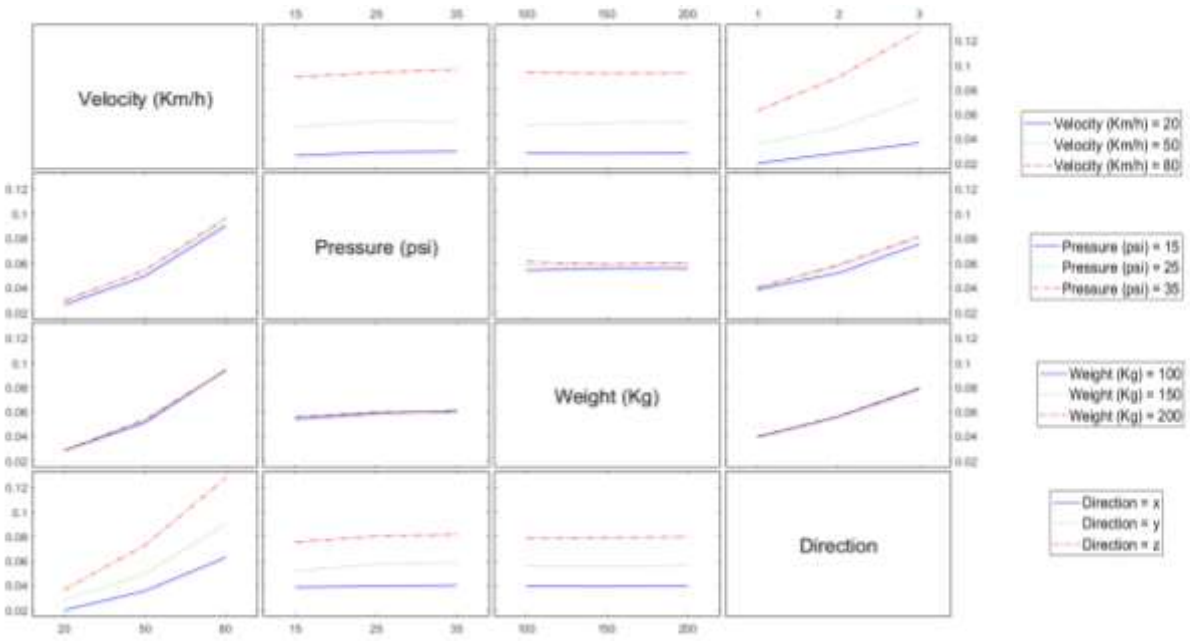
در نمودار اثرهای تداخلی، نمودارهای موازی نشان‌دهنده عدم تأثیر یک عامل بر روی عامل دیگر است (مانند فشار تایر و وزن محموله خودرو) و نمودارهای غیرموازی نشان‌دهنده تأثیر یک عامل بر روی عامل دیگر است (مانند سرعت و راستای داده-برداری)

به‌طورکلی، اثرات تعامل در این نمودار، حداقل به نظر می‌رسد. پاسخ عمدتاً تحت‌تأثیر اثرات اصلی هر عامل است.

.



شکل ۱۴. نمودار اثر اصلی جذر میانگین مربعات شتاب با سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف



شکل ۱۵. نمودار اثر تداخلی جذر میانگین مربعات شتاب با سه پارامتر سرعت، فشار باد تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف

۴-۲. تحلیل در حوزهٔ فرکانس

بر اساس قاعده پالمگرن-ماینر[۸]، آسیب خستگی ناشی از ارتعاشات تصادفی به توزیع انرژی در باندهای فرکانسی وابسته است، زیرا تعداد سیکل‌های تنش مؤثر و دامنه آن‌ها از چگالی طیف توان سیگنال ارتعاشی تعیین می‌شود[۱۶]. همچنین اثر ارتعاشات در

فرکانس‌های مختلف بر روی انواع محموله از جمله انسان، متفاوت است[۱۷]. به منظور بررسی تأثیر ارتعاشات بر خستگی قطعات، محاسبه انرژی جذب‌شده در باندهای فرکانسی مختلف انجام گردید. برای محاسبه انرژی در یک باند فرکانسی خاص یک سیگنال ارتعاشی، تبدیل فوریه برای تبدیل سیگنال از حوزه زمان به حوزه فرکانس انجام می‌شود. تبدیل فوریه این امکان را می‌دهد تا محتوای فرکانس سیگنال تجزیه‌وتحلیل شود[۱۴]. انرژی در باند فرکانسی دلخواه از رابطه‌ی ۱۱ محاسبه می‌شود:

$$\text{Energy_Band} = \int_{f_1}^{f_2} |X|^2 \, dx \qquad (۱۱)$$

که در آن $|X|$ تبدیل فوریه سریع یا همان FFT یک سیگنال ارتعاشی، f_1 فرکانس شروع و f_2 فرکانس پایان بازه فرکانسی است. انرژی در باند فرکانسی برای داده‌های گسسته به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{Energy_Band} = \sum_{f1}^{f2} |X|^2 \qquad (۱۲)$$

