

مدل سازی پارامترهای رانندگی خودرو به منظور بهینه سازی ارتعاشات انواع محموله در بازه های فرکانسی مختلف با استفاده از یادگیری ماشین

سید محمد مدرس پژوهشگر دانشگاه جامع امام حسین (ع) Mo_modarres@ihu.ac.ir	سعید محبوب مقدس* دانشیار دانشگاه جامع امام حسین (ع) smahjoubmoghadass@ihu.ac.ir	سلمان ایمان پور دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک دانشگاه جامع امام حسین (ع) p9719705870@ihu.ac.ir
---	--	---

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۱۰/۱۳

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۷/۸

چکیده

ارتعاشات خودرو می تواند 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 بهینه یابی انرژی ارتعاشات در بازه های 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 حالت های بهینه از نظر ارتعاشی برای محموله های مختلف است. سرعت، فشار تایر و وزن محموله خودرو به طور مشخصی تغییر داده شده، ارتعاشات اندازه گیری 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 می دهد که سرعت خودرو بیشترین اثر را دارد. فشار تایر و وزن محموله خودرو اثر بسیار کمتری نسبت به سرعت دارند. همچنین سطح ارتعاشات در جهت عمودی بیشترین و در جهت طولی خودرو کمترین مقدار است. در آخر برای دو نوع محموله پارامترهای بهینه محاسبه گردید. این کار با روش سنتی و روش یادگیری ماشین انجام شد. از بین روش های 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 محموله های 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

محموله همواره مورد توجه محققان و مهندسان بوده است. باتوجه به تصادفی بودن ارتعاشات جاده به عنوان ورودی سیستم ارتعاشی خودرو و همچنین غیرخطی بودن سیستم تعلیق و دینامیک سازه خودرو،

۱. مقدمه

ارتعاشات خودرو، به عنوان یکی از مهم ترین عوامل مؤثر بر راحتی سرنشینان، عمر و پایداری خودرو و عمر

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 تأثیرگذار 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 بر روی 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 مورد بررسی 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 از آن استفاده شده‌است.

۲. مدل‌سازی سیستم ارتعاشی خودرو

مدل دینامیکی مورد استفاده، مدل یک‌چهارم خودرو است که برای توصیف حرکت عمودی وسیله نقلیه تحت تأثیر ناهمواری‌های جاده به کار می‌رود. این مدل

X بردار حالت و y کمیتی است که از حالات X و ورودی u استخراج و به عنوان خروجی سیستم تعریف می‌شود.

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

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

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

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.

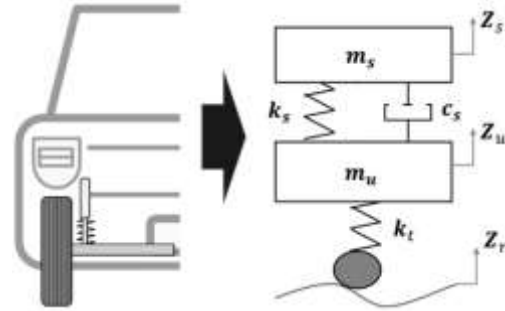
۲-۱. سفتی تایر

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

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

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، ۲۵، و ۳۵ psi) استفاده شده است که در جدول ۱ مشخصات آن آمده

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:

$$x = [z_s \ \dot{z}_s \ z_u \ \dot{z}_u]^T$$

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (۳)$$

$$y = Cx + Du$$

فرکانس فضایی طبق یک توان منفی مطابق رابطه‌ی ۵ کاهش می‌یابد [۱۲].

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \quad (5)$$

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 $f = n \cdot v$ استفاده می‌شود. f فرکانس زمانی است که با ضرب فرکانس فضایی در سرعت خودرو بدست می‌آید. با جای گذاری رابطه‌ی فرکانس در رابطه‌ی ۵، چگالی طیفی توان زمانی $S_z(f)$ بدست می‌آید [۱۲].

$$S_z(f) = \frac{G_d(n_0)}{v} \left(\frac{f}{n_0 v}\right)^{-w} \quad (6)$$

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

۳-۲. 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 اختلاف فاز تصادفی است که بر اساس جمع موجک‌های کسینوسی با دامنه مبتنی بر PSD و فاز تصادفی (مطابق رابطه‌ی ۷) یک سیگنال تصادفی ایجاد می‌کند.

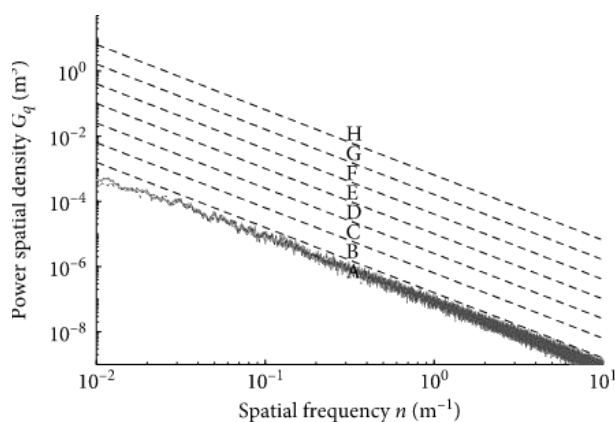
است. با جای‌گذاری مقادیر جدول ۱ در رابطه‌ی ۴، مقدار سفتی تایر در فشارهای مختلف بدست می‌آید.

جدول ۱. مشخصات تایر

$D_R(\text{mm})$	AR	$S_N(\text{mm})$	$P(\text{kPa})$
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 به جای پروفیل جاده که نشان‌دهنده 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، به طوری 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 [12] ISO 8608

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. به گونه‌ای که انرژی ناهمواری‌ها با افزایش

مربعات جابجایی و مستقل از سرعت خواهد بود. این مقدار برای جاده A، $4 \text{ mm}_{\text{rms}}$ است. جذر میانگین مربعات جابجایی یک کلاس جاده دو برابر کلاس قبلی می‌شود. بنابراین برای جاده B، $8 \text{ mm}_{\text{rms}}$ 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 در نظر 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 40 kN/m محاسبه شده است. نمودار اثر اصلی جذر میانگین مربعات شتاب با چهار پارامتر سرعت، فشار تیر، وزن محموله خودرو و جاده‌های مختلف در جهت عمودی خودرو بر روی جذر میانگین مربعات شتاب در شکل 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.

