

بررسی میزان اثر چسبندگی تابر با سطح ناهمواری‌های جاده‌ای بر پویایی رفتار دینامیکی سیستم تعلیق خودرو

محمد جعفر استاد احمد قرابی^{۱*}، علیرضا ارغوان^۲، کاظم رضاکاشی‌زاده^۳

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

۲- مربی، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

۳- کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

* سمنان، صندوق پستی: ۳۵۱۴۱-۱۷۹، mj.ghorabi@semnaniau.ac.ir

چکیده

تأثیر یک سیستم تعلیق مناسب در میزان راحتی سرنشین و فرمان‌پذیری خودرو امری بدیهی است، بنابراین انجام تست‌های سیستم تعلیق که تأثیر مستقیم بر روی ایمنی و آسایش مشتری دارد الزامی و حائز اهمیت است. مسئله مهم دیگر هزینه زیاد انجام تست‌ها بصورت عملی است و برای این منظور باید راه‌های مختلف مورد شناسایی قرار گیرند. یکی از بهترین راه‌های انجام این کار مدلسازی و انجام تست‌ها در محیط‌های مجازی است. برای انجام مدلسازی جنبه‌های مختلفی وجود دارد که از جمله این جنبه‌ها عبارتند از منابع تحریک یا ورودی‌ها که سبب ایجاد نوسانات می‌شوند، این تحریکات برای سیستم تعلیق بطور عمده ناشی از ناهمواری‌های جاده هستند.

در این مقاله برای تحلیل دینامیکی خودرو، در ابتدا با استفاده از محیط کدنویسی نرم‌افزار مطلب ناهمواری‌های جاده‌ای بر اساس استاندارد جاده‌های بین شهری ایران (معادل استاندارد اروپایی و کلاسه‌بندی سوم از ایزو ۱-۲۶۳۱) و با سرعت ثابت حد مجاز 34Km/h بدست آمد و در ادامه با استفاده از تابع تبدیل فوریه، چگالی طیفی توانی جاده ناهموار بر حسب فرکانس با در نظر گرفتن حالت بحرانی برای شرایط خودروی ایستا ($f_n=1.0\text{Hz}$) در مدل 1/4 خودرو (مشخصات خودرو) در محیط سیمولینک نرم‌افزار شبیه‌سازی شده و به محاسبه نیروهای وارده به سیستم تعلیق پرداخته شده است. در نهایت میزان اثر چسبندگی تابر به سطح ناهمواری‌های جاده‌ای و نیز اثر آن بر رفتار پویایی سیستم تعلیق خودرو مورد بررسی قرار گرفته است.

کلیدواژگان

چسبندگی تابر، ناهمواری‌های جاده‌ای، رفتار دینامیکی، سیستم تعلیق خودرو

۱- مقدمه

یکی از مهم‌ترین چالش‌های امروزه خودرو سازان کاهش هزینه‌های طراحی تا تولید، همچنین کاهش زمان طراحی و به تولید رساندن خودروها به منظور حفظ شرایط بازار و امکان رقابت با سایر رقبا است. از جمله روش‌های کاهش هزینه و زمان، استفاده از محیط‌ها و تحلیل‌های مجازی به جای انجام طراحی و آزمون در محیط واقعی است و با این امر انجام تست‌های نمونه اولیه و تجاری کردن خودروها که از الزامات دولت‌ها است با کمترین ریسک و خطا انجام می‌پذیرد.

نمونه‌سازی مجازی به سرعت در حال گسترش در صنایع تولیدی و کارخانه‌ای می‌باشد. استفاده از نمونه‌های مجازی سبب افزایش سرعت رشد تکنولوژی شده است به طوری که درک مصرف کنندگان از نتایج پیشرفت محصولات، کندتر از سرعت پیشرفت تکنولوژی است. در این مقاله تلاش شده است با شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌های آزمون واقعی در محیط نرم‌افزاری، تست‌های سیستم تعلیق در این محیط انجام پذیرد، در این خصوص پیشتر مقالات و تحقیقاتی انجام شده است. کانوا [1] به بررسی و ارزیابی شرایط کلی خودرو در محیط نرم‌افزاری با مدل کردن جاده‌های آزمون پرداخته است.

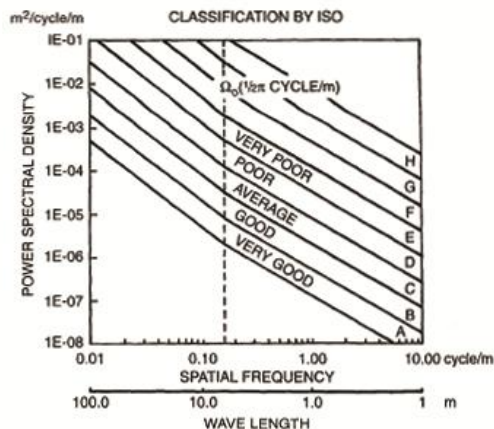
در کنفرانس بین‌المللی استفاده‌کنندگان از نرم‌افزار آدامز، نتو و همکارانش از شرکت مرسدس بنز برزیل [2] طراحی، مدلسازی و آنالیز یک نمونه از کامیون با اندازه متوسط را مورد بررسی قرار داده‌اند. در این کار یک مدل ۸ درجه آزادی متشکل از ۵ قسمت در نظر گرفته شده است و برای جاده نیز با استفاده از نرم‌افزار سیمولینک مدلسازی صورت گرفته است. یک پروفیل اتفاقی از سطح جاده استخراج و مورد استفاده قرار گرفته است.