تبدیل فوریه یک سیگنال زمانی پیوسته را به دامنه فرکانسی آن تبدیل می‌کند. معادله عمومی تبدیل فوریه برای یک سیگنال پیوسته $x(t)$ به صورت زیر است:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} \, dt \qquad (۱۳)$$

که در آن $X(f)$ تبدیل فوریه سیگنال پیوسته در حوزه فرکانس، f فرکانس و i واحد موهومی است.

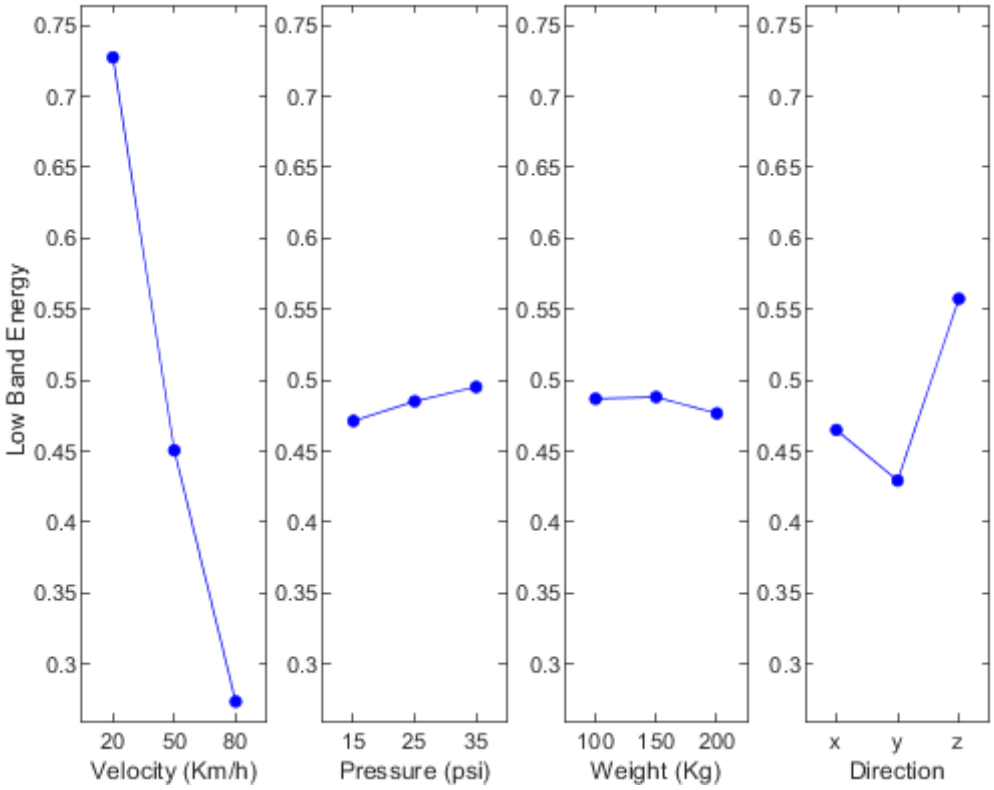
FFT از الگوریتم کولی - توکی[۹] استفاده می‌کند. اگر N تعداد سیگنال باشد، پیچیدگی محاسباتی تبدیل فوریه معمولی را از تعداد N^2 محاسبه به تعداد $N.\log.N$ محاسبه کاهش می‌دهد. این الگوریتم به طور خاص برای داده‌های گسسته طراحی شده است که تعداد نمونه‌ها باید توان دو باشد. از رابطه‌ی ۱۴ تبدیل فوریه سریع محاسبه می‌گردد.

$$X(k) = \sum_{n=1}^{N-1} x(n) e^{-i2\pi \frac{kn}{N}} \qquad (۱۴)$$

که در آن $X(k)$ تبدیل فوریه سیگنال گسسته در حوزه فرکانس و $x(n)$ مقادیر نمونه‌برداری شده سیگنال $x(t)$ می‌باشد [۱۸].

