

بررسی ارتعاشات وارده به بدنه خودرو ناشی از ناهمواری‌های جاده‌ای در طی حرکت شتاب‌دار

کاظم رضا کاشی‌زاده^{۱*}، سید محمد صالح موسوی بفرولی^۲، صالح عرب^۳

۱- مدرس، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد قم، قم، ایران

۲- مدرس، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

۳- دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

* Kazem.kashyzadeh@gmail.com

چکیده

در مقاله حاضر، هدف اصلی بدست آوردن ارتعاشات وارده به بدنه خودرو و سرنشینان آن ناشی از ناهمواری‌های جاده‌ای در طی یک حرکت شتاب‌دار با شتاب ثابت است. برای دستیابی به این هدف از مدل ¼ خودرو جداگانه برای چرخ جلو و عقب یک خودروی سواری استفاده شده است. بدین ترتیب که در ابتدا ناهمواری‌های جاده‌ای بر اساس کلاس بندی انجام شده توسط استاندارد ایزو بدست آمده است. سپس مدل ¼ خودرو با شرایط حرکت با سرعت ثابت و نیز حرکت شتاب‌دار در جاده کلاس D بر اساس استاندارد ISO8606 در نرم‌افزار المان محدود آباکوس شبیه‌سازی شده است. ارتعاشات وارده بر بدنه خودرو و نیز نیروهای وارد شده بر بدنه خودرو تحت اثر همزمان حرکت شتاب‌دار و ناهمواری‌های جاده‌ای برای چرخ عقب و جلوی خودرو استخراج شده است.

کلیدواژگان

ارتعاشات خودرو، بدنه خودرو، مدل ¼ خودرو، مدل ½ خودرو، ناهمواری‌های جاده‌ای، حرکت شتاب‌دار.

Study of the vibration behavior of vehicle body due to road roughness during accelerating motion

Kazem Reza Kashyzadeh^{1*}, Seyed Mohammad Saleh Mousavi Bafrouyi², Saleh Arab³

1- Teacher, Department of Mechanical Engineering, Qom Branch, Islamic Azad University, Qom, Iran.

2- Teacher, Department of Mechanical Engineering, Qom University of Technology, Qom, Iran.

3- B.Sc. Student, Department of Mechanical Engineering, Qom University of Technology, Qom, Iran.

* Kazem.kashyzadeh@gmail.com

Abstract

In the present paper, the main purpose is study of the vibration behavior of vehicle body and its passengers due to road roughness during constant acceleration motion. In order to achieve this goal, a quarter model of sedan vehicle has been used for both front and rear wheels. In this way, the model with constant velocity and also acceleration motion on road of class D, according to ISO8606 standard, has been simulated by utilizing the finite element software. Thus, applied forces to vehicle body have been obtained during accelerating motion and also road roughness for both front and rear wheels.

Keywords

Vehicle vibration, Vehicle body, quarter model of sedan vehicle, Road roughness, accelerating motion.

جاده‌ای و نیز تابع چگالی طیفی توانی در محورهای عقب و جلوی خودروی هیوندای با استفاده از سنسورهای شتاب سنج در حرکت خودرو با سرعت‌های ثابت 60, 70, 80Km/h پرداخته است [۳]. برترین باخ به بررسی بهینه‌سازی مشخصه‌های سیستم تعلیق به منظور افزایش عمر خستگی آن پرداخته است که در این تحقیق حرکت خودرو با سرعت‌های ثابت 15, 35Km/h در نظر گرفته شده و شتاب‌های عمودی وارد بر اکسل‌های عقب و جلوی خودرو محاسبه شده است [۴]. هابیا نیز به تحلیل سیستم تعلیق خودرو بر اثر حرکت با سرعت ثابت 34Km/h بر روی جاده آسفالت با دو نوع بارگذاری استاتیکی و هارمونیک با دامنه ثابت پرداخته است [۵]. در کنفرانس بین-المللی استفاده‌کنندگان از نرم افزار آدامز، نتو و همکارانش از شرکت مرسدس بنز طراحی، مدلسازی و آنالیز یک نمونه از کامیون با اندازه متوسط را مورد بررسی قرار داده‌اند که حاصل آن استخراج یک پروفیل اتفاقی از سطح جاده بوده است و همچنین جهت اعتباردهی مدل از یک بازه زمانی فرکانس جهت دو

۱- مقدمه

در این مقاله تلاش شده است با شبیه‌سازی حرکت مدل ¼ خودرو با شتاب ثابت بر روی ناهمواری‌های جاده‌ای در محیط نرم‌افزاری، تحلیل ارتعاشاتی انجام شده و ارتعاشات وارده به بدنه و سرنشینان خودرو تحت شرایط مختلف استخراج گردد. لذا داشتن اطلاعات کافی از دستاوردهای دیگر پژوهشگران و روند توسعه آن در صنعت بسیار حائز اهمیت است. بنابراین در ادامه به شرح برخی از تحقیقات پژوهشگران دیگر پرداخته می‌شود.

