

شبیه‌سازی و مقایسه عملکرد دو کنترلر PID و تطبیقی برای سیستم تعلیق فعال ۱۰ درجه آزادی خودرو

چکیده: سیستم تعلیق بدون شک یکی از مهم‌ترین و اساسی‌ترین زیر سیستم‌های یک خودرو محسوب می‌شود. در این پژوهش جهت تحلیل کامل ارتعاشات حرکت‌های بدنه و شاسی خودرو که به سرنشینان وارد می‌شود از مدل کامل خودرو با ۱۰ درجه آزادی استفاده شده است. پس از شبیه‌سازی سیستم تعلیق خودرو و طراحی یک سیستم تعلیق فعال به منظور دفع اغتشاشات وارده، مقایسه‌ای بین دو نوع کنترلر PID و تطبیقی برای سیستم‌های تعلیق اشاره شده به عمل خواهد آمد و تفاوت‌ها در کنترل ارتعاشات مورد مطالعه قرار می‌گیرد. به دلیل ثابت بودن بهره‌های کنترلر PID و همچنین وجود عدم قطعیت در سیستم تعلیق خودرو، کنترلر PID به خوبی قادر به کنترل و کاهش ارتعاشات وارد شده بر بدنه خودرو نمی‌باشد، پس در این کار از کنترلر تطبیقی با بهره غیر ثابت جهت کنترل و کاهش ارتعاشات وارد از سوی ناهمواری‌های سطح جاده به بدنه خودرو استفاده شده است. نوآوری این پژوهش طراحی دو نوع کنترلر PID و تطبیقی جهت کاهش ارتعاشات وارده بر خودرو در سه فیدبک جابجایی، سرعت و شتاب برای مدل ۱۰ درجه آزادی (کامل) خودرو می‌باشد.

واژه‌های راهنما: سیستم تعلیق خودرو، کنترلر PID، سیستم تعلیق فعال، کنترلر تطبیقی، مدل ۱۰ درجه آزادی خودرو.

علی ریزه‌وندی

دانشجوی دکتری،
دانشکده مهندسی مکانیک،
دانشگاه صنعتی خواجه
نصیرالدین طوسی، تهران

* سجاد حیاتی

استادیار،
دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی کرمانشاه،
کرمانشاه

محمد مهدی کاظمی

گروه مهندسی مکانیک،
دانشگاه صنعتی کرمانشاه،
کرمانشاه

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۱۵

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

Simulation and comparison of the performance of two PID and adaptive controllers for the active suspension system of vehicle 10 degrees of freedom

Ali Rizehvandi
PhD Student,
Faculty of Mechanical
Engineering K.N.Toosi
University of Technology, Tehran

Sajad Hayati*
Assistant Professor,
Faculty of Mechanical
Engineering, Kermanshah
University of Technology,
Kermanshah

**Mohammad Mehdi
Kazemi**
Instructor,
Department of Mechanical
Engineering, Kermanshah
University of Technology,
Kermanshah

Abstract: Suspension system is undoubtedly one of the most important and basic subsystems of a vehicle. In this research, in order to fully analyze the vibrations of the car body and chassis movements that enter the occupants, a complete car model with 10 degrees of freedom has been used. After simulating the car suspension system and designing an active suspension system to eliminate disturbances, a comparison between the two types of PID controllers and an adaptation for the mentioned suspension systems will be made and the differences in vibration control will be studied. Due to the constant gains of the PID controller and also the uncertainty in the vehicle suspension, the PID controller is not able to control and decrease the vibrations on the car body, so in this work of the adaptive controller with non-fixed interest to control and reduce vibrations applied by road surface roughness to the car body. The innovation of this research is the design of two types of PID and adaptive controllers to reduce the vibrations of the car in three feedback of displacement, speed and acceleration for the model of 10 degrees of freedom (complete) of the vehicle.

Keywords: Vehicle suspension system, PID controller, active suspension, adaptive controller, vehicle 10 degree of freedom model.