باتوجه‌به بازه فرکانسی ۵ الی ۲۰۰۰ هرتز در ارتعاشات خودرو، می‌توان آن را به دو باند اصلی باند فرکانسی پایین (۴ تا ۱۰۰ هرتز) و باند فرکانسی بالا (۱۰۰ تا ۲۰۰۰ هرتز) تقسیم کرد. در شکل ۱۶ رفتار انرژی در باند فرکانسی پایین (۴ الی ۱۰۰ هرتز) با سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود با افزایش سرعت و وزن محموله خودرو، انرژی در باند فرکانسی پایین، کاهش و با افزایش فشار تایر، انرژی در باند فرکانسی پایین، افزایش می یابد. در شکل ۱۷ نمودار انرژی در باند فرکانسی بالا (۱۰۰ الی ۲۰۰۰ هرتز) با سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف مشاهده می‌شود.



شکل ۱۶. نمودار اثر اصلی انرژی در باند فرکانسی پایین با سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف

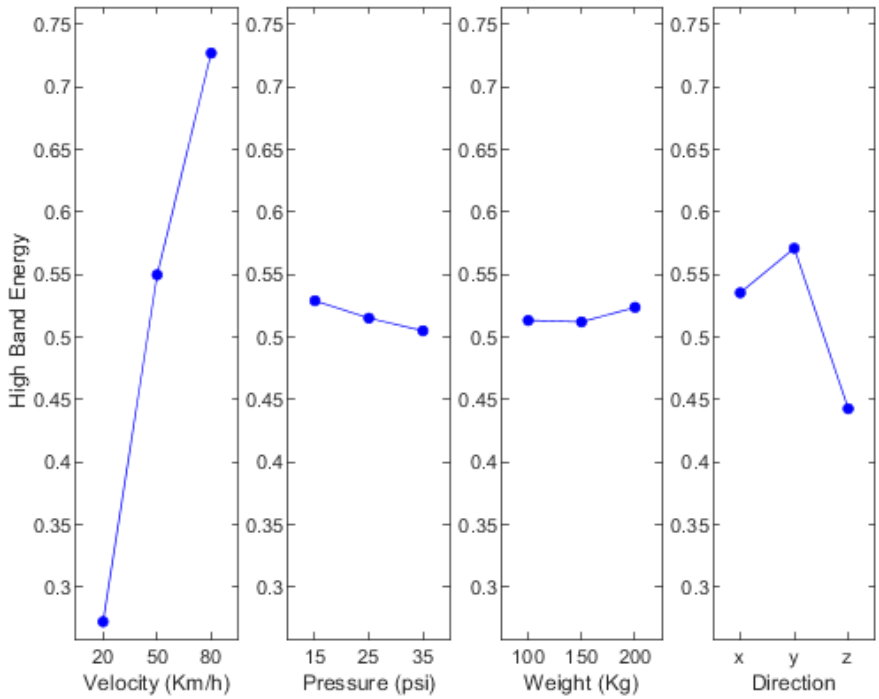
در شکل ۱۷ نیز کاملاً مشهود است که با افزایش سرعت و وزن محموله خودرو، انرژی در باند فرکانسی بالا، افزایش و با افزایش فشار تایر، انرژی در باند فرکانسی بالا، کاهش می‌یابد. از نمودارهای اثر اصلی انرژی در باند فرکانسی پایین در شکل ۱۶و انرژی در باند فرکانسی بالا در شکل ۱۷ می‌توان کمینه انرژی را مطابق جدول ۴ بصورت تقریبی مشخص نمود. در شکل ۱۸ چگالی طیفی توان برای دو حالت کمینه انرژی در باند فرکانسی پایین و کمینه انرژی در باند فرکانسی بالا با توجه به جدول۴ نشان داده شده است.

جدول ۴. وضعیت کمینه انرژی در باند فرکانسی پایین و باند فرکانسی بالا

باند فرکانسی	سرعت (Km/h)	فشار تایر (psi)	وزن محموله (kg)
پایین (۴ الی ۱۰۰ هرتز)	۸۰	۱۵	۲۰۰
بالا (۱۰۰ الی ۲۰۰۰ هرتز)	۲۰	۳۵	۱۰۰

۵. بهینه‌یابی در بازه‌های مختلف فرکانسی

فرکانس‌های پایین آسیب‌زا برای محموله انسانی است و باعث ناراحتی، خستگی و حتی مشکلات و ناراحتی