ایمادانی به تحلیل سیستم تعلیق غیرفعال در خودروهای حمل و نقل شبه تریلی پرداخته و در ادامه تابع چگالی طیفی توانی در اکسل‌های عقب و جلوی خودروی مورد بررسی را استخراج نموده است [۱]. جواد بدیع به تحلیل سیستم تعلیق خودروهای مسابقه‌ای پرداخته است و در این تحقیق ناحیه‌های بحرانی اجزای تشکیل دهنده سیستم تعلیق را بر اساس معیار فون مایز مشخص نموده است [۲]. سلیمانی ایوری به استخراج ناهمواری‌های

در این تحقیق از مدل $\frac{1}{4}$ خودرو استفاده شده است، بنابراین پروفیل طولی جاده مدنظر بوده است. بررسی با این فرض که پروفیل جانبی در هر مقطع ثابت و یکنواخت می‌باشد، دنبال شده است.

دادز و رابسون از اولین کسانی بودند که مطالعه گسترده‌ای بر روی سطوح جاده انجام دادند. آن‌ها پیشنهاد کردند که سطوح جاده معمولی را می‌توان به صورت همگن و ایزوتروپیک فرآیندهای تصادفی با پراکندگی گاوسی تخمین زد. برای شرح کامل سطح جاده و توسعه آن از روی قسمتی از ناهمواری‌های جاده می‌توان از چگالی طیفی توان (PSD) استفاده کرد [۱۳].

هیس در سال ۱۹۸۹ اصلاحیه‌ای را برای فرض همگن بودن ناهمواری‌های سطح جاده توسط دادز و رابسون [۱۳] پیشنهاد کرد. بدین ترتیب که تمام جاده‌ها به طور کامل همگن نیستند و فقط برخی از جاده‌ها و قسمتی از آن‌ها به صورت همگن می‌باشند [۱۴].

پس از آن هیس و رویلارد در سال ۱۹۹۶ نشان دادند که پراکندگی ناهمواری‌های سطح جاده‌ای از نوع توزیع گاوسی است [۱۵].

پروفیل جاده‌ها معمولاً به صورت تابع سینوسی کامل نمی‌باشند، اما می‌توان آن‌ها را با طیفی از توابع سینوسی شبیه‌سازی کرد. یا به عبارت دیگر یک پروفیل جاده را می‌توان به یک سری از توابع سینوسی با دامنه و زاویه فاز و طول موج (فرکانس) های متفاوتی تجزیه کرد.

تبدیل‌های ریاضی که پروفیل جاده را توسط توابع سینوسی تولید می‌کنند، تابع تبدیل فوریه نام دارد. این تابع را می‌توان به نحوی سنجید که مشخص کند واریانس پروفیل چگونه حول یک سری از توابع سینوسی پراکنده شده است. در این صورت تبدیل فوریه را PSD می‌نامند. در حقیقت PSD بیانگر پراکندگی تابع مورد نظر (پروفیل جاده) حول طول موج یا فرکانس است.

۱-۲- کلاسه‌بندی جاده‌ها

به طور کلی برای بررسی مشخصه‌های خودروهای سواری، تحریکات از سوی زمین به شکل‌های مختلف اعم از امواج سینوسی، امواج پله‌ای یا موج‌های مثلثی مورد استفاده قرار می‌گیرند. محققان بعدها متوجه شدند که پروفیل سطح جاده‌ای به صورت یک تابع اتفاقی عملی‌تر و واقعی‌تر خواهد بود [۱۶].

یکی از راه‌های تخمین پروفیل جاده، انجام تحلیل‌های ارتعاشاتی برای بدست آوردن دامنه‌های مختلف بر حسب پارامتر افزایش طول موج موجود است. در تحلیل ارتعاشات تصادفی با استفاده از دامنه مقدار میانگین مربعات برای یک قطعه از پروفیل سطحی به شکل هارمونیک $Z_n(x)$ با دامنه Z_n و نیز طول موج‌های L_{wn} به صورت زیر بیان می‌شود:

$$Z_n(x) = Z_n \sin\left(\frac{2\pi x}{L_{wn}}\right) = Z_n \sin(\Omega_n x) \quad (1)$$

که در آن $\Omega_n = \frac{2\pi}{L_{wn}}$ بخشی از سطح ناهمواری است و واحد آن به صورت rad/m یا rad/ft بیان می‌شود. مقدار مربع میانگین دامنه بخشی از پروفیل سطحی جاده بوده و از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$Z_n^2 = \frac{1}{L_{wn}} \int_0^{L_{wn}} [Z_n \sin\left(\frac{2\pi x}{L_{wn}}\right)]^2 dx = \frac{Z_n^2}{2} \quad (2)$$

نوع جاده استفاده شده است که یکی از جاده‌ها از نوع دست‌انداز و دیگری پروفیل جاده اتفاقی بوده و مقایسه شتاب‌های ایجاد شده جهت صحت‌گذاری انجام شده است. در نهایت شتاب‌های وارده بر کابین راننده استخراج گردیده است و با حالت تست واقعی مقایسه شده است [۶].

کاشی‌زاده و همکارانش به بررسی اثر سرعت حرکت خودرو بر روی شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌ای اعمال شده به خودرو پرداخته‌اند. بدین منظور که در سرعت‌های بالا امکان پرش از روی برخی از نقاط دست‌انداز در جاده وجود دارد، لذا اعمال همان ناهمواری جاده‌ای به خودرو تحت تأثیر سرعت حرکت خودرو خواهد بود. بنابراین در این تحقیق از ۳ سطح سرعت حرکت خودرو 34 و 70 و 100km/h استفاده شده است [۷].