همچنین جهت اعتباردهی مدل از یک بازه زمانی فرکانس جهت دو نوع جاده استفاده شده است که یکی از جاده‌ها از نوع دست‌انداز با شرایط موازی و با اختلاف فاز جهت ایجاد غلش و پیچش در خودرو و دیگری پروفیل جاده اتفاقی بوده و مقایسه شتاب‌های ایجاد شده انجام و صحت‌گذاری انجام شده است. در نهایت شتاب‌های وارده بر کابین راننده استخراج گردیده است و با حالت تست واقعی مقایسه شده است.

مدل کامل خودرو، یک خودروی ون کوچک فورد در نظر گرفته شده و کلیه قسمت‌های مهم آن مدلسازی شده است و جهت مدلسازی تابر آن از نرم-افزار ال اس داینا استفاده شده است [3]. همچنین نیروی جاده نیز به وسیله شبیه‌سازی ارتباط بین سطح خارجی جاده با تابر مدلسازی شده و در این خصوص از ترکیب چند سطح استفاده شده است. سپس خودرو در این جاده‌ها حرکت داده شده و به عبارتی نیروها و جابه‌جایی‌های حاصل از این جاده‌ها به چرخ‌ها در نرم‌افزار تحلیل عددی با سرعت ۴۸ کیلومتر بر ساعت وارد شده است. نمودارهای نیروهای وارده بر قطعات مختلف از جمله اسپیندل چرخ و شاسی و مقایسه نیروهای به دست آمده از تحلیل انجام شده با نتایج تست آورده شده است. این آزمایشات جهت سایر مدل‌های جاده با همان سرعت انجام گردیده و نتایج آن ارائه شده است [4].

۲- تئوری و شبیه‌سازی جاده آزمون

بطور کلی برای بررسی مشخصه‌های خودروهای سواری، تحریکات از سوی زمین به شکل‌های مختلف امواج سینوسی، توابع پله‌ای یا موج‌های مثلثی مورد استفاده قرار می‌گیرند. بعدها متوجه شدند که پروفیل سطح جاده‌ای بصورت یک تابع اتفاقی عملی‌تر و واقعی‌تر خواهد بود (نزدیک‌تر به واقعیت است). مقادیر میانگین یا میانگین مربعات یک تابع اتفاقی می‌تواند با



شکل ۱ نمودار طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطحی جاده‌ای توسط سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو [8, 7, 4]

جدول ۲ طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای پیشنهادی سازمان بین‌المللی استاندارد سازی ایزو بصورت پارامتری [8, 7, 4]

بازه مقادیر تابع چگالی طیف توانی ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{Cycle}/\text{m}$)	طبقه بندی جاده‌ها
کمتر از ۲	عالی
۲ تا ۸	بسیار خوب
۸ تا ۳۲	خوب
۳۲ تا ۱۲۸	متوسط
۱۲۸ تا ۵۱۲	بد
۵۱۲ تا ۲۰۴۸	بسیار بد

در طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطحی جاده‌ای توسط سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو روابط میان تابع چگالی طیفی توان $Sg(\Omega)$ 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 بصورت زیر می‌باشد [10, 9, 7]:

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

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

مقادیر $Sg(\Omega_0)$ در فرکانس فضایی $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi} \text{ Cycle}/\text{m}$ برای جاده‌های مختلف در جدول ۵ ارائه شده است و ثوابت N_1 و N_2 به ترتیب برابر ۲۰ و ۱۵٫۵ در نظر گرفته می‌شود.

با استفاده از حرکت ۱/۴ مدل خودروی کامل با سرعت ثابت ۳۴ کیلومتر بر ساعت در محیط برنامه نویسی نرم‌افزار مطلب [12, 11] ناهمواری‌های سطح جاده بر اساس کلاس سوم از طبقه‌بندی شرکت بین‌المللی استانداردسازی ایزو (منطبق با استانداردهای راه‌سازی اتوبان‌های کشور) بصورت جایجایی عمودی بر حسب طول مسیر حرکت خودرو [13] در شکل ۲ نشان داده شده است.

استفاده از میانگین دامنه و ترم فرکانس، با استفاده از تبدیلات سریع فوریه تابع تعیین می‌شود [6, 5].

یکی از راه‌های تخمین پروفیل جاده، انجام تحلیل‌های ارتعاشاتی برای بدست آوردن دامنه‌های مختلف بر حسب افزایش پارامتر طول موج موجود است.