۱-۳. انتخاب سنسور

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

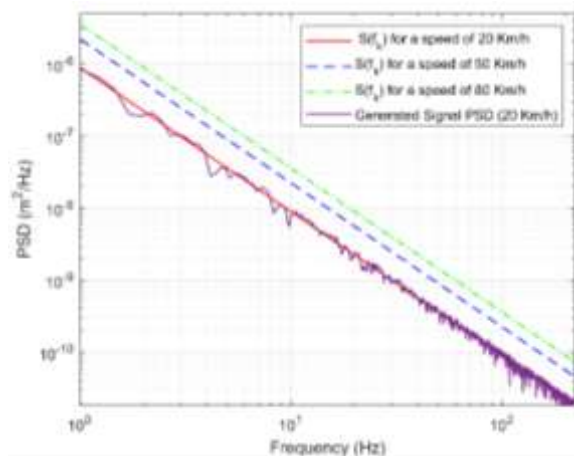
$$x(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cos(2\pi f_k t + \phi_k) \quad (7)$$

که در آن فرکانس‌های نمونه‌برداری شده از PSD، ϕ_k فاز تصادفی یکنواخت بین صفر و 2π است. A_k نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$A_k = \sqrt{2S_z(f_k)\Delta f} \quad (8)$$

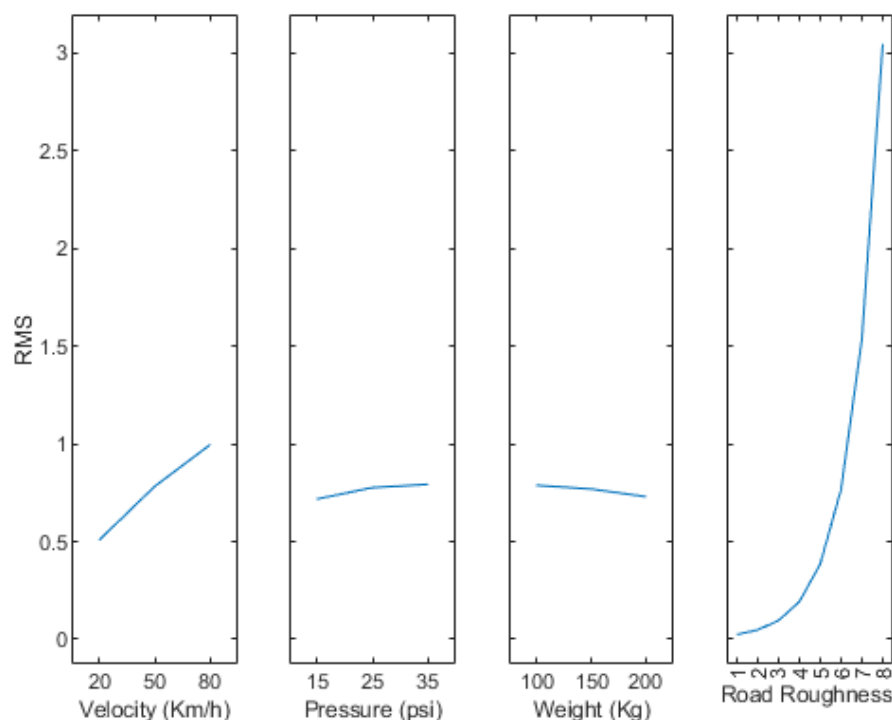
$S_z(f_k)$ همان PSD جابجایی است که از رابطه‌ی ۶ بدست آمده است.

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 ۲۰، ۵۰ و ۸۰ کیلومتر بر ساعت و PSD سیگنال تولید شده برای سرعت ۲۰ کیلومتر بر ساعت به عنوان نمونه نشان داده شده است.



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

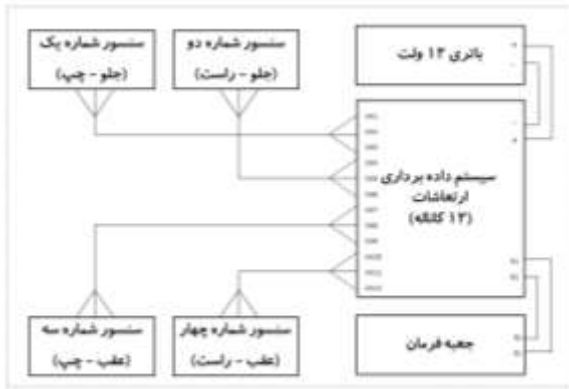
در واقع شکل ۳ نمایانگر توزیع توان جابجایی در فرکانس‌های مختلف است. بدیهی است که جذر مساحت زیر نمودار PSD برابر جذر میانگین



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 کرده است [۱۴]. در این استاندارد، شتاب‌سنج با حساسیت 10 mv/g الی 100 mv/g توصیه شده است. لذا برای داده‌برداری ارتعاشات خودرو، از چهار سنسور شتاب‌سنج پیزوالکتریک مینیاتوری با حساسیت 50 mv/g و ماکزیمم شتاب 100 g ساخت شرکت YMC استفاده شد [۱۵].