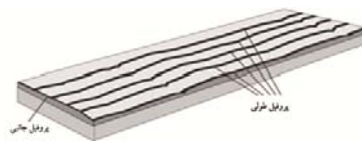
در ادامه به محاسبه عمر خستگی تویی چرخ خودرو ناشی از حرکت بر روی ناهمواری‌های جاده‌ای پرداخته‌اند. در این راستا با استفاده از دوربین توپوگرافی از جاده‌ای خاص نقشه‌برداری نقطه‌ای انجام شده است و بر اساس داده‌های ثبت شده و کلاسه‌بندی ایزو، ناهمواری جاده با شیب ۴ درجه کلاسه‌بندی شده و سپس به محاسبات عمر قطعه پرداخته شده است [۸].

او به همراه تیم تحقیقاتی خود به پیش‌بینی عمر خستگی سگدست خودرو ۲۰۶ تحت بارگذاری ارتعاشات اتفاقی ناشی از ناهمواری‌های جاده‌ای پرداختند. در این حالت مدل $\frac{1}{4}$ خودرو با سرعت ثابت 100km/h بر روی جاده کلاس D بر اساس استاندارد ایزو حرکت کرده است و عمر خستگی قطعه محاسبه شده است. در این گزارش ناحیه بحرانی در قطعه، قسمت مانتینگ اتصال بین سگدست و تب مثلثی خودرو گزارش شده است [۹] و نیز اخیراً به بررسی اثر ناهمواری‌های جاده‌ای بر روی مولفه‌های خودرو پرداختند. در این تحقیق از دو مدل سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه فعال بصورت $\frac{1}{4}$ خودرو استفاده شده است که با در نظر گرفتن حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت، بر اساس طبقه‌بندی انواع جاده‌ها، تغییرات جابجایی عمودی سیستم استخراج شده و به کمک تابع تبدیل برای سیستم مورد نظر بدست آمده است [۱۰].

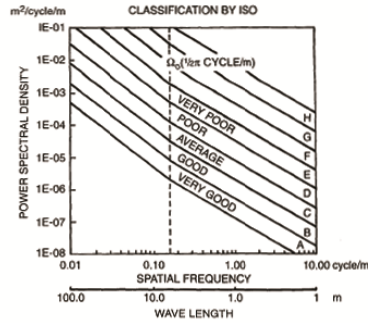
۲- شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌ای

از جمله عواملی که در شبیه‌سازی یک سیستم تعلیق و حصول جواب مطلوب حائز اهمیت می‌باشد، ورودی‌های آن سیستم است. از ورودی‌های طبیعی سیستم تعلیق می‌توان به ناهمواری‌های جاده‌ای اشاره داشت. به طوری که از زمان پیدایش وسایل نقلیه مدرن، کمیت‌های ناهمواری و زبری جاده مورد توجه قرار گرفته است.

پروفیل جاده یک قسمت دو بعدی از سطح جاده در امتداد خطی فرضی است. در شکل ۱ پروفیل‌های خطی و جانبی بر روی سطح جاده مشخص شده است. پروفیل‌های بدست آمده در امتداد خط جانبی نشان‌دهنده تغییرات ارتفاع در سرتاسر جاده هستند، در حالی که پروفیل طولی جاده نشان‌دهنده زبری سطح جاده است.



شکل ۱ پروفیل طولی و جانبی از سطح جاده [۱۱-۱۲]



شکل ۲ نمودار طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطح جاده بر اساس استاندارد [۱۸-۱۹] ISO8608

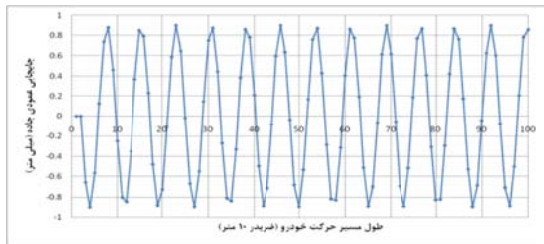
در طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطح جاده‌ای توسط سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو روابط میان تابع چگالی طیفی توانی $Sg(\Omega)$ و فرکانس فضایی Ω برای جاده‌های مختلف با دو خط مستقیم و شیب‌های متفاوت در مقیاس لگاریتمی قابل بیان است که برای دو بازه مختلف از فرکانس به صورت زیر می‌باشد [۱۹]

$$\text{if } \Omega \leq \frac{1}{2\pi} \Rightarrow Sg(\Omega) = Sg(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N_1} \quad (4)$$

$$\text{if } \Omega > \frac{1}{2\pi} \Rightarrow Sg(\Omega) = Sg(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N_2} \quad (5)$$

مقادیر $Sg(\Omega_0)$ در فرکانس فضایی $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi} \text{ Cycle/m}$ برای جاده‌های مختلف در جدول ۲ ارائه شده است که در آن ثوابت N_1 و N_2 به ترتیب برابر با ۲، ۰ و ۱، ۵ در نظر گرفته شده است.

۲-۲- استخراج ناهمواری‌های جاده‌ای با استفاده از نرم‌افزار متلب با استفاده از حرکت مدل ۱/۴ خودرو با سرعت ثابت ۳۴ کیلومتر بر ساعت در محیط برنامه‌نویسی نرم‌افزار متلب [۲۱-۲۰] ناهمواری‌های سطح جاده بر اساس کلاس D از طبقه‌بندی شرکت بین‌المللی استانداردسازی ایزو (منطبق با استانداردهای راه‌سازی اتوبان‌های کشور) به صورت جایجایی عمودی بر حسب طول مسیر حرکت خودرو مطابق شکل ۳ دست آمده است.