در تحلیل ارتعاشات تصادفی با استفاده از مقدار میانگین مربعات دامنه برای یک قطعه از پروفیل سطحی به شکل هارمونیک $Z_n(x)$ با دامنه Z_n و نیز طول موج‌های L_{wn} بصورت 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 $\Omega_n = \frac{2\pi}{L_{wn}}$ (فرکانس فضایی کروی) از بخشی از سطح ناهمواری است و واحد آن بصورت rad/m یا rad/ft بیان می‌شود. در ادامه مقدار مربع میانگین دامنه بخشی از پروفیل سطحی جاده از رابطه زیر قابل محاسبه است.

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

فرکانس فضایی کروی Ω نسبت عکس با طول موج L_{wn} دار و با واحد چرخه بر حسب متر بیان می‌شود. و طیف چگالی توانی برای هر دامنه به صورت $(\text{چرخه}/\text{m})^2$ بیان می‌شود. می‌توان ارتباط میان طیف چگالی توانی و فرکانس فضایی برای ناهمواری‌های سطح زمین را با استفاده از رابطه ۸ تخمین زد.

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

که در آن:

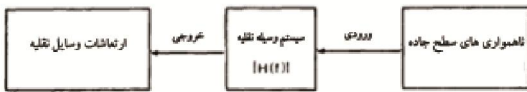
$Sg(\Omega)$ تابع چگالی طیف توانی مربوط به ناهمواری‌های سطح جاده‌ای است و پارامترهای C_{sp} و N ثابت هستند و مقادیر مرتبط با آن‌ها در جدول ۱- مشخص است.

جدول ۱ مقادیر مربوط به پارامترهای ثابت تابع چگالی طیف توانی برای سطوح مختلف زمین [6, 5]

شماره	توصیف سطح	N	C_{sp}
۱	باند فرودگاهی هموار	3.8	4.3×10^{-11}
۲	باند فرودگاهی ناهموار	2.1	8.1×10^{-6}
۳	بزرگراه صاف و هموار	2.1	4.8×10^{-7}
۴	بزرگراه همراه با دست‌انداز	2.1	4.4×10^{-6}
۵	جاده علفزار (چراگاه)	1.6	3.0×10^{-4}
۶	زمین شخم‌زده (سنگ ریزه)	1.6	6.5×10^{-4}

سازمان‌های مختلف طی سال‌ها تلاش کرده‌اند تا ناهمواری‌های سطحی جاده را طبقه‌بندی کنند. سازمان بین‌المللی استاندارد سازی ایزو طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای (A-H) را بر اساس تابع چگالی طیفی توان (شکل ۱) پیشنهاد کردند، که بصورت پارامتریک این دسته‌بندی در جدول ۲- ارائه گردیده است.

این تابع (تابع پاسخ فرکانس) بصورت نسبت خروجی به ورودی تحت شرایط حالت پایا تعریف می‌شود.
مدل تابع انتقال $H(f)$ بصورت زیر بیان می‌شود [7]:



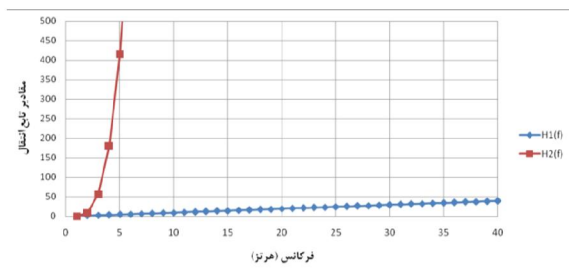
شکل ۴ دیاگرام بلوکی ورودی و خروجی برای یک سیستم خطی وسیله نقلیه

$$|H1(f)| = \left| \frac{1 + (2\zeta f/f_n)^2}{\sqrt{[1 - (f/f_n)^2]^2 + (2\zeta f/f_n)^2}} \right| \quad (9)$$

که در آن f فرکانس تحریک است و f_n فرکانس طبیعی سیستم و ζ نسبت میرایی است.

$$|H2(f)| = \left| (2\pi f)^2 \frac{1 + (2\zeta f/f_n)^2}{\sqrt{[1 - (f/f_n)^2]^2 + (2\zeta f/f_n)^2}} \right| \quad (10)$$

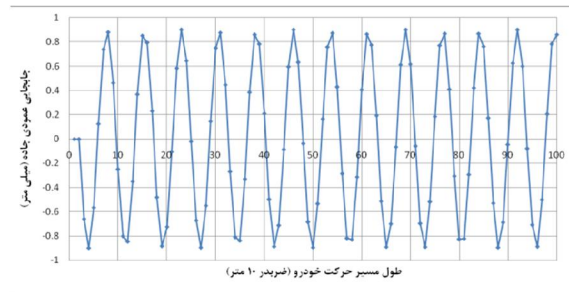
تابع انتقال فوق برای مدل بحرانی وسیله نقلیه ساده یک درجه آزادی با فرکانس طبیعی 1.0 Hz و نسبت میرایی $\zeta = 0.5$ در شکل-۵ نشان داده شده است.