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



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

۳-۳. کالیبراسیون

برای کالیبراسیون یک سیستم داده برداری^۵ ارتعاشات می توان به دو روش عمل نمود. در روش اول سیستم داده برداری ارتعاشات، سنسور و کابل های مرتبط با آن به طور جداگانه مورد کالیبراسیون قرار می گیرد. در روش دوم سیستم داده برداری ارتعاشات، سنسور و کابل های مرتبط با آن به صورت هم زمان کالیبره می شوند. روش دوم بهتر از روش اول است، چراکه برهم کنش زیرسیستم ها و یکپارچگی سیستم هم بررسی می شود 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 $159/2$ هرتز و مجذور میانگین مربعات شتاب 10 m/s^2 می باشد. در کالیبراسیون سه پارامتر می بایست بررسی شوند: ضریب حساسیت، انحراف سیگنال، و فرکانس نمونه برداری. در شکل ۷ شماتیک مراحل کالیبراسیون نشان داده شده است.

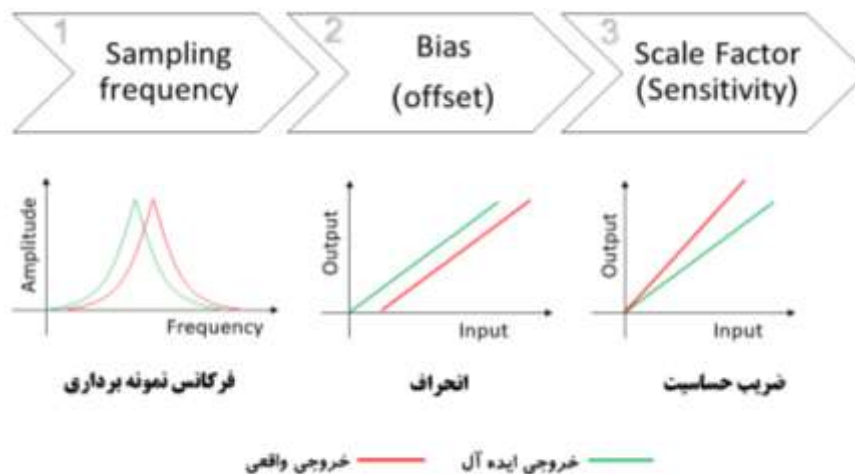


شکل ۵. سنسور شتاب سنج پیزوالکتریک مینیاتوری 141A50 ساخت شرکت YMC

بازه فرکانسی در محدوده خطای $\pm 5\%$ سنسور، ۲ الی ۴ کیلوهرتز و بازه فرکانسی در محدوده خطای $\pm 10\%$ سنسور، ۱ الی ۵ کیلوهرتز و فرکانس تشدید بدنه سنسور ۲۵ کیلوهرتز می باشد.

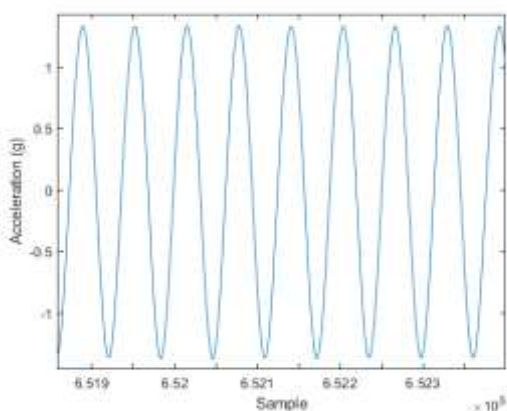
۳-۲. سیستم داده برداری

سیستم داده برداری استفاده شده دارای یک جعبه مرکزی با ۱۲ کانال ورودی آنالوگ، فرکانس نمونه برداری 10kHz و حافظه داخلی به همراه جعبه فرمان و منبع تغذیه می باشد. ابتدا سیستم داده برداری به همراه سنسورها را کالیبره کرده، سپس سنسورگذاری بر روی خودرو و سرانجام آزمون تجربی ارتعاشات خودرو انجام گردید. در شکل ۶ شماتیک سیستم داده برداری، منبع تغذیه، جعبه فرمان و سنسورها نشان داده شده است. در سیستم داده برداری از یک مبدل ۱۰ بیتی که می تواند 1024 (۲ به توان ۱۰) نوع سیگنال آنالوگ را تشخیص دهد استفاده شده است؛ لذا بازه هر سیگنال از تقسیم بازه ولتاژی به ۲ به توان n بیت به دست می آید. بازه داده برداری ۱۰ میلی ولت و ماکزیمم شتاب 100 g برای شتاب سنج، دقت داده ها $0/005$ متر بر مجذور ثانیه می باشد.

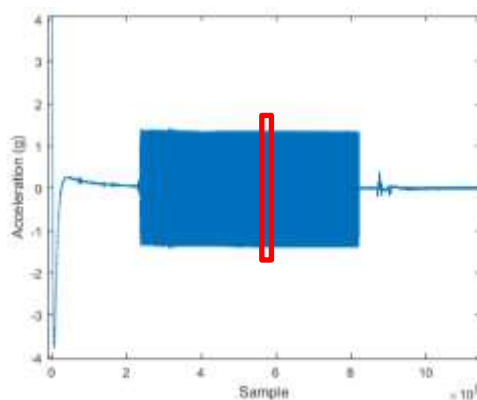


شکل ۷. شماتیک مراحل کالیبراسیون

در جدول ۲ نتایج کالیبراسیون با سه پارامتر ضریب حساسیت، انحراف سیگنال و فرکانس نمونه برداری نشان داده شده است.