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر تحقیقات در زمینه ارتعاشات ناخواسته ناشی از ناهمواری‌های سطح جاده و کاهش اثرات نامطلوب آن روی خودرو صورت گرفته است. پایداری خودرو و کنترل پذیری آن در مواجهه با این ناهمواری‌ها از عوامل مهمی هستند که در طراحی دینامیکی خودرو باید مورد استفاده قرار گیرند، همچنین راحتی سرنشینان و افزایش طول عمر قطعات خودرو از جمله مسائل ضروری هستند که همواره مورد توجه محققان و شرکت‌های سازنده خودرو بوده است. در مدلسازی دینامیکی خودرو معمولاً سه قسمت مهم وجود دارد که عبارتند از: بدنه به عنوان جرم فنربندی شده، سیستم تعلیق و لاستیک‌ها به عنوان جرم فنربندی نشده. از این رو محققان از سه نوع مدل: یک چهارم، نصف و مدل کامل 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 که از این مدل تنها برای مطالعه حرکت قائم بدنه خودرو استفاده می‌شود. مدل نصف شامل دو چرخ بوده که هر کدام با فنر و دمپر به بدنه متصل می‌شوند. در این مدل برای جابجایی قائم هر کدام از چرخ‌ها یک درجه آزادی و برای جابجایی قائم و چرخشی بدنه دو درجه آزادی در نظر می‌گیرند. از این مدل برای تحلیل هم‌زمان جابجایی قائم و چرخشی بدنه خودرو استفاده می‌شود. مدل‌های یک چهارم و نصف مدل‌های صفحه‌ای هستند. در مدل کامل که یک مدل سه بعدی است، چهار چرخ با فنر و دمپر به بدنه متصل می‌شوند. جابجایی قائم هر کدام از چرخ‌ها دارای یک درجه آزادی بوده و شاسی و بدنه نیز هر کدام دارای سه درجه آزادی شامل یک درجه آزادی برای جابجایی قائم و دو درجه آزادی برای چرخش حول محورهای طولی و عرضی می‌باشد. این مدل به دلیل توانایی در ارائه هم‌زمان پاسخ‌های انتقالی و چرخش حول محورهای طولی و عرضی بدنه خودرو، نسبت به دو مدل دیگر دارای پاسخ‌های کامل‌تری هست. سیستم تعلیق خودرو به طور عمده به سه نوع: منفعل، نیمه فعال و فعال طبقه بندی می‌شود که به منظور بهبود سواری، راحتی، ایمنی خودرو، کاهش ارتعاشات جاده‌ای و به حداقل رساندن خسارات مورد استفاده قرار می‌گیرد. به طور معمول سیستم تعلیق منفعل سیستمی معمولاً قدیمی‌تر با فنر و کمک فنر کنترل نشده و دارای پارامترهای ثابت می‌باشد. سیستم‌های

تعلیق خودرو به طور معمول توسط توانایی خود برای ارائه خوش فرمانی خوب در جاده و بهبود راحتی مسافر دسته‌بندی می‌شوند. تعلیق منفعل تنها مصالحه بین این دو معیار متضاد را ارائه دهد. سیستم تعلیق یک خودرو اشاره به گروهی از اجزای مکانیکی که بین چرخ و بدنه ارتباط برقرار می‌کند. مقدار زیادی از فعالیت‌های مهندسی برای طراحی سیستم تعلیق جهت بهبود سواری وسیله نقلیه و همچنین ایمنی حمل و نقل و راحتی مسافر تخصیص یافته است. در روزگار گذشته سیستم تعلیق صرفاً یک تیر (محور) بوده که در سراسر عرض وسیله نقلیه گسترش یافته بود. عملکرد یک سیستم تعلیق به حداقل رساندن شتاب عمودی است که خود شامل فنر و کمک فنر می‌باشد. عملکرد یک سیستم تعلیق به عواملی مانند سختی فنر، ضریب میرایی، نوع سیستم تعلیق و غیره بستگی دارد. فنر انرژی را در طول ضربه در خود ذخیره می‌کند و دمپر باعث اتلاف انرژی ذخیره شده می‌شود. در یک وسیله بدون سیستم تعلیق تمام انرژی از چرخ‌ها به بدنه منتقل می‌شود و در هنگام حرکت ممکن است که تماس چرخ با سطح جاده به طور کامل قطع گردد. استفاده سیستم تعلیق در یک وسیله نقلیه در حقیقت برآورده کردن نیازهای راحتی سواری و هندلینگ (خوش فرمانی) به صورت همزمان است. اصلاح «راحتی سواری» به معنی جذب انرژی از ناهمواری‌های سطح جاده و اتلاف آن بدون ایجاد اشکال در حرکت خودرو است. اصطلاح «هندلینگ جاده» مربوط به انتقال وزن خودرو از یک سمت به سمت دیگر در هنگام دور زدن یا از عقب به جلو در حین عمل ترمزگیری است. یک وسیله نقلیه با هندلینگ جاده خوب علاوه بر به حداقل رساندن انتقال وزن موجب افزایش کشش بین خودرو و سطح جاده نیز خواهد شد. با این حال در طراحی سیستم تعلیق هر دو نیاز راحتی سواری و هندلینگ در تضاد با هم هستند. بنابراین حفظ استاندارد بالا از راحتی سواری و هندلینگ خودرو تحت شرایط رانندگی کار بسیار دشواری است. به منظور بهینه‌سازی راحتی سواری و هندلینگ خودرو، تعدادی از مدل‌های تعلیق به عنوان مثال مدل یک چهارم خودرو، مدل نصف خودرو و یا مدل کامل خودرو به کار برده می‌شود. مطالعه بر روی مدل‌های نصف و کامل خودرو به صورت محدود انجام گرفته است.