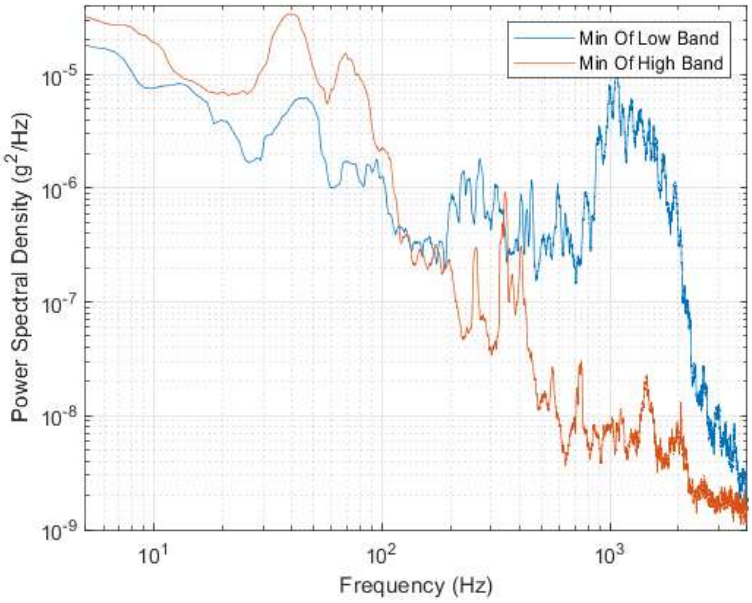


شکل ۱۷. نمودار اثر اصلی انرژی در باند فرکانسی بالا با سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف

شدید می‌شوند[۱۷]. فرکانس‌های بالا می‌توانند برای مجموعه‌های الکتریکی باعث آسیب شود. چراکه با پیشرفت تکنولوژی و کوچک شدن اجزاها و قطعات الکترونیکی، فرکانس آسیب آن‌ها نیز افزایش یافته است. در این باند فرکانسی، ممکن است قطعات حساس مانند سنسورها، بردهای الکترونیکی و ماژول‌های مخابراتی دچار آسیب شود[۱۴]. بنابراین در ادامه به یافتن بهینه پارامتر سرعت، فشار تایر و وزن محموله در هر دو نوع محموله پرداخته شده‌است.

۵-۱. مدل ریاضی

روش‌های سنتی مدل‌سازی، مانند رگرسیون خطی یا لجستیک و تحلیل‌های آماری کلاسیک، به‌طورکلی بر پایهٔ فرمول‌ها و روابط تحلیلی مشخص بنا شده‌اند. این روش‌ها معمولاً فرض می‌کنند که روابط بین متغیرها ساده و به‌صورت خطی یا قابل‌توصیف با معادلات مشخص هستند. در این روش‌ها، شفافیت مدل، بالا بوده و تفسیر و استدلال‌های علمی به‌راحتی انجام می‌شود. اما نقطه‌ضعف اصلی آن‌ها در ناتوانی درک روابط پیچیده و غیرخطی یا وابستگی‌های چندلایه در داده‌هاست؛ جایی که داده‌ها



شکل ۱۸. چگالی طیفی توان برای دو حالت کمینه انرژی در باند فرکانسی پایین و کمینه انرژی در باند فرکانسی بالا

رفتارهای غیرمنتظره یا متغیرهای پنهان دارند، مدل‌های سنتی دقت و کارایی خود را از دست می‌دهند.

سه متغیر به‌عنوان پارامترهای مستقل و دو متغیر نیز به‌عنوان جواب در نظر گرفته شده است. انرژی در باند فرکانسی پایین (Y_1)، انرژی در باند فرکانسی بالا (Y_2) و جذر میانگین مربعات شتاب (Y_3) پارامترهای خروجی و سرعت (A)، فشار تایر (B) وزن محموله خودرو (C) پارامترهای مستقل در این بررسی هستند. در جدول ۵ به ترتیب اثرات پارامترهای اصلی و تداخلی ورودی بر خروجی در مقایسه با جذر میانگین مربعات شتاب نشان‌داده‌شده است.

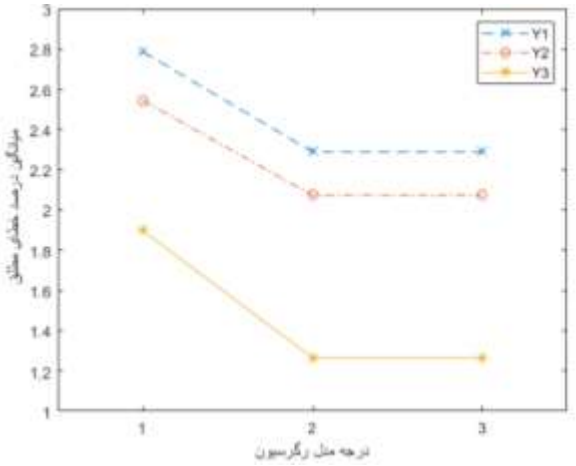
همان‌طور که جدول ۵ مشاهده می‌شود، اثرات پارامترهای اصلی و تداخلی ورودی بر دو خروجی Y_1 و Y_2 کاملا یکسان ولی با Y_3 متفاوت است. اینکه

جدول ۵. ترتیب اثرات پارامترهای اصلی و تداخلی

شماره	Y1	Y2	Y3
۱	Intercept	Intercept	A
۲	A*A	A*A	Intercept
۳	A	A	B*B
۴	B	B	A*A
۵	C	C	B
۶	C*C	C*C	A*B
۷	A*B	A*B	A*B*C
۸	B*C	B*C	A*C
۹	A*B*C	A*B*C	C*C
۱۰	A*C	A*C	C
۱۱	B*B	B*B	B*C

عرض از مبدا[۱۰] پارامتر مؤثر است به این معناست که میانگین کلی پاسخ‌ها به طور معنی‌داری از صفر فاصله دارد. به منظور حصول دقت حداکثری در مدل رگسیون، هیچکدام از پارامترها حذف نشده‌است.