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



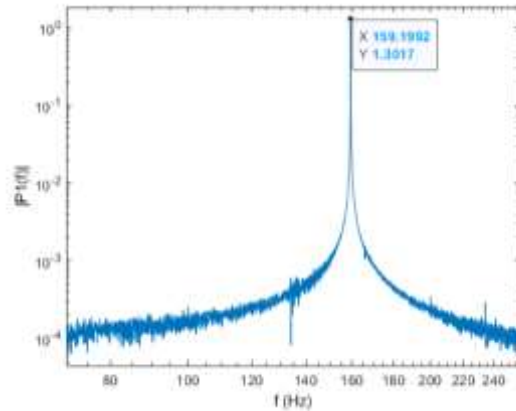
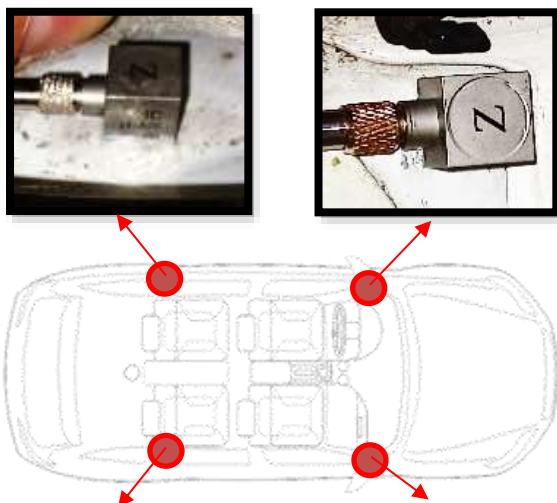
شکل ۸. نمودار شتاب سنسور شماره یک در جهت X

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 داده برداری 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 شده 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 خودرو متصل شده‌است تا از بروز پدیده الکترواستاتیک و به تبع آن ایجاد نویز جلوگیری شود.



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	۰/۰۰۰۰۱	159/1995
S2-Z	۴۹/۰۲	۰/۰۰۰۰۶	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	۰/۰۰۰۰۴	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^۸ است.

به دست آمده 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 به درستی نشان داده می‌شود، روش فاکتوریل کامل است. به عنوان نمونه روش L9 تاگوچی برای سه عامل در سه سطح، اثرات اصلی را به خوبی نشان می‌دهد و نمی‌تواند اثرات تداخلی را به درستی 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 ۲۰، ۵۰ و ۸۰ کیلومتر بر ساعت، سه وزن محموله خودرو ۱۰۰، ۱۵۰ و ۲۰۰ کیلوگرم و سه فشار تایر 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 جهت داده برداری انجام شد و زمان ده ثانیه از هر آزمون استخراج گردید.

نحوه انتخاب بازه سرعت بدین صورت است که بیشینه سرعت مجاز مسیر مورد نظر به عنوان سرعت بالا، و کم‌ترین سرعتی که به صورت معناداری بدنه را تحریک نماید، به عنوان سرعت پایین و یک سرعت میانه بین سرعت بالا و سرعت پایین انتخاب گردید (۲۰، ۵۰ و ۸۰ کیلومتر بر ساعت). وزن محموله خودرو نیز به همین ترتیب انتخاب گردید. بیشینه وزن محموله خودرو، دو نفر به همراه بار صندوق عقب و کم‌ترین باری که به صورت معناداری بدنه را تحریک نماید، به عنوان کمینه بار خودرو و یک بار میانه در نظر گرفته شد (۱۰۰، ۱۵۰ و ۲۰۰ کیلوگرم). بیشینه فشار مجاز تایر به عنوان فشار بالا، کم‌ترین فشار تایر که تایر آسیب

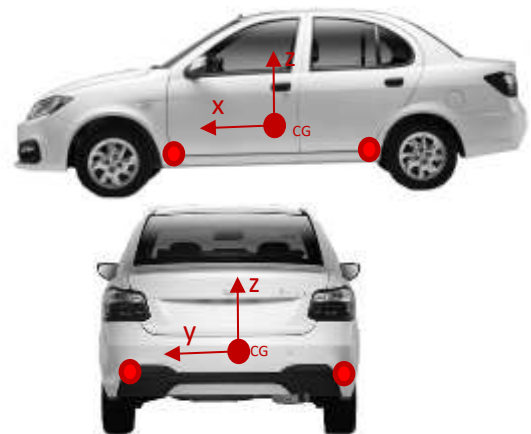


شکل ۱۱. محل سنسورگذاری بر روی خودرو

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]، 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

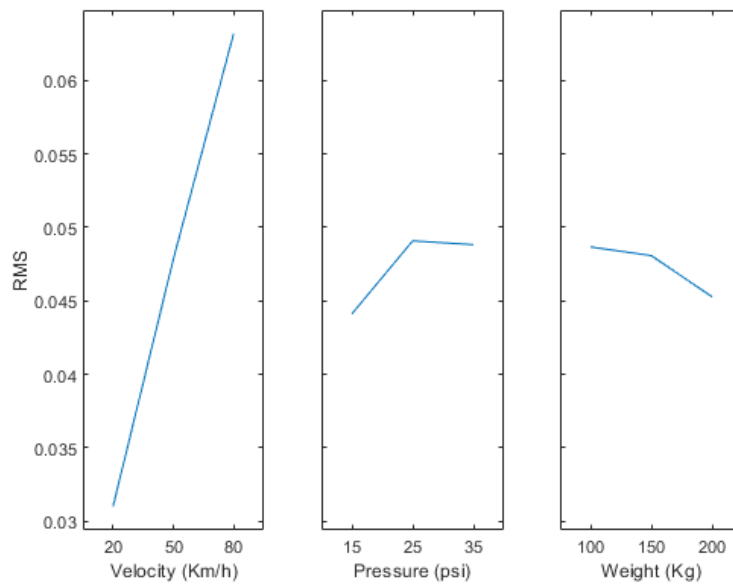
روش فاکتوریل کامل یکی از روش‌های قدرتمند در طراحی آزمایش‌ها به دلیل کامل بودن اطلاعات

دارند. باتوجه به تصادفی بودن ارتعاشات جاده به عنوان ورودی سیستم ارتعاشی خودرو و همچنین غیرخطی بودن سیستم تعلیق و دینامیک سازه خودرو، انتظار انطباق دقیق دو روش وجود ندارد.