عملکرد طراحی سیستم تعلیق منفعل برای شرایط عملیاتی خاص استفاده می‌شود. در مقابل سیستم تعلیق فعال می‌تواند طیف گسترده‌ای از شرایط عملیات داشته و می‌تواند تغییرات سیستم را براساس تغییرات ناگهانی نیروی محرک وفق دهد. بنابراین از سال ۱۹۶۰ مطالعات گسترده‌ای درباره سیستم تعلیق فعال انجام گرفته و روش‌های مختلفی توسط Harvat و همکاران

پیاده سازی یک کنترلر PID تنظیم خودکار مورد بحث قرار گرفته است [۱۲]. کنترل کننده PID برای یک مدل تعلیق ۲ درجه آزادی با استفاده از ابزار تنظیم خودکار MATLAB PID توسعه یافته است [۱۳]. سیستم تعلیق خودرو را می‌توان به صورت مدل ربع خودرو با ۲ درجه آزادی، مدل نصف خودرو با ۴ درجه آزادی، مدل کامل خودرو با ۷ درجه آزادی و همچنین مدل کامل خودرو با ۱۰ درجه آزادی مدل‌سازی کرد. در این مقاله، مدل کامل خودرو با ۱۰ درجه آزادی برای تجزیه و تحلیل انتخاب شده است، زیرا بینش بهتری در مورد عملکرد سیستم تعلیق با پیچیدگی بهینه ارائه می‌دهد.

با توجه به مطالعات انجام شده در زمینه طراحی کنترلر برای سیستم تعلیق فعال خودرو، کنترل کننده‌های PID برای ارائه کنترل مناسب روی سیستم تعلیق خودرو در نظر گرفته شده است. روش پیشنهادی دارای مزایای بیشتری در مقایسه با روش سیستم تعلیق منفعل معمولی است [۱۴]. مدل سازی و شبیه سازی در محیط سیمولینک انجام و همچنین یک کنترل کننده پیچیده پیاده سازی شده است به عنوان مثال نرم افزار سیمولینک یک رابط چند منظوره است که می‌توان به راحتی انواع مختلفی از کنترلرها را در آن به کار برد [۱۵].