شکل ۳ ناهمواری‌های جاده‌ای بر حسب طول مسیر حرکت خودرو با سرعت ثابت

۳۴ Km/h

برای تحلیل‌های ارتعاشاتی وسایل نقلیه، بیان تابع چگالی طیفی توانی ناهمواری‌های سطحی بر حسب فرکانس گذرا (Hz) به جای فرکانس فضایی (Cycle/m) مناسب‌تر است. وقتی که ارتعاشات وسایل نقلیه تابعی از زمان

فرکانس Ω نسبت عکس با طول موج L_{wn} دارد و با واحد چرخه بر حسب متر بیان می‌شود و طیف چگالی توانی برای هر دامنه به صورت (m^2/m) بیان می‌گردد.

می‌توان ارتباط میان چگالی طیفی توانی و فرکانس فضایی برای ناهمواری‌های سطح زمین را با استفاده از رابطه زیر تخمین زد:

$$Sg(\Omega) = C_{sp} \Omega^{-N} \quad (3)$$

که در آن:

$Sg(\Omega)$ تابع چگالی طیفی توانی مربوط به ناهمواری‌های سطح جاده‌ای است و پارامترهای C_{sp} و N ثوابتی هستند که مقادیر مرتبط با آن‌ها در جدول ۱ مشخص شده است.

جدول ۱ مقادیر مربوط به پارامترهای ثابت تابع چگالی طیفی توانی برای سطوح

مختلف زمین [۱۵-۱۶]		ش	توصیف سطح	C_{sp}	ماره
4.3×10^{-11}	0.8	۱	باند فرودگاهی هموار		
8.1×10^{-6}	0.1	۲	باند فرودگاهی ناهموار		
4.8×10^{-7}	0.1	۳	بزرگراه صاف و هموار		
4.4×10^{-6}	0.1	۴	بزرگراه همراه با دست‌انداز		
3.0×10^{-4}	0.6	۵	جاده علفزار (چراگاه)		
6.5×10^{-4}	0.6	۶	زمین شخم زده (سنگ ریزه)		

سازمان‌های مختلف طی سال‌ها تلاش کرده‌اند تا ناهمواری‌های سطح جاده را طبقه‌بندی کنند. سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای (A-H) را بر اساس تابع چگالی طیفی توانی مطابق شکل ۲ پیشنهاد کرد، که به صورت پارامتری این دسته‌بندی در جدول ۲ ارائه گردیده است.

جدول ۲ طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای پیشنهادی از طرف سازمان بین‌المللی

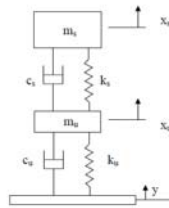
استانداردسازی ایزو بصورت پارامتری [۱۷-۱۸]		طبقه‌بندی جاده‌ها	بازه مقادیر تابع چگالی طیفی توانی ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{Cycle/m}$)
عالی	کمتر از ۲		
بسیار خوب	۲ تا ۸		
خوب	۸ تا ۳۲		
متوسط	۳۲ تا ۱۲۸		
بد	۱۲۸ تا ۵۱۲		
بسیار بد	۵۱۲ تا ۲۰۴۸		

۳- شبیه‌سازی مدل خودرو

در مدل‌سازی دینامیکی خودرو معمولاً سه قسمت مهم است که در آن بدنه به عنوان جرم فنربندی شده، سیستم تعلیق و لاستیک‌ها به عنوان جرم فنربندی نشده در نظر گرفته می‌شود. از اینرو محققان از سه نوع مدل: یک-چهارم، نصف و مدل کامل خودرو برای بررسی رفتار دینامیکی خودرو در تحقیقات خود استفاده می‌کنند. ساده‌ترین مدل خودرو مدل یک چهارم است که بدنه با یک فنر و یک دمپر به یک چرخ متصل است و چرخ نیز با یک فنر با زمین در ارتباط می‌باشد. در این مدل، یک درجه آزادی جابجایی قائم برای بدنه و یک درجه آزادی جابجایی قائم برای چرخ در نظر می‌گیرند. از این مدل، تنها برای مطالعه حرکت قائم بدنه خودرو استفاده می‌شود.

۳-۱- مدل ¼ خودرو

همانطور که پیش از این نیز اشاره شد، مدل ¼ خودرو به مدل دو درجه آزادی معروف است که می‌توان آن را مطابق با شکل ۶ مدلسازی نمود.



شکل ۶ مدل ارتعاشاتی ¼ خودرو

شرح مختصری از پارامترهای مشخص شده بر روی شکل ۶ را به همراه داده‌های آن برای یک خودرو سواری تولید شده در ایران را می‌توان در جدول ۳ گزارش شده است.