شکل ۵ مقادیر تابع تبدیل بر حسب فرکانس برای حالت بحرانی با فرکانس طبیعی 1.0 Hz

۱-۲- چسبندگی تایر به زمین

جاده خوب برای یک خودرو عبارت است از پهنای زیاد جاده جهت کنترل خودرو در جاده که به عبارت دیگر به مقدار فضایی از جاده که راننده از مسیری که می‌خواهد خودرو را عبور دهد در آن مسیر بتواند روی جاده باقی بماند نیز گفته می‌شود. کنترل خودرو روی جاده به مقدار چسبندگی چرخ‌ها به زمین و دیگر مشخصات خودرو از قبیل ارتفاع مرکز نقل پایه چرخ، طول اکسل، میل فرمان، توزیع جرم‌ها در خودرو و غیره بستگی دارد. در شبیه سازی و تحلیل دینامیکی خودرو، چسبندگی یکی از مهم‌ترین اصل‌ها است که در طراحی سیستم تعلیق به آن باید توجه ویژه‌ای داشت. محدوده مکان‌های چسبندگی به ظرفیت خودرو (شتاب خودرو، ترمزگیری خودرو) و یک منحنی که از نیروهای افقی منتقل شده به زمین بدست می‌آید، بستگی دارد. در واقع چسبندگی سریع تاثیر مقاومتی است که چرخ با



شکل ۲ ناهمواری‌های جاده‌ای بر حسب طول مسیر حرکت خودرو با سرعت ثابت 34 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 باشد آنگاه می‌توان تابع فرکانس فضایی Ω را به فرکانس گذرا بر حسب هرترز در همان سرعت حرکتی وسیله نقلیه تبدیل نمود بطوریکه:

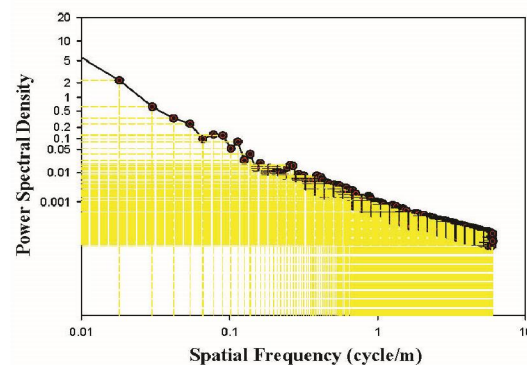
$$f[\text{Hz}] = \Omega[\text{Cycle/m}] \times V[\text{m/s}] \quad (6)$$

یا

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

پس با توجه به تبدیلات فوق می‌توان چگالی طیفی توانی در فرکانس فضایی را به راحتی به تابع چگالی طیف توانی بر حسب فرکانس گذرا تبدیل نمود:

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



شکل ۳ تابع چگالی طیفی توانی بر حسب (0.1 cycle/m) برای حرکت خودرو در جاده کلاس سوم ایزو با سرعت ثابت 34 Km/h

برای یک سیستم خطی یک رابطه (تابع تبدیل) مستقیم بین ورودی و خروجی وجود دارد. این رابطه نیز برای توابع تصادفی نیز بنام تابع انتقال وجود دارد که ورودی به سیستم وسیله نقلیه که نشانگر ناهمواری‌های سطح جاده است به خروجی که نشانگر ارتعاشات وسیله نقلیه است.

یک نیرویی بوجود آمده در هر جهت روی یک صفحه افقی که عبور کرده از بین نقطه تماس چرخ و جاده می‌باشد مقابله می‌کند.

برای مثال، در یک خودرو و در یک منحنی (روی یک جاده ناهموار) مقدار نیرویی که برای چسبندگی کامل لازم است باید از نیروی گریز از مرکز خودرو بزرگ‌تر باشد یا به عبارت دیگر خودرو باید حالت گیرکردن روی سطح جاده را داشته باشد. در یک مسیر هموار، گشتاور منتقل شده به چرخ‌های خودرو باید در لحظه چسبندگی به زمین کم‌تر باشد و به عبارت دیگر چرخ باید بدون اثر بچرخد.

مقدار چسبندگی روی سطح جاده کاملاً صاف، ثابت می‌باشد و مقدار چسبندگی برای هر چرخ توسط وزن یا تاقان P_A که روی هر چرخ وارد می‌شود (وزن چسبندگی نامیده می‌شود) توسط ضریب جلو برنده F_A زیاد شده که مقدار چسبندگی بین تایلر و سطح جاده از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$A = F_A \times P_A \quad (11)$$

ضریب چسبندگی بر طبق شرایط جاده مختلف می‌باشد که از مهم‌ترین این شرایط می‌توان اشاره داشت:

شرایط جوی (آب و غیره)، نوع و پوشش عاج تایلر، نسبت بین پهنا و قطر تایلر، قابلیت وزن چسبندگی (P_A) اصلاح مسیر در خودرویی که روی سطح جاده متوقف است، فشار وارده به تایلر، سرعت به خاطر افزایش اثرات آیرودینامیکی و شرایط دیگری که ممکن است اتفاق بیافتد مانند لکه روغن و غیره. از این رو بر اساس شرایط مختلف جاده‌ها (سطح هموار، سطح ناهموار، خشک و ...) ضریب چسبندگی بصورت یک متغیر وابسته به پارامترهای بالا تعریف می‌شود. به عنوان مثال، مقدار ضریب چسبندگی یک جاده یخی ۱۵ بار کمتر از مقدار ضریب چسبندگی روی جاده خشک طبیعی است.