در طراحی سیستم تعلیق فعال، هدف اصلی ایجاد تعادل طبیعی میان کیفیت سواری، بررسی عملکرد، جابجایی نسبی سیستم تعلیق و مصرف انرژی است [۱۶]. برای کاهش شتاب عمودی بدنه خودرو، لازم به استفاده از حرکت سیستم تعلیق است. این احتمال، هدف قرار دادن یک راننده برای محدود کردن جابجایی نسبی سیستم تعلیق را افزایش می‌دهد، در هنگام رانندگی بیش از یک سرعت گیر یا گودال وجود دارد که نه تنها باعث ناراحتی سرنشینان بلکه افزایش قابل توجه سایدگی قطعات خودرو می‌شود. از این رو، سیستم تعلیق فعال باید توانایی پاسخ مورد نظر به رفتارهای متفاوت در جاده‌های صاف و ناهموار را به منظور راحتی سرنشینان و رانندگی راحت را داشته باشد. کیفیت سواری یک وسیله نقلیه به صورت قابل توجهی تحت تاثیر سیستم تعلیق آن، زبری سطح جاده‌ها و سرعت خودرو است. یک طراح خودرو می‌تواند به بهبود سطح زبری جاده‌ها کمک کند، بنابراین طراحی یک سیستم تعلیق خوب با عملکرد لرزش مطلوب در شرایط جاده‌های مختلف به فلسفه غالب در صنعت خودرو تبدیل شده است [۱۷ و ۱۸]. سیستم تعلیق خودرو وظیفه حمل بدنه خودرو و انتقال تمامی نیروهای بین بدنه خودرو و جاده، همچنین راحتی رانندگی و مسافران، ایمنی سواری و همچنین پایداری و ایمنی خودرو می‌باشد [۱۹]. راحتی سرنشینان و رانندگی مطمئن از پارامترهای مهم و مورد توجه در صنعت خودروسازی است. یکی

در سال ۱۹۹۷ ارائه شده است. به هر حال سیستم تعلیق فعال معمولاً نیاز به منبع تغذیه (اعمال نیرو) دارد که این مسأله مانع اصلی استفاده گسترده از این سیستم در عمل می‌باشد. از سال ۱۹۷۰ سیستم تعلیق غیرفعال بسیار مورد توجه قرار گرفت چراکه عملکرد بهتری نسبت سیستم تعلیق منفعل دارد و از طرفی هم به نیروی بسیار کمتری نسبت به سیستم تعلیق فعال نیاز دارد. به ویژه در عمل دمپرها قابل کنترلی در دسترس هستند که از جمله آنها دمپرها الکترومغناطیس (ER) و دمپرها مگنورئولوژیک (MR) را نام برد. سیستم تعلیق نیمه فعال عملی‌تر و از نظر مهندسی نیز قابل تحقق است. کنترل نیمه فعال با دمپر (MR) برای سیستم تعلیق وسایل نقلیه، توسط تعداد زیادی از محققان مورد مطالعه قرار گرفته است [۱].

سیستم تعلیق فعال از عناصر محرک نیرو (Fa) در یک سیستم کنترل حلقه بسته در کنار سیستم تعلیق غیرفعال معمولی استفاده می‌کند. محرک نیرو بر اساس ورودی سنسورهای مختلف مرتبط با آن، نیروی کنترلی کافی را برای سیستم فراهم می‌کند. دامنه وسیع‌تر نیروی کنترلی و محدودیت‌های نیرو-سرعت صفر از مزایای این نوع سیستم‌های تعلیق در مقایسه با انواع دیگر تعلیق است. محققان سیستم‌های کنترل مختلفی را برای افزایش عملکرد سیستم تعلیق فعال پیشنهاد کرده‌اند. سیستم تعلیق خودرو را می‌توان به صورت نصف خودرو ۴ درجه آزادی مدل کرد و عملکرد رگولاتور درجه دوم خطی (LQR) و سیستم‌های کنترل فازی را می‌توان تحلیل کرد [۲]. سیستم کنترل کشویی انتگرال متناسب برای مدل سیستم تعلیق نیم خودرو ۴ درجه آزادی طراحی شده است [۳]. عملکرد سیستم کنترل خطی و فازی بر روی مدل‌های تعلیق نصف خودرو ۴ درجه آزادی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است [۴]. رویکرد سیستم کنترل فازی برای مدل تعلیق یک چهارم خودروی ۲ درجه آزادی پیشنهاد و تحلیل شده است و مطالعه تطبیقی با کنترل کننده گاوسی درجه دوم خطی (LQG) انجام شده است [۵]. سیستم تعلیق نیمه خودرو ۴ درجه آزادی با کنترلر LQR توسعه داده شده است [۶]. طراحی ANFIS برای سیستم‌های تعلیق نیمه خودرو ۶ درجه آزادی با استفاده از رویکرد داده محور تحلیل شده و عملکرد آن با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه شده است [۷]. الگوریتم کنترل PID برای سیستم‌های تعلیق یک چهارم خودرو توسعه و تحلیل شده است [۸]. توسعه سیستم کنترل فازی برای سیستم تعلیق یک چهارم اتومبیل مورد بحث قرار گرفته است [۹] [۱۰]. کنترل کننده‌های ANFIS و PID بر روی یک راه‌اندازی آزمایشی تعلیق فعال با استفاده از نرم‌افزار LabVIEW توسعه و آزمایش شده‌اند [۱۱]. طراحی، توسعه و

مدل و همچنین ماتریس‌های فضای حالت جهت شبیه‌سازی در سیمولینک آورده شده است [۲۰].