برای بالابردن دقت مدل، درجه رگرسیون افزایش داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۹ مشاهده می‌شود با افزایش درجه چندجمله‌ای، خطا کاهش‌یافته است. اما از درجه‌دو به بعد افزایش درجه مدل تأثیری در کاهش خطا ندارد.



شکل ۱۹. میزان کاهش خطا با افزایش درجه مدل رگرسیون

میانگین درصد خطای مطلق[11] نهایی با مدل درجه‌دو در جدول ۶ آمده‌است.

جدول ۶. میانگین درصد خطای مطلق در رگرسیون

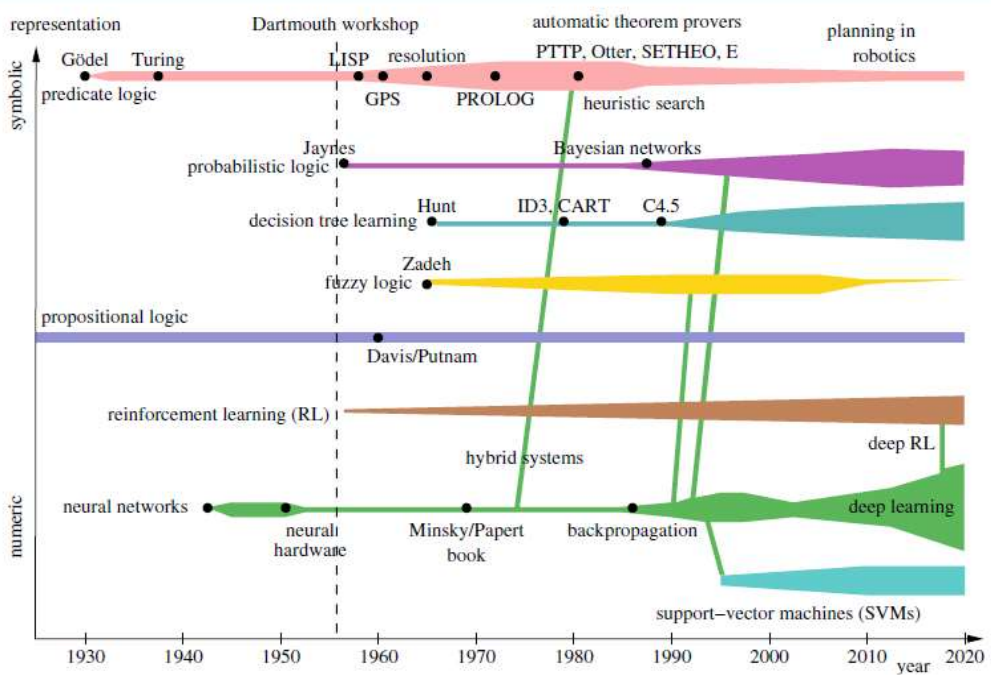
	Y۱	Y۲	Y۳
MAPE	2/29	2/07	1/27

۲-۵. یادگیری ماشین[12]

یادگیری ماشین با توانایی تحلیل حجم انبوهی از داده‌ها و استخراج الگوهای پنهان، به ابزاری قدرتمند در زمینه‌های مختلف علمی و صنعتی تبدیل شده است. از پیش‌بینی و مدل‌سازی رفتارهای پیچیده در مهندسی و علوم دیگر، یادگیری ماشین کمک می‌کند تصمیم‌گیری‌ها سریع‌تر و دقیق‌تر شوند. به‌ویژه در مواردی که روش‌های سنتی نمی‌توانند روابط غیرخطی یا وابستگی‌های پیچیده را به‌درستی درک کنند، الگوریتم‌های یادگیری ماشین همچون درخت تصمیم[13]، شبکه‌های بیزی[14]، ماشین بردار پشتیبان[15] و شبکه‌های عصبی[16] وارد عمل می‌شوند و نقش مهمی در ارائه راه‌حل‌های نوآورانه و افزایش بهره‌وری ایفا می‌کنند. چهار روش در شکل ۲۰ به عنوان روش‌های پرکاربرد در حوزه هوش مصنوعی نشان داده است. پهنای میله‌ها نشان‌دهنده میزان رواج استفاده از روش است.