جدول ۳ پارامترهای لازم برای شبیه‌سازی ارتعاشاتی مدل ¼ یک خودروی سواری تولید داخل کشور

مقدار پارامتر	علامت اختصاری بکار گرفته شده در مدل ¼ خودرو	شرح مختصری از پارامترها
1500 Kg	m_s	جرم بدنه
59 Kg	m_u	جرم لاستیک
35000-38000 N/m	K_s	سختی فنر سیستم تعلیق
190000 N/m	K_u	سختی فنر لاستیک
1000 N.s/m	C_s	ضریب دمپ سیستم تعلیق
1000 N.s/m	C_u	ضریب دمپ لاستیک
?	X_s	جابجایی جرم بدنه
?	X_u	جابجایی جرم لاستیک
ISO8606	y	ناهمواری‌های جاده

از آنجایی که مدل ¼ خودرو دارای دو درجه آزادی است، لذا با نوشتن معادلات دینامیکی برای هر کدام از جرم‌های بدنه و لاستیک، به دستگاه معادلات دو معادله دو مجهول کوپل شده با یکدیگر خواهیم رسید. بدین ترتیب که:

معادله دینامیکی برای جرم بدنه:

باشد آنگاه می‌توان تابع فرکانس فضایی Ω را به فرکانس گذرا بر حسب هرتز در همان سرعت حرکتی وسیله نقلیه تبدیل نمود به طوری که [۱۰]:

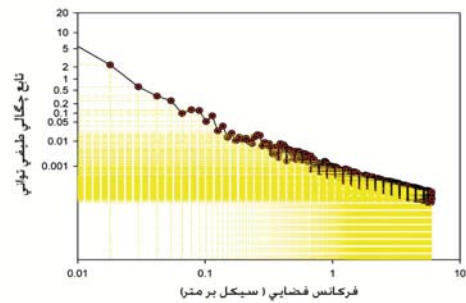
$$f[\text{Hz}] = \Omega[\text{Cycle}/m] \times V[\text{m}/s] \quad (6)$$

$$f[\text{Hz}] = \Omega[\text{Cycle}/ft] \times V[\text{ft}/s] \quad (7)$$

پس با توجه به تبدیلات فوق می‌توان چگالی طیفی توانی در فرکانس فضایی را به راحتی به تابع چگالی طیفی توانی بر حسب فرکانس گذرا با استفاده از رابطه زیر تبدیل نمود [۱۰]:

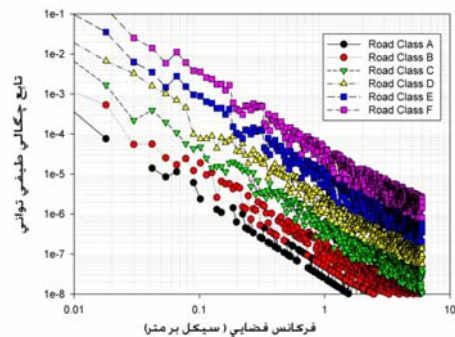
$$Sg(f) = \frac{Sg(\Omega)}{V} \quad (8)$$

تابع چگالی طیفی توانی برای حرکت مدل ¼ خودرو در یکی از اتوبان‌های کشور با سرعت ثابت ۳۴ Km/h منطبق با استانداردهای راه‌سازی اتوبان‌های کشور بدست آمده و در شکل ۴ قابل مشاهده است.



شکل ۴ تابع چگالی طیفی توانی بر حسب (0.1 cycle/m) برای حرکت خودرو در جاده کلاس سوم ایزو با سرعت ثابت ۳۴ Km/h

در ادامه به روش بالا برای دیگر جاده‌های کلاس‌بندی شده ایزو نیز تابع چگالی طیفی توانی بدست آمده و برای درک بهتر، برای تمامی کلاس‌بندی‌ها در شکل ۵ قابل مشاهده است.



شکل ۵ نمودار طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطحی جاده‌ای استخراج شده از نرم افزار متلب و منطبق با داده‌های سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو [۸]

به حرکت خود ادامه می‌دهد. مقدار جابجایی بدست آمده برای هر دو چرخ جلو و عقب خودرو شامل ۳ حرکت است:

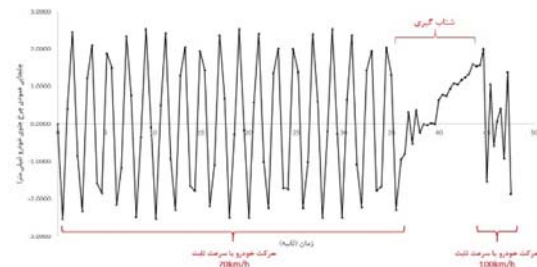
- ۱- حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت
 - ۲- شتاب‌گیری و افزایش سرعت خودرو به سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت در طی مسافت ۲۰۰ متر
 - ۳- حرکت خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت
- با توجه به روابط فیزیکی موجود بین سرعت، مسافت و زمان می‌توان مدت زمان سپری شده توسط خودرو به منظور پیمودن مسافت ۱۰۰۰ متری را در هر ۳ حالت فوق را در جدول زیر نشان داد:

جدول ۴ مدت زمان لازم برای پیمودن مسافت ۱۰۰۰ متر توسط خودرو با شرایط عملکردی مختلف

شماره حرکت	شرایط عملکردی خودرو	زمان (ثانیه)
۱	حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت	۵۱.۴۳
۲	شتاب‌گیری و افزایش سرعت خودرو در طی مسافت ۲۰۰ متر	۴۷.۵۳۴
۳	حرکت خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت	۳۶

همانطور که از قبل نیز مشخص بود، مدت زمان سپری شدن حرکت در حالت شتاب‌گیری، بین مدت زمان سپری شدن با دو سرعت ثابت حد بالا و پایین عملیات شتاب‌گیری خواهد بود.