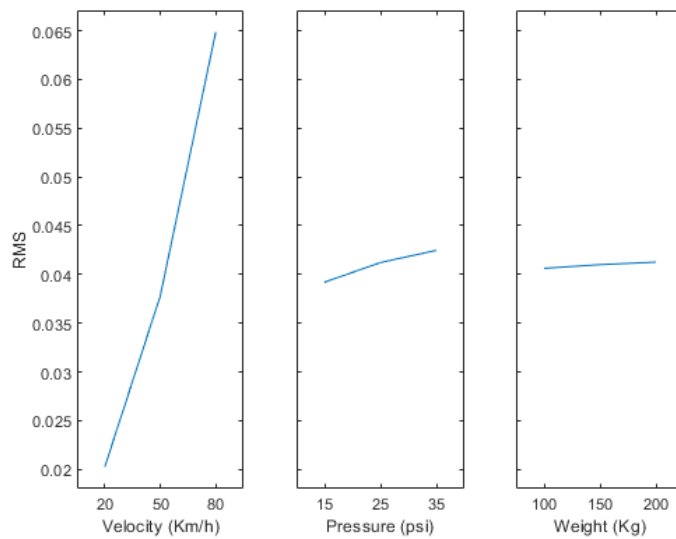
جدی نبیند نیز به عنوان فشار پایین و یک فشار تایلر میانه انتخاب گردید (۱۵، ۲۵، و ۳۵ psi).

۴. تحلیل نتایج آزمون

در شکل ۱۳ دو روش تحلیلی و تجربی با هم مقایسه شده است که نشان می دهد دو روش رفتار مشابهی



(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 وزن یافته مطابق رابطه‌ی ۹ می‌باشد:

$$a_{w\text{ r.m.s}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (9)$$

باتوجه به استاندارد ISO ۲۶۳۱ برای شتاب وزن یافته، از برآیند شتاب با ضریب ۱/۴ در جهات x, y بدست می‌آید:

$$a_{xyz} = \sqrt{1.4a_x^2 + 1.4a_y^2 + a_z^2} \quad (10)$$

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

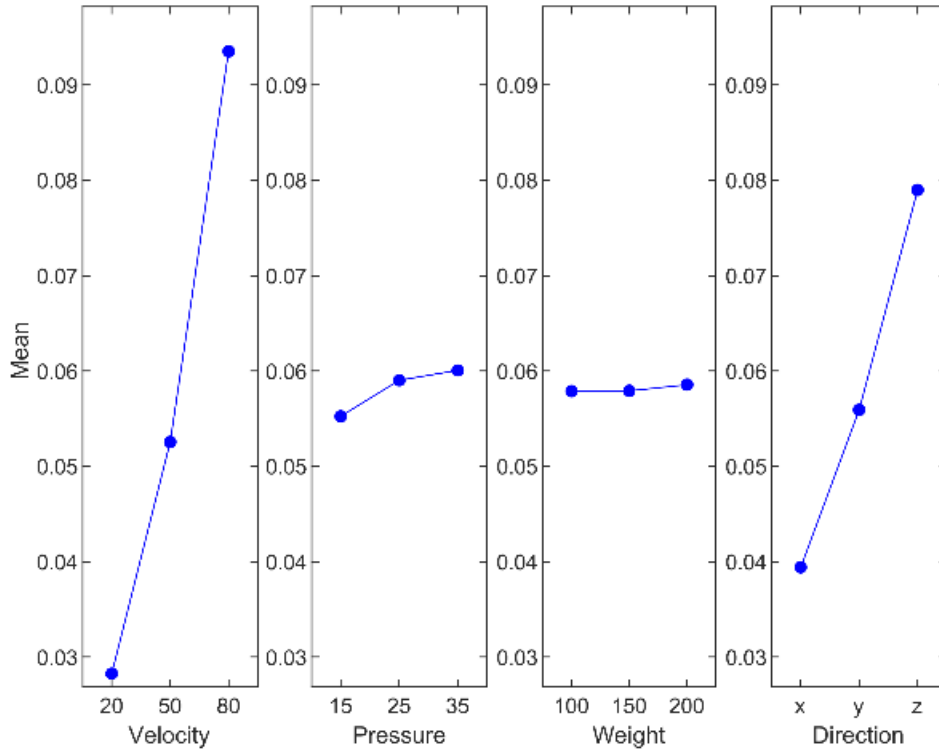
50	35	150	0/0353	0/0506	0/0731
50	35	200	0/0368	0/0521	0/0752
80	15	100	0/0614	0/0855	0/1199
80	15	150	0/0631	0/0875	0/1228
80	15	200	0/0635	0/0870	0/1203
80	25	100	0/0628	0/0920	0/1298
80	25	150	0/0612	0/0889	0/1277
80	25	200	0/0619	0/0911	0/1300
80	35	100	0/0646	0/0948	0/1361
80	35	150	0/0637	0/0917	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.

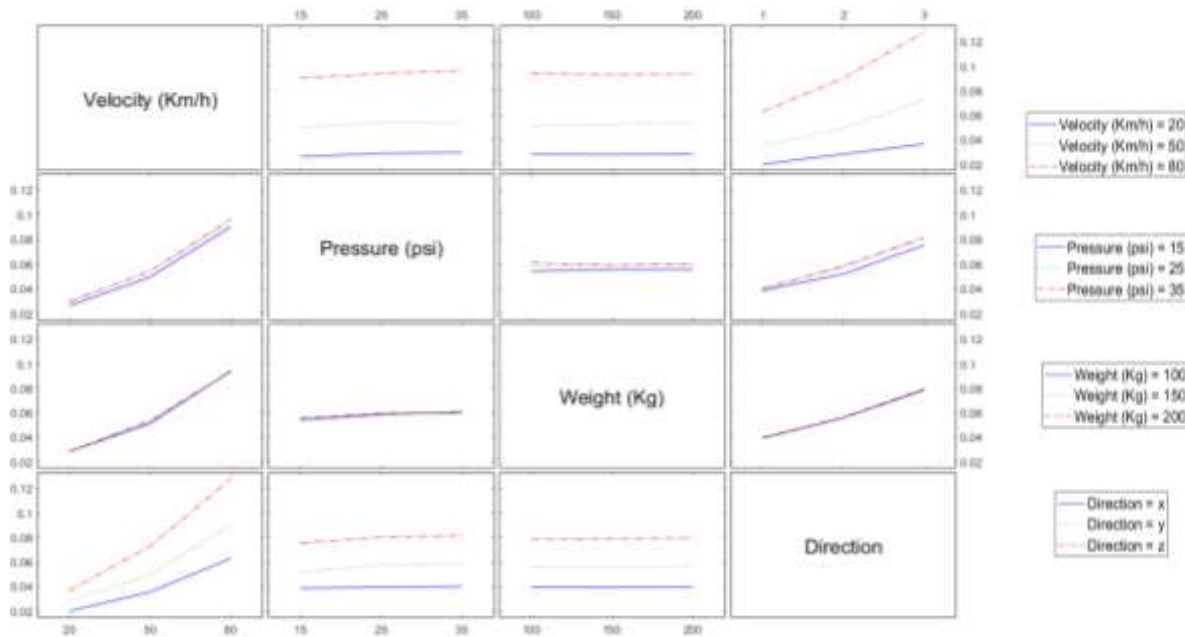
همان‌طور که مشاهده می‌شود، سرعت خودرو بیشترین اثر را دارد. فشار تایر و وزن محموله خودرو اثر بسیار کمی نسبت به سرعت دارند. همچنین سطح ارتعاشات در جهت عمودی بیشترین و در جهت طولی خودرو کم‌ترین مقدار است.