استفاده مناسب از روش‌های یادگیری ماشین نظیر درخت تصمیم، شبکه‌های بیزی، ماشین بردار پشتیبان و شبکه‌های عصبی (چهار روش پرکاربرد) به ویژگی‌های داده ورودی، نوع مسئله و پیچیدگی آن وابسته است. برای نمونه، درخت تصمیم برای مجموعه داده‌های کوچک و مسائل نیازمند تفسیرپذیری ایده‌آل است، درحالی‌که شبکه‌های عصبی برای داده‌های بزرگ و پیچیده؛ مانند تصاویر یا سری‌های زمانی مناسب‌ترند. ماشین بردار پشتیبان در مسائل با داده‌های کم‌حجم اما با ابعاد زیاد کارایی دارد و شبکه‌های بیزی برای مدل‌سازی روابط احتمالی و عدم قطعیت کاربرد دارند. انتخاب نادرست روش، مانند به‌کارگیری شبکه عصبی برای داده‌های محدود، ممکن است به بیش برازش[17] یا نتایج ضعیف منجر شود؛ لذا هماهنگی روش با مشخصات داده و هدف مسئله ضروری است. با توجه به نوع و حجم داده روش الگوریتم درخت تصمیم انتخاب شده است.

درخت تصمیم به‌عنوان مدلی ساده و درعین‌حال قدرتمند، برای تحلیل داده‌های محدود و استخراج روابط پنهان انتخاب شده است. این مدل به دلیل ساختار شفاف و قابل‌تفسیر خود، امکان مشاهدهٔ مستقیم تأثیر هر متغیر ورودی را فراهم می‌کند؛ ویژگی‌ای در پژوهش‌های علمی و کاربردی ارزشمند است. باتوجه‌به تعداد کم داده‌ها، درخت تصمیم با انعطاف‌پذیری بالا و بدون نیاز به فرضیات آماری



شکل ۲۰. تاریخچه حوزه‌های مختلف هوش مصنوعی[۱۹]

سخت‌گیرانه، می‌تواند نتایج اولیه و مفیدی را ارائه دهد و به‌عنوان نقطهٔ شروعی برای مدل‌سازی پیشرفته‌تر در نظر گرفته شود.

بااین‌حال، باید در نظر داشت که مدل‌های درخت تصمیم، در برابر داده‌های پراکنده یا نویزی حساس بوده و ممکن است در صورت عدم کنترل، دچار پیچیدگی بیش از حد یا اصطلاحاً بیش برازش شوند؛ بنابراین، استفاده از روش‌های اعتبارسنجی متقابل[۱۸] و هرس‌کردن درخت[19] توصیه می‌شود تا مدل نهایی از دقت و پایداری لازم برخوردار گردد. برای یافتن یک مدل بهینه درخت تصمیم از روش بهینه‌سازی بیزی استفاده شده است.

الگوریتم بهینه‌سازی بیزی یک روش هوشمندانه و کارآمد برای بهینه‌سازی توابع پرهزینه و پیچیده است که شکل صریحی ندارند یا مشتق‌پذیر نیستند. این روش اغلب برای تنظیم ابرپارامترهای مدل‌های یادگیری ماشین استفاده می‌شود، جایی که ارزیابی هر پارامتر می‌تواند بسیار زمان‌بر یا پرهزینه باشد. این روش با استفاده از مدل‌های احتمالاتی مانند فرایند گوسی، عملکرد تابع هدف را بر اساس داده‌های قبلی مدل‌سازی کرده و با بهره‌گیری از توابع اکتشافی، تعادلی هوشمند میان اکتشاف و بهره‌برداری ایجاد می‌کند. برخلاف روش‌های تصادفی مانند الگوریتم ژنتیک و یا ازدحام ذرات، الگوریتم بهینه‌سازی بیزی با کم‌ترین تعداد ارزیابی، نزدیک‌ترین نقاط بهینه را پیدا می‌کند که این ویژگی آن را برای مسائل پرهزینه مانند آموزش مدل‌های پیچیده، ایده‌آل می‌سازد. رابطه‌ی بهبود مورد انتظار[۲۰] EI در رابطه‌ی ۱۵ به دنبال مقدار کمینه است. در الگوریتم بهینه‌سازی بیزی می‌خواهیم تابع هدف $f(x)$ را کمینه کنیم. $f(x^+)$ بهترین مقدار تابع (کمترین مقدار در کمینه‌سازی) است که تا کنون مشاهده شده است.