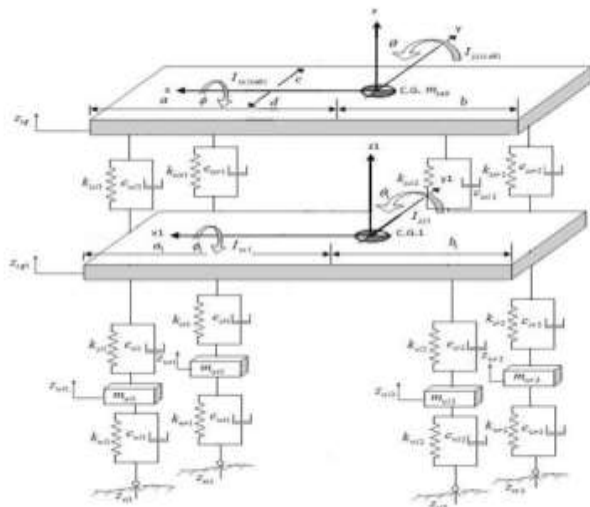
شکل ۱ مدل خودروی کامل با ۱۰ درجه آزادی را نشان می‌دهد که برای این کار استفاده می‌شود. سیستم تعلیق و تایرها به عنوان سیستم فنر و دمپر در نظر گرفته می‌شوند.

لازم به ذکر است که $M_{w11}, M_{wr1}, M_{wl2}$ و M_{wr2} به ترتیب نشان دهنده جرم چهار چرخ (جرم فنربندی نشده) و همچنین M_{cg1} و M_{cab} به ترتیب جرم (جرم فنربندی شده) کابین و شاسی می‌باشند. علائم $Z_{w11}, Z_{wr1}, Z_{wl2}$ و Z_{wr2} نشان دهنده جابجایی عمودی چرخ‌ها و همچنین Z_{cg1} و Z_{cab} به ترتیب جابجایی عمودی کابین و شاسی است. θ و φ (رول و پیچ) به ترتیب چرخش کابین حول محورهای x و y است. به طور مشابه علائم θ_1 و φ_1 نشان دهنده رول و پیچ شاسی است. I_{yy} و I_{xx} به ترتیب اینرسی کابین حول محورهای x و y است، همچنین I_{yy1} و I_{xx1} به ترتیب نشان دهنده اینرسی شاسی حول محورهای x و y است. علائم نشان دهنده پارامترهای سفتی و میرایی چرخ‌ها عبارتند از:

$$K_{w11}, K_{wr1}, K_{wl2}, K_{wr2} \text{ و } C_{w11}, C_{wr1}, C_{wl2}, C_{wr2}$$

$$\text{به طور مشابه } K_{s11}, K_{sr1}, K_{s12}, K_{sr2} \text{ و } C_{s11}, C_{sr1}, C_{s12}, C_{sr2}$$

پارامترهای اصلی سفتی و میرایی سیستم تعلیق است همچنین نشان $K_{ss11}, K_{ssr1}, K_{ss12}, K_{ssr2}$ و $C_{ss11}, C_{ssr1}, C_{ss12}, C_{ssr2}$ دهنده پارامترهای سفتی و میرایی سیستم تعلیق کابین هستند. علائم a و b نشان دهنده فاصله چرخ‌های جلو و عقب از مرکز گرانش (CG) کابین، همچنین d و c فاصله چرخ‌های چپ و راست از مرکز گرانش کابین می‌باشند. این فاصله‌ها برای شاسی با علائم a_1, b_1, c_1, d_1 مشخص می‌شوند.