اختلاف مقدار چسبندگی بطور پیوسته و خاصیت الاستیک اجزای تشکیل‌دهنده سیستم تعلیق که تابعی از راحتی سرنشین می‌باشد، همچنین برای بدست آوردن مقدار چسبندگی کافی برای سطح جاده‌ای که کاملاً صاف نیست (ناهموار است) عوامل ذکر شده باید در نظر گرفته شوند. در این حالت، حرکت نوسانی در چرخ، در اجزاء سیستم تعلیق و در شاسی خودرو منتشر می‌شود.

اگر جرم معلق در چرخ‌ها حرکت عمودی داشته باشد این حرکت باعث از بین رفتن اتصال تایلر با زمین می‌گردد، البته هر فرمی از چسبندگی باشد این حرکت باعث از بین رفتن و یا حداقل کاستن آن می‌شود. قبل از مدت از بین رفتن اتصال تایلر با زمین، چسبندگی در حالت انتقال حرکت متوسط، شتاب، ترمز و کنترل جاده برای خودرو حتی یک لحظه می‌تواند به حداقل مقدار خود برسد. مقدار ضریب چسبندگی در اثر تغییر نکردن شرایط مناسب خودرو و بطور عملی، تایلر و تغییر نکردن حالت ماندگاری روی سطح جاده، در هنگام پرش روی یک سطح ناهموار مقدار چسبندگی فقط به نیرویی که در هر لحظه در اثر فشرده شدن چرخ روی سطح جاده بوجود می‌آید، بستگی دارد.

این نیرو توسط اجزاء مختلف سیستم تعلیق انتقال داده می‌شود و از این رو کنترل آن حائز اهمیت است. بدین ترتیب تست‌های مورد نیازی که ما را از مقدار چسبندگی تحت شرایط دشوار مطمئن می‌کند، بستگی به تهیه اطلاعات مفید از ارزیابی یک سیستم تعلیق در شرایط عمومی دارد. اگر چه کمک فنر بخشی از سیستم تعلیق است که تحت بیشترین فرسودگی در

هنگام استفاده قرار می‌گیرد، در حین تست مقدار چسبندگی نیز می‌توان عیب‌های دیگر را نیز تشخیص داد، مانند: نامناسب بودن انواع تایلر یا فشارهای وارده به آن، اصابت و روپایش بین اتصالات، شکستگی و یا اجزایی که در حالت لاستیکی می‌باشند، پوشش غیر معمول و پارگی.

لذا انجام تست‌های مختلف بر روی سیستم تعلیق مونتاژی یک خودرو به منظور بدست آوردن میزان کارایی کمک‌فنر بسیار مفید است. بطوریکه کنترل ساده کمک‌فنر جدا شده از مجموعه سیستم تعلیق توسط نیروسنج نمی‌تواند همواره یک مقدار ثابت را در اثر حرکتش اختیار کند. تا زمانی که کمک‌فنر بر روی مجموعه سیستم تعلیق و یا خودرو با هدف بررسی میزان چسبندگی و کارایی آن سوار شود.

با بررسی‌های انجام شده می‌توان چنین بیان نمود که نسبت مستقیم بین چسبندگی و راحتی سرنشین در خودرو وجود ندارد. در واقع، راحتی بطور ضروری به شتاب بستگی دارد، که گفته می‌شود نیروها دارای زاویه انحراف بوده که حالت عمومی نیروها روی بدنه خودرو در هر لحظه اثرگذار است. مقدار چسبندگی به عبارت دیگر به طور کلی به نوسانات اجزاء سیستم تعلیق بستگی دارد که این نوسانات توسط قاعده‌هایی که اختلاف قابل ملاحظه‌ای با تنظیم نوسانات بدنه خودرو دارند، قابل تنظیم می‌باشند.

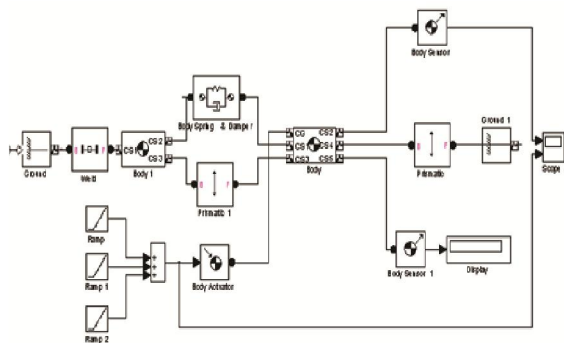
۲-۲- نوسانات سیستم تعلیق

برای یک خودرو مشخص و تحت شرایط جاده معین، مقدار چسبندگی تغییر کرده و توسط حرکت نوسانی چرخ که بوسیله ناهمواری‌های سطح جاده بوجود می‌آید مقدار چسبندگی به مخاطره می‌افتد و این منطقی است که حرکت پرشی (جهشی) در سیستم تعلیق اثرات مختلفی بجا می‌گذارد که این حالت در اثر فشار چرخ در مقابل زمین از یک مقدار مینیمم تا مقدار ماکزیمم تغییر می‌کند.