$$EI(x) = E[\max(f(x^+) - f(x), 0)]$$
$$= \big(f(x^+) - \mu(x)\big)\Phi(Z) + \sigma(x)\,\varphi(Z) \quad (۱۵)$$

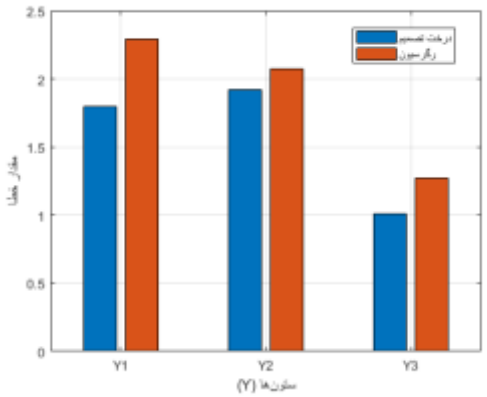
$f(x)$ مقدار تابع در نقطه‌ی نامزد x است که از دیدگاه مدل (فرآیند گاوسی) دارای توزیع نرمال با میانگین $\mu(x)$ و انحراف معیار $\sigma(x)$ است.

در جدول ۷ میانگین درصد خطای مطلق در الگوریتم درخت تصمیم که با روش بهینه‌سازی بیزی بهینه شده است، برای سه پارامتر $Y1$،$Y2$ و $Y3$ نشان داده شده است.

جدول ۷. میانگین درصد خطای مطلق در الگوریتم درخت تصمیم

	Y۱	Y۲	Y۳
MAPE	۱/۸	۱/۹۲	۱/۰۱

همان‌طور که مشاهده می‌شود مقادیر خطاهای الگوریتم درخت تصمیم از روش رگرسیون سنتی کمتر است. این اختلاف در شکل ۲۱ مشهود است.



شکل ۲۱. مقایسه خطا برای دو روش رگرسیون سنتی و درخت تصمیم

لذا برای یافتن بهینه ارتعاشات محموله‌های مختلف بهتر است که از الگوریتم درخت تصمیم استفاده شود.

جدول ۸. کمینه انرژی برای محموله های مختلف با استفاده از الگوریتم درخت تصمیم

محموله	سرعت خودرو	فشار تایر	وزن محموله خودرو	انرژی
انسانی	۸۰	۱۵	۱۹۳	0/1578
الکترونیکی	۲۰	۳۵	۱۳۰/۶	0/2557

در جدول ۸ برای دو نوع محموله خاص پارامترهای بهینه محاسبه گردید. سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت، فشار تایر psi ۱۵ و وزن محموله خودرو ۱۹۳ کیلوگرم برای محموله انسانی و سرعت ۲۰ کیلومتر بر ساعت، فشار تایر psi ۳۵ و وزن محموله خودرو ۱۳۰/۶ کیلوگرم برای محموله مجموعه‌های الکترونیکی مناسب است.

۶. نتیجه‌گیری

بررسی ارتعاشات خودرو به دو روش تحلیلی و تجربی انجام شده است که نتایج دو روش به‌صورت قابل‌قبولی به هم نزدیک است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که سرعت خودرو بیشترین اثر را بر ارتعاشات خودرو دارد. فشار تایر و وزن محموله خودرو اثر بسیار کمی نسبت به‌سرعت دارند. همچنین سطح ارتعاشات در جهت عمودی بیشترین و در جهت طولی خودرو کم‌ترین مقدار است. همچنین با افزایش سرعت، انرژی در باند فرکانسی پایین کاهش و انرژی در باند فرکانسی بالا افزایش می‌یابد. همین رفتار را می‌توان با افزایش وزن محموله خودرو نیز مشاهده نمود. اما رفتار انرژی در باندهای فرکانسی پایین و بالا برای فشار تایر کاملاً برعکس است. این اطلاعات می‌تواند در بهبود طراحی خودرو و ارائه توصیه‌هایی در مورد تنظیم فشار تایر،

بارگذاری، و سرعت به‌منظور بهینه‌سازی عملکرد و راحتی راننده مؤثر باشد. همچنین از رفتار انرژی در باندهای فرکانسی مختلف می‌توان برای تنظیم فشار تایر، وزن محموله خودرو و سرعت آن برای حمل‌ونقل انواع محموله‌ها استفاده نمود. سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت، فشار تایر ۱۵ psi و وزن محموله خودرو ۱۹۳ کیلوگرم برای محموله انسانی کمینه ارتعاشات را ایجاد می‌کند. همچنین سرعت ۲۰ کیلومتر بر ساعت، فشار تایر ۳۵ psi و وزن محموله خودرو ۱۳۰/۶ کیلوگرم برای محموله مجموعه‌های الکترونیکی مناسب است. الگوریتم درخت تصمیم به‌عنوان روشی قابل‌تفسیر از روش‌های یادگیری ماشین، دقت بیشتری نسبت به روش معمولی دارد؛ لذا برای یافتن بهینه ارتعاشات محموله‌های مختلف از الگوریتم درخت تصمیم استفاده شد. این روش در خودروهای خودران تاکتیکی و برای سلامت محموله‌ها کاربرد فراوانی دارد.