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 تحت تأثیر 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

۲-۴. تحلیل در حوزه فرکانس

فرکانسی وابسته است، زیرا تعداد سیکل‌های تنش مؤثر و دامنه آن‌ها از چگالی طیف توان سیگنال ارتعاشی تعیین می‌شود [۱۶]. همچنین اثر ارتعاشات در

بر اساس قاعده پالمگرن-ماینر^۸، آسیب خستگی ناشی از ارتعاشات تصادفی به توزیع انرژی در باندهای

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 $N \cdot \log_2 N$ 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.

$$X(k) = \sum_{n=1}^{N-1} x(n)e^{-i2\pi\frac{kn}{N}} \quad (14)$$

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

باتوجه به 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 می‌یابد. 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.

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 تجزیه و تحلیل شود [۱۴]. انرژی در باند فرکانسی دلخواه از رابطه‌ی ۱۱ محاسبه می‌شود:

$$\text{Energy_Band} = \int_{f_1}^{f_2} |X|^2 dx \quad (11)$$

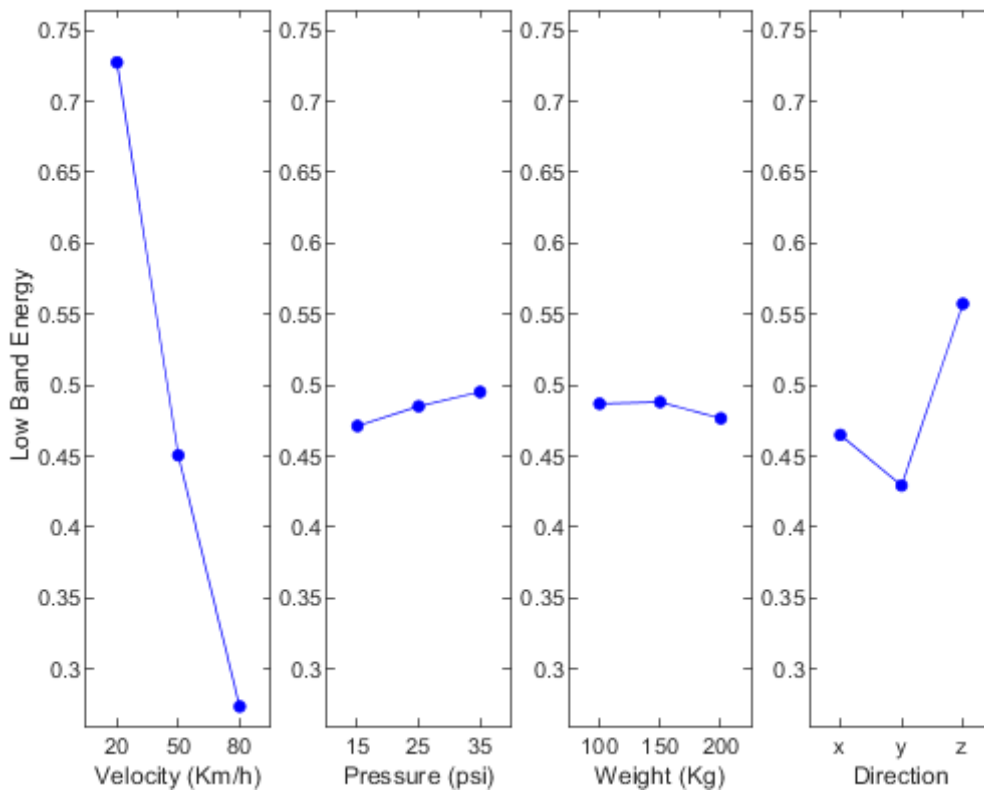
که در آن $|X|$ تبدیل فوریه سریع یا همان FFT یک سیگنال ارتعاشی، f_1 فرکانس شروع و f_2 فرکانس پایان بازه فرکانسی است. انرژی در باند فرکانسی برای داده‌های گسسته به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{Energy_Band} = \sum_{f_1}^{f_2} |X|^2 \quad (12)$$

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:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i2\pi f t} dt \quad (13)$$