شکل ۱ مدل کامل ۱۰ درجه آزادی خودرو

از عوامل ناراحتی سرنشینان و کاهش کیفیت رانندگی، لرزش خودرو به دلیل ناهمواری جاده می‌باشد که از طریق چرخ به بدنه خودرو منتقل می‌گردد. راحتی مسافر با معیار شتاب عمودی بدنه و کیفیت رانندگی با معیار تغییر فرم لاستیک ارزیابی می‌شود. یک امکان مناسب جهت دستیابی به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن، استفاده از سیستم تعلیق است. سیستم تعلیق خودرو برای کاهش یا حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری جاده به کار گرفته می‌شود و وظیفه دارد تا حد امکان نوسانات ناشی از ناهمواری جاده را که از طریق چرخ‌ها به بدنه منتقل می‌گردد، در خود جذب کرده و از انتقال آن به سرنشینان خودرو جلوگیری نماید تا به این وسیله راحتی سرنشین تامین گردد. عملکرد یک سیستم تعلیق که به طور کلی شامل فنر و دمپر است برای به حداقل رساندن شتاب عمودی مورد استفاده قرار می‌گیرد. پارامترهایی که عملکرد سیستم تعلیق به آن‌ها بستگی دارد شامل سختی فنر، ضریب دمپر، نوع سیستم تعلیق و غیره است. شبیه‌سازی راحتی سفر خودرو به طور معمول بر تحلیل حوزه‌ی فرکانس با فرض ثابت بودن سرعت خودرو استوار است. اما در شرایط واقعی رانندگی به دلیل تغییرات سرعت خودرو، فرکانس اغتشاشات وارده به بدن انسان تغییر می‌کند. سیستم تعلیق خودرو به دلیل اینکه بدنه خودرو بر آن سوار می‌شود و نیروهای وارده از طرف جاده را به بدنه منتقل می‌کند، تاثیر بسزایی در راحتی سفر و فرمانپذیری خودرو دارد. در این رابطه سیستم‌های تعلیق فعال جهت بهبود همزمان راحتی سفر و فرمان‌پذیری خودرو مطرح شده‌اند. در سیستم‌های تعلیق فعال، بسته به شرایط عملکردی نیروی مطلوب محاسبه و با استفاده از عملگرهایی جهت کاهش ارتعاشات خودرو اعمال می‌گردد. طراحی سیستم تعلیق یک کار چالش برانگیز برای طراحان خودرو از نظر پارامترهای کنترل چندگانه، اهداف پیچیده و اختلالات تصادفی است، به همین دلیل در سال‌های اخیر مطالعات زیادی در این زمینه انجام شده است [۲۰].

۲- مدل‌سازی سیستم تعلیق

هدف از این کار این است که یک مدل کامل خودرو را از جهت راحتی سواری و خوش فرمانی به صورت کامل مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. در همین راستا گام به گام به مطالعه جزئیات مدل‌سازی ریاضی و همچنین تشکیل ماتریس فضای حالت جهت اعتبارسنجی مدل سیمولینک با راه‌حل تحلیلی ماتریس فضای حالت پرداخته شده است که در ادامه معادلات ریاضی

جدول ۱ پارامترهای سیستم

Parameter	Value	Unit
1 $M_{wl1} = M_{wr1} = M_{wl2} = M_{wr2}$	60	kg
2 M_{cab}, M_{cg1}	1000, 1200	kg
3 $K_{wl1} = K_{wr1} = K_{wl2} = K_{wr2}$	37000	N/m
4 $C_{wl1} = C_{wr1} = C_{wl2} = C_{wr2}$	700	N.s/m
5 $K_{sl1} = K_{sr1} = K_{sl2} = K_{sr2}$	55000	N/m
6 $C_{sl1} = C_{sr1} = C_{sl2} = C_{sr2}$	4000	N.s/m
7 $K_{ssl1} = K_{ssr1} = K_{ssl2} = K_{ssr2}$	67000	N/m
8 $C_{ssl1} = C_{ssr1} = C_{ssl2} = C_{ssr2}$	6000	N.s/m
9 $a = b, c = d$	1.1, 1	m
10 $a_1 = b_1, c_1 = d_1$	1.5, 1	m
11 $I_{xx} = I_{yy}$	3200, 800	kg.m ²
12 $I_{xx1} = I_{yy1}$	4000, 950	kg.m ²

$$\begin{aligned} & \varphi_1 c_1) \times a - C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \theta a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times a + K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times b + C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times b + K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times b + C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times b = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & I_{xx(cab)} \ddot{\varphi}_{cg} + K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times d + C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times d - K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times c - C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times c + K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times d + C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times d - K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times c - C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times c = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