مقدار متوسط را به هیچ وجه نمی‌توان از وزن یا تاقان روی چرخ‌های یک خودروی ساکن بدست آورد. بدین منظور در این پژوهش از مدل ۱/۴ خودرو برای شبیه سازی رفتار دینامیکی در محیط سیمولینک نرم افزار مطلب استفاده شده است که در شکل ۶- شماتیکی از مدل فیزیکی ۱/۴ خودرو آورده شده است و در ادامه نیز مدل ریاضی آن در محیط شبیه سازی مطلب قابل مشاهده است (شکل ۷-)

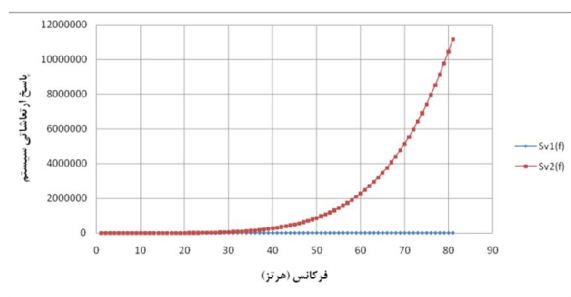
در این مدل متوسط جرم خودرو که بخشی از جرم معلق خودرو می‌باشد و همچنین وزن‌های روی یک سیستم تعلیق واحد را تشکیل می‌دهند، در نظر گرفته و نیز متوسط جرم سیستم تعلیق را مجموعه‌ای از تمام جرم‌های غیر معلق که در حرکت نوسانی محور چرخ دخالت دارند (دیسک ترمز، فنر تخت یا خمشی، چرخ، تایلر، چهار میله رابط، قسمت‌های انتهایی میله فرمان، دیفرانسیل، اکسل‌ها، محور عقب و غیره) در نظر گرفته شده است.

در مدل ارائه شده از ارتعاشات ناخواسته چشم‌پوشی شده و سیستم بصورت الاستیک دو درجه آزادی در نظر گرفته شده است که در پی آن دو فرکانس برای پدیده رزونانس خواهیم داشت که یکی نسبت به جرم خودرو و دیگری نسبت به جرم سیستم تعلیق می‌باشد.



شکل ۷ شبیه سازی مدل ریاضی سیستم تعلیق غیر فعال خودرو در محیط سیمولینک نرم افزار مطلب با ورودی حاده ناهموار به منظور تحلیل دینامیکی

با شبیه سازی حرکت خودرو و اعمال ناهمواری‌های جاده‌ای به عنوان ورودی به سیستم خودرو، تحلیل ارتعاشاتی انجام شده و از آن پاسخ ارتعاشاتی سیستم بر حسب فرکانس به عنوان خروجی سیستم تحت سرعت ثابت حرکت در شرایط بحرانی و بر اساس دو تابع انتقال یاد شده در بالا، مانند شکل ۸- استخراج شده است [16,15].

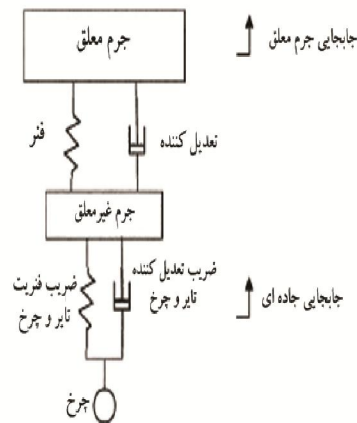


شکل ۸ پاسخ فرکانسی حرکت با سرعت ثابت ۳۴ کیلومتر بر ساعت ۱/۴ مدل خودرو با ورودی ناهمواری‌های جاده‌ای

۳-۲- سیستم اندازه‌گیری مقدار چسبندگی

مبنای سیستم اندازه‌گیری مقدار چسبندگی، ماشین DIAM183 می‌باشد، که شامل شبیه‌سازی شرایط نوسانات عمودی سیستم خودرو، اندازه‌گیری کمترین نیروی اتصال چرخ بر روی تکیه‌گاه خود و نسبت این مقدار با وزن یاتاقان روی چرخ در شرایط استاتیکی است. این سکو به دستگاهی که حرکت‌های مکانیکی را به سیگنال‌های الکتریکی تبدیل می‌کند، مجهز است که در هر لحظه قابل دسترسی می‌باشد، یک سیگنال مناسب برای تراز کردن نیرو روی سکوی خود قرار دارد. حرکت مکانیکی به سیگنال‌های الکتریکی به طور بک‌نواخت برای محاسبه وزن یاتاقان در حالت استاتیک روی سکو در حالت سکون بکار برده می‌شود (P_a). مقدار شعاع مدارهای الکترونی مخصوص بار استاتیک تا ۱۰۰ می‌باشد و نسبت کمترین بار (F_{min}) در شرایط رزونانس تا همین مقدار خواهد بود. همچنین بوسیله لوازم اندازه‌گیری بلافاصله مقدار درصد کمترین نیروی تراز کردن بر روی سطح زمین با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$A\% = 100 \frac{F_{min}}{P_a} \quad (14)$$