در ابتدا خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت مسافت ۷۰۰ متر از مسیر را طی می‌کند و سپس راننده خودرو به تدریج شروع به افزایش سرعت با آهنگ ثابت و یکنواخت می‌کند بطوریکه در طی مسافت ۲۰۰ متر، سرعت خودرو را به ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت رسانیده و از آن به بعد با سرعت ثابت به حرکت خود ادامه می‌دهد تا طول مسیر حرکت را بطور کامل بپیماید. در این شرایط جابجایی عمودی چرخ‌های جلو و عقب خودرو استخراج شده است که می‌توان آن‌ها را در شکل-۸ و شکل-۹ مشاهده نمود.



شکل ۸ مقدار جابجایی عمودی وارد شده به چرخ جلوی خودرو بر حسب زمان در حالت شتاب‌گیری

$$m_s \ddot{X}_s = -K_s(X_s - X_u) - C_s(\dot{X}_s - \dot{X}_u) \quad (9)$$

معادله دینامیکی برای جرم لاستیک:

$$m_u \ddot{X}_u = K_s(X_s - X_u) + C_s(\dot{X}_s - \dot{X}_u) - K_u(X_u - y) - C_u(\dot{X}_u - \dot{y}) \quad (10)$$

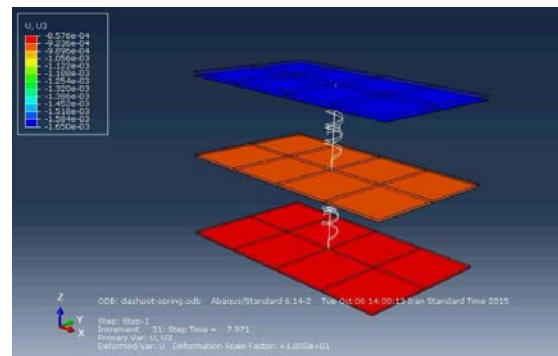
پس از مرتب سازی دستگاه معادلات فوق، می‌توان آن را به فرم ماتریسی بصورت زیر بازنویسی نمود:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_s \\ \ddot{X}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & -C_s \\ -C_s & C_s + C_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_s \\ \dot{X}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -K_s \\ -K_s & K_s + K_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_s \\ X_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ K_u y + C_u \dot{y} \end{bmatrix} \quad (11)$$

با مشخص بودن مقادیر y (ناهمواری‌های جاده‌ای) می‌توان معادله بالا را حل نمود و جابجایی عمودی ایجاد شده در هر کدام از جرم‌های سیستم را بدست آورد. یکی از رایج‌ترین روش‌های حل معادله فوق، در نظر گرفتن ناهمواری‌های جاده‌ای بصورت سینوسی و یا یک تابع هارمونیک است.

۴- شبیه‌سازی مدل در نرم‌افزار المان محدود

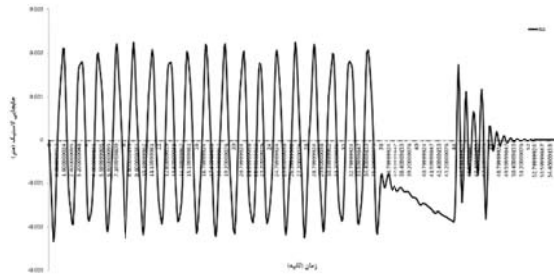
به منظور شبیه سازی المان محدود مدل 1/4 خودرو از نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است. بدین ترتیب که برای مدل‌سازی سطح زمین از مدل صفحه صلب استفاده شده و به منظور تحریک پایه‌ای سیستم، تاریخچه زمانی جابجایی y (ناهمواری‌های جاده‌ای) به آن اعمال گردیده است. برای هر یک از جرم‌های معلق و نامعلق مدل 1/4 خودرو در نرم‌افزار از جرم‌های متمرکز بر روی نقاط مرجع از پیش تعیین شده استفاده شده و از المان‌های فنر خطی به همراه دمپر نیز برای اتصالات بین جرم‌ها بکار گرفته شده‌اند. در شکل ۷ می‌توان نمایی از شبیه سازی انجام شده در نرم‌افزار آباکوس را مشاهده نمود:



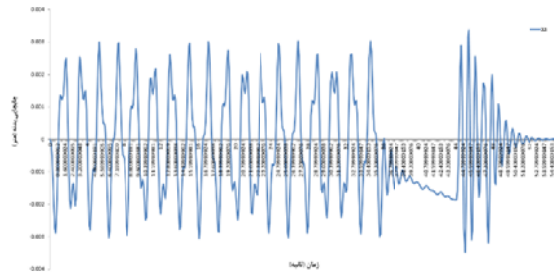
شکل ۷ نمایی از شبیه‌سازی انجام شده در نرم‌افزار آباکوس

۱-۴ جابجایی وارد بر چرخ‌های خودرو در اثر حرکت شتابدار بر روی ناهمواری‌های جاده

در حالت شتاب‌گیری فرض شده است که خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در حال حرکت است که به تدریج عمل شتاب‌گیری را انجام داده و در طی مسیر ۲۰۰ متر، سرعت خودرو را به اندازه ۳۰ کیلومتر بر ساعت افزایش داده و پس از آن خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت

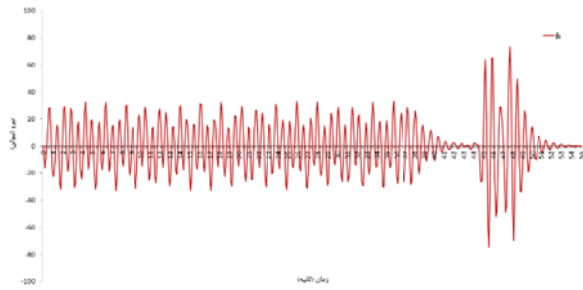


شکل ۱۲ جابجایی چرخ عقب خودرو در اثر حرکت شتابدار و ناهمواری جاده کلاس D

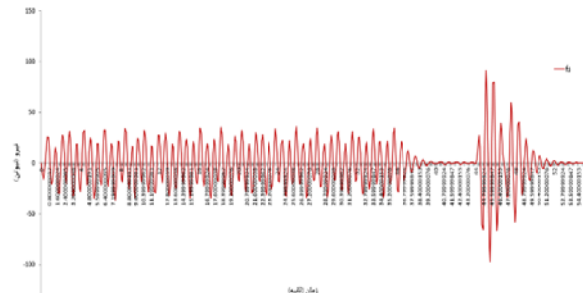


شکل ۱۳ جابجایی بدنه خودرو در مدلسازی چرخ عقب در حرکت شتابدار و ناهمواری جاده کلاس D

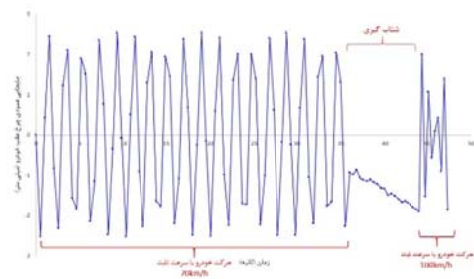
پس از استخراج جابجایی‌های بوجود آمده در جرم‌های مختلف مدل ارائه شده، تحلیل دینامیک معکوس انجام شده و نیروی وارد شده به بدنه خودرو مربوط به شبیه‌سازی چرخ جلو و عقب خودرو به ترتیب مطابق با شکل ۱۴ و شکل ۱۵ بدست آمده است.



شکل ۱۴ نیروی بوجود آمده در بدنه خودرو در اثر مدلسازی چرخ جلوی خودرو در حرکت شتابدار و ناهمواری جاده کلاس D



شکل ۱۵ نیروی بوجود آمده در بدنه خودرو در اثر مدلسازی چرخ عقب خودرو در حرکت شتابدار و ناهمواری جاده کلاس D

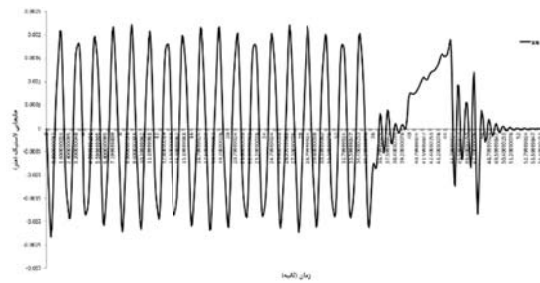


شکل ۹ مقدار جابجایی عمودی وارد شده به چرخ عقب خودرو بر حسب زمان در حالت شتاب‌گیری

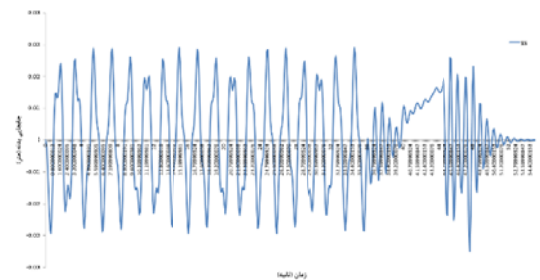
در هنگام شتاب‌گیری، حرکت کله زنی رو به عقب خودرو می‌افتد (جهت حرکت الاکلنگی بصورت عکس حالت ترمزگیری است). بطوری که سرنشین در هنگام شتاب‌گیری تمایل به حرکت به سمت عقب خودرو را دارد. لازم به ذکر است که تمامی محاسبات انجام شده در این تحقیق بر اساس جاده کلاس D می‌باشد که با توجه به جاده‌های موجود در ایران، می‌توان بیشترین جاده را از نوع D در نظر گرفت و به علت کاربردی بودن این تحقیق در صنعت خودرو و گاه‌آمل و نقل کشور، از جاده رایج در ایران یعنی کلاس D از استاندارد ایزو استفاده شده است.

۵- نتایج و بحث

با توجه به اعمال تاریخچه زمانی جابجایی Y به سیستم (تحریک پایه) در حالت حرکت خودرو بر ناهمواری جاده‌ای کلاس D طی یک حرکت شتاب دار بر اساس شکل ۸ و شکل ۹ به ترتیب برای چرخ جلو و عقب خودرو به حل ارتعاشی سیستم پرداخته شده است. در این راستا سعی شده است تا مقدار جابجایی هر یک از جرم‌های معلق و نامعلق برای چرخ جلو و عقب خودرو بدست آید:



شکل ۱۰ جابجایی چرخ جلوی خودرو در اثر حرکت شتابدار و ناهمواری جاده کلاس D



شکل ۱۱ جابجایی بدنه خودرو در مدلسازی چرخ جلو در حرکت شتابدار و ناهمواری جاده کلاس D

- [19] A. Michae, Sek, (1996), a Modern Technique of Transportation Simulation for Package Performance Testing, Victoria University of Technology.
- [20] K. Bogsjo, (2006), Development of analysis tools and stochastic models of road profiles regarding their influence on heavy vehicle fatigue. Vehicle System Dynamics, Vol.44:1, pp780-790.
- [21] D.Kang, K. Park, S. Heo, Y. Ryu, J. Jeong, (2009), International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol.11:2, pp 265-272.

۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش ناهمواری‌های جاده‌ای بر اساس استاندارد ایزو شبیه‌سازی شده است. سپس مقدار جابجایی وارد شده به مدل $1/4$ خودرو طی حرکت شتابدار با شتاب ثابت استخراج شده است. با استفاده از شبیه‌سازی آن در نرم افزار المان محدود، جابجایی جرم‌های معلق و نامعلق سیستم تعلیق چرخ عقب و جلوی خودرو استخراج شده است. بر اساس داده‌های بدست آمده از میزان جابجایی قائم چرخ جلو و عقب خودرو در هنگام شتاب‌گیری، نیروهای وارد شده به هر چرخ بدست آمده است.

از قبل نیز قابل پیش‌بینی بوده است که در هنگام شتاب‌گیری، جلوی خودرو بالا می‌رود و عقب خودرو به سمت پائین حرکت می‌کند که این مقدار بستگی به شدت شتاب‌گیری خودرو خواهد داشت. چنین نتیجه‌ای نیز در نمودارهای جابجایی قائم بدست آمده برای چرخ‌های جلو و عقب خودرو نیز ملاحظه شده است. هر چقدر شدت شتاب‌گیری بیشتر باشد، رفتار الاکلنگی بیشتری نیز در بدنه خودرو و سیستم تعلیق‌های چرخ جلو و عقب مشخص و مشهود خواهد بود.

۷- مراجع

- [1] M. M. ElMadany, "The performance passive cab suspension systems in Tractor-Semitrailer vehicles", Journal of King Saud University, Vol. 2, 1990, pp. 131-152
- [2] A. Badih, J. Baumann, "Design of Formula SAE Suspension", SAE Technical Paper Series, Vol. 1, 2002, pp. 3310

[۳] ع. سلیمانی ایوری، "استخراج و تحلیل ضربه‌های وارده به وسیله نقلیه در جاده‌های ناهموار"، چهارمین کنگره ملی مهندسی عمران، دانشگاه تهران، اردیبهشت ۱۳۸۷

- [4] B. Breitenbach, P. Schalk Els, "Optimal vehicle suspension characteristics for increased structural fatigue life", Journal of Terramechanics xxx, 2011
- [5] M. Haiba, D. C. Barton, P. C. Brooks, M. C. Levesley, "The development of an optimization algorithm based on fatigue life", International Journal of Fatigue, Vol. 25, 2003, pp. 299-310
- [6] A. Costa Neto, L. C. Ferraro, V. L. Veissid, C. A. M. Freitas, M. A. Argentino, R. R. Ripoli, O. T. Persegum, "A study of vibration behavior of a medium size track considering frame flexibility use of ADAMS", International ADAMS user conference, 1998
- [7] K. Reza Kashyzadeh, M. J. Ostad-Ahmad-Ghorabi, A. Arghavan, 'Study Effects of Vehicle Velocity on A Road Surface Roughness Simulation', Applied Mechanics and Materials, Vol. 372, 2013.
- [8] K. Reza Kashyzadeh, M. J. Ostad-Ahmad-Ghorabi, A. Arghavan, 'Fatigue Prediction on Wheel's Hub Under Random Vibration Based Road Roughness', Journal of Mechanical Engineering and Vibration, Vol. 2, Issue. 1, 2013.
- [9] K. Reza Kashyzadeh, M. J. Ostad-Ahmad-Ghorabi, A. Arghavan, 'Fatigue Life Prediction of Suspension's Pitman Arm Under Random Vibration Based Road Roughness', Sylwan, Vol. 158, 2014.
- [10] K. Reza Kashyzadeh, M. J. Ostad-Ahmad-Ghorabi, A. Arghavan, 'Investigating the Effect of Road Roughness on Automotive Component', Engineering Failure Analysis, Vol. 47, 2014.
- [11] A. Udas, "Road Variability and Its Effect On Vehicle Dynamics Simulation", University of Iowa Theses, 2011
- [12] M. W. Sayers, S. M. Karamihas, (1998), the little Book of Profiling, Basic information about measuring and interpreting road profiles
- [13] C. J. Dodds, J. D. Robson, (1973), the description of road surface roughness. Journal of Sound and Vibration, Vol. 31(2), pp175-183.
- [14] A. N. Heath, (1989), Modeling and simulation of road surface roughness, Vehicle Systems Dynamics, Vol.18, pp 275-284.
- [15] Application and correlation of virtual proving ground simulation for minivan, 2002, 20Th CAD-FEM Meeting.
- [16] A study of vibration behavior of a medium size track considering frame flexibility use of ADAMS, 1998, International ADAMS user conference.
- [17] J. Y. Wong, (2001), Theory of ground vehicle book, Third edition, university of Ottawa.
- [18] N. Nickmehr, (2011), Ride Quality and Drivability of a Typical Passenger Car subject to Engine/Driveline and Road Non-uniformities Excitations, Linköpings universitet of Sweden.