معادلات ۴، ۵ و ۶ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی در جهت عمودی، حرکت رول و حرکت پیچ برای شاسی می‌باشند.

$$\begin{aligned} & M_{cg1} \ddot{Z}_{cg1} - K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1)] - C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1)] - K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \\ & \varphi_1 c_1)] - C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1)] - K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1)] - C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1)] - K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1)] - C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1)] + K_{sl1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \varphi_1 d_1 - Z_{wl1}] + \\ & C_{sl1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}] + K_{sr1} [Z_{cg1} - \\ & \theta_1 a_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr1}] + C_{sr1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \\ & \dot{Z}_{wr1}] + K_{sl2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \varphi_1 d_1 - Z_{wl2}] + \\ & C_{sl2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl2}] + K_{sr2} [Z_{cg1} + \\ & \theta_1 b_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr2}] + C_{sr2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \\ & \dot{Z}_{wr2}] = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & I_{yy1} \ddot{\theta}_1 + K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times a_1 + C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times a_1 + K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times a_1 + C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times a_1 - K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times b_1 - C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times b_1 - K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times b_1 - C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times b_1 - K_{sl1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \varphi_1 d_1 - Z_{wl1}] \times \\ & a_1 - C_{sl1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}] \times a_1 - \\ & K_{sr1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr1}] \times a_1 + C_{sr1} [\dot{Z}_{cg1} - \\ & \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr1}] \times a_1 + K_{sl2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1 - Z_{wl2}] \times b_1 + C_{sl2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \\ & \dot{Z}_{wl2}] \times b_1 + K_{sr2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr2}] \times b_1 + \\ & C_{sr2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr2}] \times b_1 = 0 \end{aligned}$$

جدول ۱ مقادیر عددی پارامترهایی که در شبیه‌سازی قسمت قبل آورده شده بود را نشان می‌دهد. این پارامترها در کارهای [۲۶-۲۸] توصیف شده‌اند.

معادلات حرکت برای مدل خودروی کامل نشان داده شده در شکل ۱ در [۳۰] استخراج شده است. معادلات ۱، ۲، ۳ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی در جهت عمودی، حرکت پیچ و حرکت رول کابین می‌باشند.

$$\begin{aligned} & M_{cab} \ddot{Z}_{cg} + K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d \\ & - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \varphi_1 d_1)] \\ & + C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d \\ & - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\varphi}_1 d_1)] \\ & + K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c \\ & - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \varphi_1 c_1)] \\ & + C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c \\ & - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\varphi}_1 c_1)] \\ & + K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d \\ & - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \varphi_1 d_1)] \\ & + C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d \\ & - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\varphi}_1 d_1)] \\ & + K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c \\ & - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \varphi_1 c_1)] \\ & + C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c \\ & - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\varphi}_1 c_1)] = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & I_{yy(cab)} \ddot{\theta}_{cg} - K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times a - C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times a - K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \end{aligned}$$

$$S = \begin{bmatrix} A1 & A2 & A3 & A4 & A5 & A6 & A7 & A8 & A9 & A10 \\ B1 & B2 & B3 & B4 & B5 & B6 & B7 & B8 & B9 & B10 \\ C1 & C2 & C3 & C4 & C5 & C6 & C7 & C8 & C9 & C10 \\ D1 & D2 & D3 & D4 & D5 & D6 & D7 & D8 & D9 & D10 \\ E1 & E2 & E3 & E4 & E5 & E6 & E7 & E7 & E9 & E10 \\ F1 & F2 & F3 & F4 & F5 & F6 & F7 & F8 & F9 & F10 \\ G1 & G2 & G3 & G4 & G5 & G6 & G7 & G8 & G9 & G10 \\ H1 & H2 & H3 & H4 & H5 & H6 & H7 & H8 & H9 & H10 \\ I1 & I2 & I3 & I4 & I5 & I6 & I7 & I8 & I9 & I10 \\ J1 & J2 & J3 & J4 & J5 & J6 & J7 & J8 & J9 & J10 \end{bmatrix} \quad (11)$$