شکل ۹ مدل فیزیکی ۱/۴ خودرو و سیستم تعلیق غیر فعال

جدول ۳ پارامترهای اجزاء تشکیل‌دهنده سیستم تعلیق غیر فعال برای مشخصات خودرو [14]

پارامتر	مقدار کمیت	واحد کمیت
جرم معلق	۱۳۶۰	Kg
جرم غیر معلق	۲۵	Kg
ضرب فنریت سیستم تعلیق	۲۴۰۰۰	N/m
ضرب تعدیل کننده سیستم تعلیق	۸۵۰	Ns/m
ضرب فنریت چرخ	۱۹۲۰۰۰	N/m
ضرب تعدیل کننده چرخ	۱۲۰۰۰	Ns/m

با در نظر گرفتن پارامتر C به عنوان درصد چسبندگی موثر در بدترین شرایط می‌توان کمترین مقدار چسبندگی را با توجه به چسبندگی در حالت سکون یا روی یک جاده صاف از رابطه زیر بدست آورد.

$$A = C \times F_a \times P_a \quad (12)$$

حرکت یک خودرو با سرعت ثابت V روی یک منحنی با شعاع r تابع نیروی گریز از مرکز ($F = \frac{PV^2}{gxr}$) از مرکز ثقل می‌باشد، که با استفاده از آن محدوده ترمز محاسبه می‌شود.

$$F = A = \frac{V^2}{r} C F_a g \quad (13)$$

مقدار چسبندگی در چهار چرخ نسبت به یکدیگر متفاوت خواهد بود که این امر به عوامل مختلفی مانند مقدار بارها، از رفتار مختلف چهار سیستم تعلیق واحد و موقعیت مرکز ثقل خودرو بوجود می‌آید، بستگی دارد. حدود ترمز کردن چرخ با کمترین مقدار چسبندگی ثابت خواهد بود که این برای چرخ‌های طبیعتاً ترمز ابتدایی دارد گفته می‌شود، بنابراین دانستن درصد چسبندگی C برای هر چهار چرخ مهم است.

که در این مدل:

نماد	کمیت
G	مرکز جرم فنر
φ	زاویه غلتش
G_u	مرکز جرم بدون فنر
W_u	نیروی وزن بدون فنر
M_s	گشتاور جرم فنر
F_t	نیروی انتقالی
W_s	نیروی وزن فنر
R	مسیر شعاع گردش خودرو
F_u	نیروی بدون فنر
F_s	نیروی فنر
D	ارتفاع G_s بالای محور غلتش
H_u	ارتفاع مرکز جرم بدون فنر
H	ارتفاع مرکز غلتش
H_s	ارتفاع مرکز جرم فنر

۳- نتیجه گیری

انجام تست‌های سیستم تعلیق خودرو در جاده‌های آزمون از الزامات دولت-ها جهت ارائه مجوز تولید و تجاری شدن خودرو می‌باشد، از سوی دیگر ساخت مراکز و جاده‌های آزمون خودرو و انجام تست‌های مربوط به خودرو به خصوص تست‌های مربوط به سیستم تعلیق خودرو بسیار پر هزینه است. از این رو استفاده از محیط‌های مجازی و شبیه‌سازی این نوع تست‌ها به جهت کاهش تکرار انجام تست‌ها توسط طراحان و اطمینان از طراحی انجام شده بسیار مهم و حائز اهمیت است.

در طی این مقاله به نحو بسیار مختصر به بررسی این ناهمواری‌های جاده‌ای به عنوان ورودی به مدل سیستم تعلیق غیر فعال ۱/۴ خودرو پرداخته شد، که می‌توان نتیجه گرفت که برای طراحی یک سیستم تعلیق در مرحله اول باید ورودی‌های سیستم را بررسی نمود، که پروفیل جاده به چه نحو است و این ناهمواری‌ها بر روی سیستم تعلیق چه تأثیری خواهند گذاشت. یا به عبارت ساده‌تر، طراحی و راحتی بهتر در سیستم مستلزم بررسی بسیار دقیق این ورودی‌ها می‌باشد.

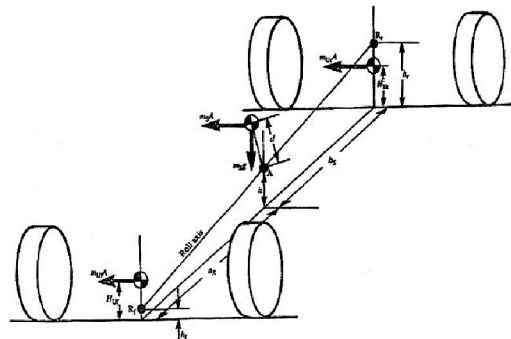
برای جرم معلق خودرو، مادامی که در بالاترین جایگاه خود قرار دارد، فرکانس در پدیده رزونانس در محدوده ۱ تا ۲ هرتز قرار دارد و برای جرم سیستم تعلیق در حالت معمول از فرکانس ۱۲ تا ۱۷ هرتز متغیر است.