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



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

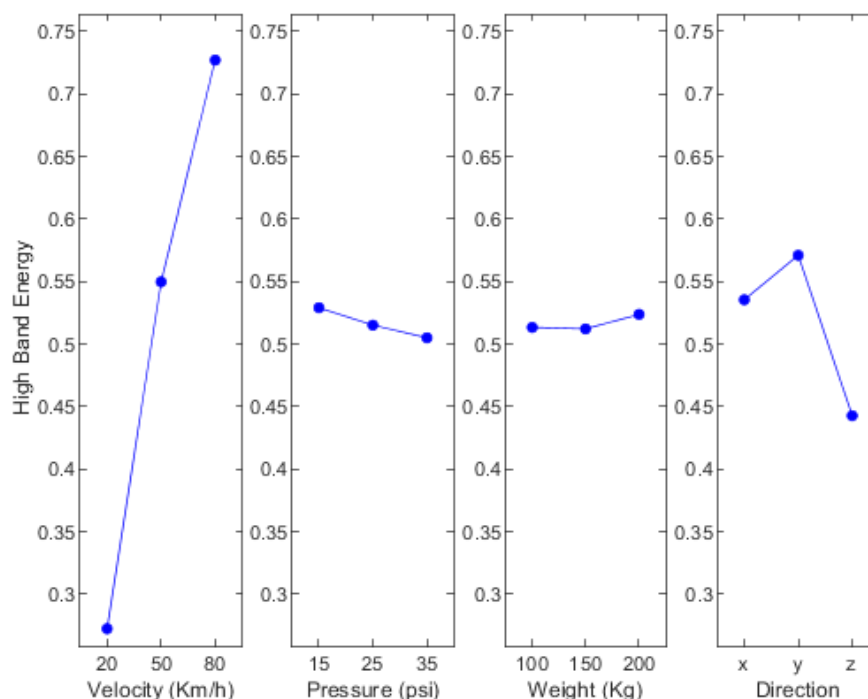
جدول ۴. وضعیت کمینه انرژی در باند فرکانسی پایین و باند فرکانسی بالا

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

۵. بهینه‌یابی در بازه‌های مختلف فرکانسی

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

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 ۱۶ و 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 جدول ۴ نشان داده شده است.

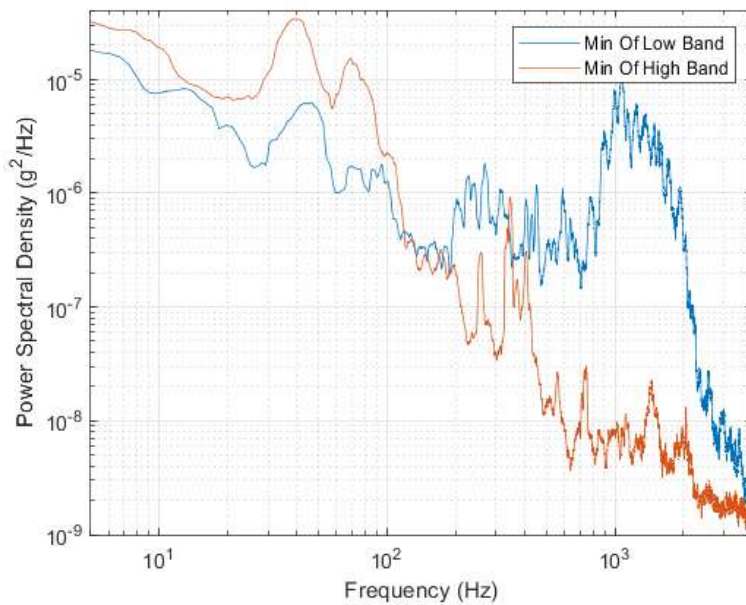


شکل ۱۷. نمودار اثر اصلی انرژی در باند فرکانسی بالا با سه پارامتر سرعت، فشار تایر، وزن محموله خودرو در جهات مختلف

۵-۱. مدل ریاضی

روش‌های سنتی مدل‌سازی، مانند رگرسیون خطی یا لجستیک و تحلیل‌های آماری کلاسیک، به‌طور کلی بر پایه 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

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 شده است.



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

Intercept	A*A	A*A	۲
B*B	A	A	۳
A*A	B	B	۴
B	C	C	۵
A*B	C*C	C*C	۶
A*B*C	A*B	A*B	۷
A*C	B*C	B*C	۸
C*C	A*B*C	A*B*C	۹
C	A*C	A*C	۱۰
B*C	B*B	B*B	۱۱

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 رگرسیون، هیچکدام از پارامترها حذف نشده‌است. برای بالا بردن دقت مدل، درجه رگرسیون افزایش داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۹ مشاهده می‌شود با افزایش درجه چندجمله‌ای، خطا کاهش یافته است. اما از درجه‌دو به بعد افزایش درجه مدل تأثیری در کاهش خطا ندارد.

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 نشان داده شده است.

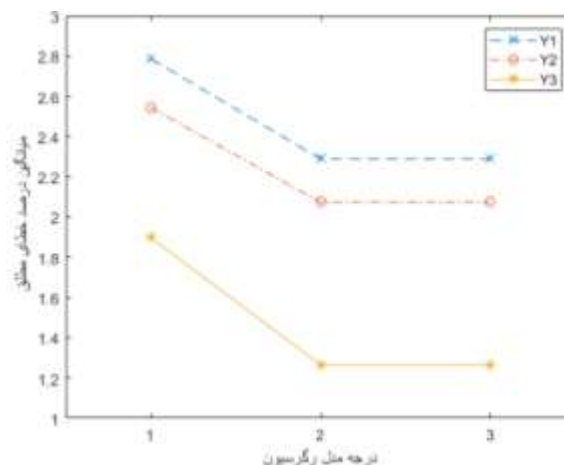
همان‌طور که جدول ۵ مشاهده می‌شود، اثرات پارامترهای اصلی و تداخلی ورودی بر دو خروجی Y_1 و Y_2 کاملاً یکسان ولی با Y_3 متفاوت است. اینکه جدول ۵. ترتیب اثرات پارامترهای اصلی و تداخلی

شماره	Y_1	Y_2	Y_3
۱	Intercept	Intercept	A

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 بیش‌برازش^{۱۷} 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 مشاهده مستقیم تأثیر هر متغیر ورودی را فراهم می‌کند؛ ویژگی‌ای در پژوهش‌های علمی و کاربردی ارزشمند است. با توجه به تعداد کم داده‌ها، درخت تصمیم با انعطاف‌پذیری بالا و بدون نیاز به فرضیات آماری