۷. منابع

[1] Sekulić, D., et al., *Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom.* Applied Mathematical Modelling, 2013. 37(18): p. 8629-8644.

[2] Hamed, M., et al., *The influence of vehicle tyres pressure on the suspension system response by applying the time-frequency approach*. 2013. 1-6.

[3] Sherwin, L.M., et al., *Influence of tyre inflation pressure on whole-body vibrations transmitted to the operator in a cut-to-length timber harvester.* Applied Ergonomics, 2004. 35(3): p. 253-261.

[4] Kaderli, F. and H.M. Gomes, *Vibration analysis based on health and comfort levels on ride vehicles.* International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2015. 11(3-4): p. 238-254.

[5] Meram, A. and M. Shahriari, *Evaluation of Whole-Body Vibration in Automobile on Routine Travel—A Case Study.* Occupational and Environmental Safety and Health, 2019: p. 191-199.

[6] Fichera, G., M. Scionti, and F. Garescì, *Experimental correlation between the road roughness and the comfort perceived in bus cabins.* SAE Transactions, 2007: p. 39-49.

[7] Peralta, A., et al., *Ride Comfort Analysis of an AWD Vehicle Travelling on Different Types of Pavements*. 2017.

[8] Sadegh Nasiri, M.S.-Y., Tohid Mirzababaie Mostofi, Seyyed Mohsen and M.Z.-S .Mousavi, *Optimization of Effective Parameters in Free Iron Sheet Forming Processby Underwater Explosion Method.* 1401.

[9] Yang, L., et al., *Robust Optimization of Road Vehicle Suspension Considering the Variation of Tire Vertical Stiffness.* Journal of Modeling and Optimization, 2019. 11: p. 8-15.

[10] Fathi, H., et al. *Modeling and Validation of a Passenger Car Tire Using Finite Element Analysis*. Vehicles, 2024. 6, 384-402 DOI: 10.3390/vehicles6010016.

[11] Cazalla, O., et al., *Three-way ANOVA interaction analysis and ultrasonic testing to evaluate air lime mortars used in cultural heritage conservation projects.* Cement and Concrete Research, 1999. 29(11): p. 1749-1752.

[12] International Organization for Standardization. "ISO 8608: 2016 Mechanical vibration: Road surface profiles: Reporting of measured data." *tech. rep., International Organization for Standardization, Switzerland* (2016).

[13] Boyarchikov, Y. and T. Martinec, *Road Pavement Monitoring and Analysis Approaches Using Gyroscope and Accelerometer Data.* IFAC-PapersOnLine, 2024. 58(9): p. 138-142.

[14] STANDARD ,D.O.D.T.M., *MIL-STD-810H, ENVIRONMENTAL ENGINEERING CONSIDERATIONS AND LABORATORY TESTS*. 2019.

[15] YMC PIEZOTRONICS INC. *General Purpose Accelerometers*. 2022; Available from: http://www.chinaymc.com./

[16] Wang, Y., R. Serra, and e.P. Argoul, *Based on the virtual experiment study of the impact of load sequence on the calculation process of random vibration fatigue damage.* Procedia Structural Integrity, 2019. 19: p. 682-687.

[17] Alimohammadi, Iraj, and Hossein Ebrahimi. "Comparison between effects of low and high frequency noise on mental performance." *Applied Acoustics* 126 (2017): 131-135.

[18] Oppenheim, A.V., A.S. Willsky, and S.H. Nawab, *Signals & systems (2nd ed.)*. 1996: Prentice-Hall, Inc.

[19] Ertel, Wolfgang. *Introduction to artificial intelligence*. Springer Nature, 2024.

پی‌نوشت

[1]. Whole body vibration (WBV)
[2]. Hand-arm vibration (HAV)
[3]. All-wheel drive (AWD)
[4]. Three-way ANOVA
[5] Data Logger
[6] .Digitalize
[7]. Cyanoacrylate
[8]. Palmgren-Miner rule
[9] .Cooley-Tukey
[10] .Intercept
[11] .Mean Absolute Percentage Error (MAPE)
[12] .Machine Learning (ML)
[13] .Decision Tree
[14] .Bayesian Networks
[15]. Support Vector Machine (SVM)
[16]. Neural Networks (NN)
[17]. Overfitting
[18].Cross-validation
[19] .Pruning
[20]. Expected Improvement (EI)