نوسانات سیستم تعلیق در آزمایش فشار چرخ در مقابل زمین جالب است و این که بدترین شرایط چسبندگی زمانی رخ می‌دهد که مقدار نوسانات سیستم تعلق ماکزیمم باشد و همچنین فرکانس نوسانات برابر فرکانس در پدیده رزونانس گردد.

کمترین مقدار چسبندگی در طول نوسانات در رزونانس سیستم تعلیق می‌باشد.

۴- مراجع

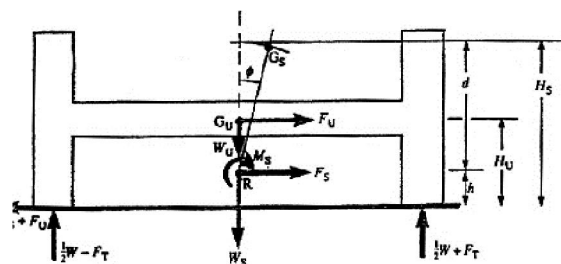
مدل هدایت خودرو به همراه تشریح اجزاء آن در یک مدل کامل خودرو در شکل-۹ آورده شده و دیاگرام آزاد یک محور توپر در محورهای ثابت خودرو، دیدگاه از منظر اکسل عقب خودرو در وضعیت گردش به چپ پایدار نیز در شکل-۱۰ قابل مشاهده است.



شکل ۹ مدل هدایت خودرو به همراه اجزاء آن در یک مدل کامل خودرو

که در این مدل:

نماد	کمیت
H	ارتفاع مرکز غلتش
M_s	جرم فنر
R_r	مسیر شعاع چرخش عقب
H_{ur}	ارتفاع مرکز جرم بدون فنر عقب
A	شتاب جانبی
B_s	نامیزانی محور سگدست فنر
D	ارتفاع مرکز جرم فنر بالای محور غلتش
A_s	جلوی محور تا مرکز جرم
H_f	ارتفاع غلتش جلو
R_f	مسیر شعاع گردش به جلوی خودرو
M_{uf}	جرم بدون فنر جلوی خودرو
H_{uf}	ارتفاع مرکز جرم بدون فنر جلوی خودرو
H_r	ارتفاع مرکز غلتش عقب خودرو



شکل ۱۰ دیاگرام آزاد یک محور توپر در محورهای ثابت خودرو، دیدگاه از منظر اکسل عقب خودرو در وضعیت گردش به چپ پایدار

- [1] Vehicle Design Evaluation using the digital proving ground SAE 2000-01-0126
- [2] A study of vibration behavior of a medium size track considering frame flexibility use of ADAMS, 1998, International ADAMS user conference
- [3] Application and correlation of virtual proving ground simulation for minivan, 2002, 20th CAD-FEM Meeting
- [4] بهروز مشهدی، محمود حاتم آباد، تحلیل حرکت خودرو بر جاده‌های آزمون در محیط‌های مجازی، 1388، ماهنامه مهندسی خودرو و صنایع وابسته، شماره 8
- [5] V. Rouillard, M. A. Sek, B. Bruscella, (2001), Simulation of Road Surface Profiles. Journal of Transportation Engineering, pp247-253.
- [6] D.Kang, K. Park, S. Heo, Y. Ryu, J. Jeong, (2009), International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol.11:2, pp 265-272.
- [7] J. Y. Wong, (2001), Theory of ground vehicle book, Third edition, university of Ottawa.
- [8] A. Michae, Sek, (1996), a Modern Technique of Transportation Simulation for Package Performance Testing, Victoria University of Technology
- [9] L. Son, (2002), Optimum design of "road-friendly" vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces, Applied Mathematical Modeling, Vol. 26, pp 635-652.
- [10] González, O. Brien, J. Eugene, Li, Yingyan, K. Cashell, (2008), The use of vehicle acceleration measurements to estimate road roughness, Vehicle System Dynamics, Vol.46, pp 483-499.
- [11] S. Kuchnicki, (2009), Simple Vibration Problems with MATLAB (and Some Help from MAPLE) Book
- [12] S. R. Taghizadeh, (2000), Digital Signal Processing, part 3, university of north London
- [13] R. Hesami, K. J. McManus, (2009), Signal Processing Approach to Road Roughness Analysis and Measurement, IEEE, Swinburne University of Technology of Australia
- [14] M. H. B. HARUN, Y. VERSHININ, (2007), SIMULATION AN ACTIVE SUSPENSION SYSTEM FOR PEUGEOT 206
- [15] S. Abramov, S. Mannan, O. Durieux, (2009), Semi-Active Suspension System Simulation Using SIMULINK, Glyndwr University
- [16] S. L. Tung, Y. T. Juang, W. H. Lee, W. Y. Shieh, W. Y. Wua, (2011), Optimization of the exponential stabilization problem in active suspension system using PSO, Expert Systems with Applications Vol. 38, pp 14044-14051.