شکل ۱۹. میزان کاهش خطا با افزایش درجه مدل رگرسیون

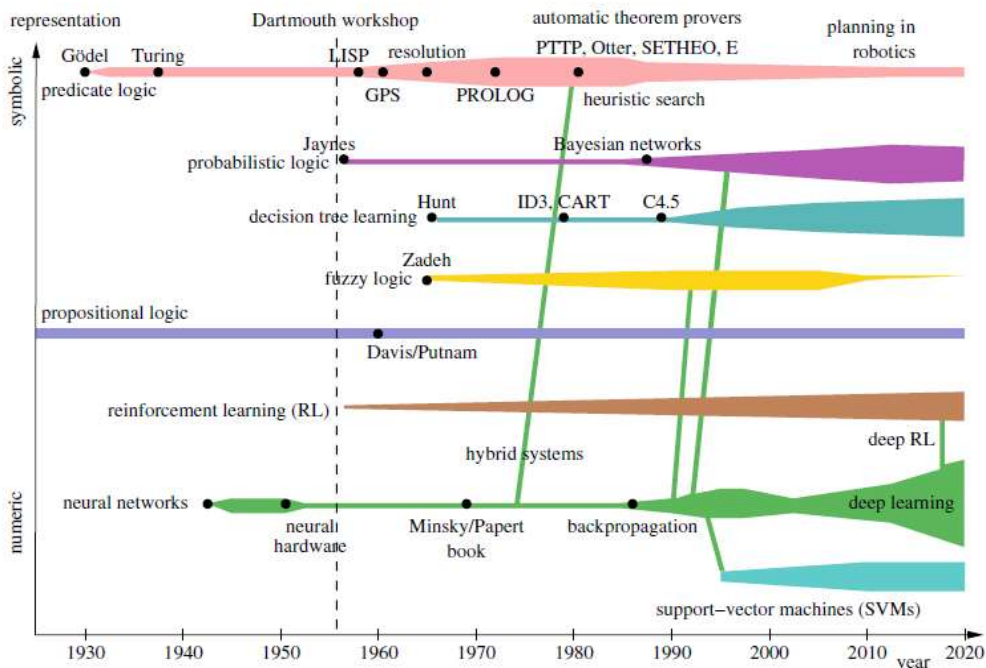
میانگین درصد خطای مطلق^{۱۱} نهایی با مدل درجه‌دو در جدول ۶ آمده است.

جدول ۶. میانگین درصد خطای مطلق در رگرسیون

	Y ₃	Y ₂	Y ₁	MAPE
	1/27	2/07	2/29	

۲-۵. یادگیری ماشین^{۱۲}

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^{۱۳}، شبکه‌های بیزی^{۱۴}، ماشین بردار پشتیبان^{۱۵} و شبکه‌های عصبی^{۱۶} وارد عمل می‌شوند و نقش مهمی در ارائه راه‌حل‌های نوآورانه و افزایش بهره‌وری ایفا می‌کنند. چهار روش در



شکل ۲۰. تاریخچه حوزه‌های مختلف هوش مصنوعی [۱۹]

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 EI^{20} 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.

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

با این حال، 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 بیش‌برازش شوند؛ بنابراین، استفاده از روش‌های اعتبارسنجی متقابل^{۱۸} و هرس کردن درخت^{۱۹} 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

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

محموله	سرعت خودرو	فشار تایر	وزن محموله	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 ۱۵ psi و وزن محموله خودرو ۱۹۳ کیلوگرم برای محموله انسانی و سرعت ۲۰ کیلومتر بر ساعت، فشار تایر ۳۵ psi و وزن محموله خودرو ۱۳۰/۶ کیلوگرم برای محموله های الکترونیکی مناسب است.

۶. نتیجه گیری

بررسی ارتعاشات خودرو به دو روش تحلیلی و تجربی انجام شده است که نتایج دو روش به صورت قابل قبولی به هم نزدیک است. همچنین نتایج نشان می دهد که سرعت خودرو بیشترین اثر را بر ارتعاشات خودرو دارد. فشار تایر و وزن محموله خودرو اثر بسیار کمی نسبت به سرعت 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 می یابد. همین رفتار را می توان 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 می تواند در بهبود طراحی خودرو و ارائه توصیه هایی در مورد تنظیم فشار تایر،

$$EI(x) = E[\max(f(x^+) - f(x), 0)] \quad (15)$$

$$= (f(x^+) - \mu(x))\Phi(Z) + \sigma(x)\varphi(Z)$$

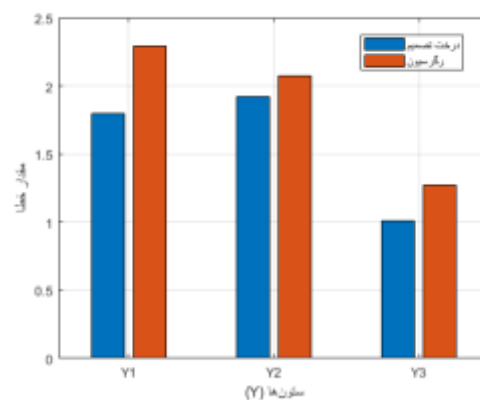
$f(x)$ مقدار تابع در نقطه ی نامزد x است که از دیدگاه مدل (فرآیند گاوسی) دارای توزیع نرمال با میانگین $\mu(x)$ و انحراف معیار $\sigma(x)$ است.

در جدول ۷ میانگین درصد خطای مطلق در الگوریتم درخت تصمیم که با روش بهینه سازی 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	Y1	Y2	Y3	MAPE
	۱/۸	۱/۹۲	۱/۰۱	

همان طور که مشاهده می شود 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 محموله های مختلف بهتر است که از الگوریتم درخت تصمیم استفاده شود.

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.

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

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. Garesci, *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 Process by 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./](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.
- [19] 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.

پی نوشت

-
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)