که موارد A₁ تا J₁₀ در پیوست موجود می باشند. همانطور که در قبل اشاره شد ماتریس S دینامیک خودرو را نشان می دهد که برای ورودی اغتشاشی از سوی جاده و همچنین ورودی کنترلی، حرکت جابجایی عمودی، پیچ و رول بدنه و شاسی و همچنین حرکت جابجایی عمودی چرخ ها به صورت زیر (۱۲) شبیه سازی شده است.

$$[S_{10 \times 10}] \begin{bmatrix} Z_{cab} \\ \theta \\ \phi \\ Z_{cg1} \\ \theta_1 \\ \phi_1 \\ Z_{wl1} \\ Z_{wr1} \\ Z_{wl2} \\ Z_{wr2} \end{bmatrix} = [R_{10 \times 4}] \begin{bmatrix} Z_{rl1} \\ Z_{rr1} \\ Z_{rl2} \\ Z_{rr2} \end{bmatrix} + [U_{10 \times 4}] \begin{bmatrix} u_{ssl1} \\ u_{ssr1} \\ u_{ssl2} \\ u_{ssr2} \end{bmatrix} \quad (12)$$

ماتریس R ورودی اغتشاشی از سوی جاده به چرخ ها و ماتریس U نیز ورودی کنترلی می باشد. حال با ضرب معکوس ماتریس S در ماتریس های R و U می توان مقادیر ارتعاشات تمام اجزای خودرو را در مواجهه با ناهمواری های جاده و همچنین تاثیر کنترلرها را بر روی نوسانات مشاهده کرد. در این کار تمام معادلات به صورت فضای حالت در آمده است و سپس در محیط سیمولینک جهت شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته است. به این صورت که با توجه به اجزای آورده شده در محیط سیمولینک جهت شبیه سازی قسمت مربوط به شبیه سازی خودرو (car) مربوط به ضرب معکوس ماتریس S در ماتریس R و همچنین قسمت عملگرها (actuator) مربوط به حاصل ضرب معکوس ماتریس S در ماتریس U است. که همانطور که اشاره شد می توان نوسانات حرکت های مختلف بدنه و شاسی خودرو را در هنگام برخورد با ناهمواری های جاده مشاهده کرد وجود عملگرها و درواقع ماتریس U جهت فعال نمودن سیستم تعلیق و استفاده از کنترلر جهت بهبود کیفیت سواری و کاهش دامنه نوسانات است.

(۵)

$$\begin{aligned} & I_{xx1} \ddot{\phi}_1 - K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \phi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \phi_1 d_1)] \times d_1 - C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\phi}_1 d_1)] \times d_1 + K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \phi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \phi_1 c_1)] \times c_1 + C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\phi}_1 c_1)] \times c_1 - K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \phi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \phi_1 d_1)] \times d_1 - C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\phi}_1 d_1)] \times d_1 + K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \phi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \phi_1 c_1)] \times c_1 + C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\phi}_1 c_1)] \times c_1 + K_{sl1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl1}] \times d_1 + C_{sl1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}] \times d_1 - K_{sr1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr1}] \times c_1 + C_{sr1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr1}] \times c_1 + K_{sl2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl2}] \times d_1 + C_{sl2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl2}] \times d_1 - K_{sr2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr2}] \times c_1 - C_{sr2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr2}] \times c_1 = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

معادلات ۷ و ۸ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی برای چرخ های چپ و راست محور جلو می باشند.

$$M_{wl1} \ddot{Z}_{wl1} - K_{sl1} (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl1}) - C_{sl1} (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}) + K_{wl1} (Z_{wl1} - Z_{rl1}) + C_{wl1} (\dot{Z}_{wl1} - \dot{Z}_{rl1}) = 0 \quad (7)$$

$$M_{wr1} \ddot{Z}_{wr1} - K_{sr1} (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr1}) - C_{sr1} (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr1}) + K_{wr1} (Z_{wr1} - Z_{rr1}) + C_{wr1} (\dot{Z}_{wr1} - \dot{Z}_{rr1}) = 0 \quad (8)$$

همچنین معادلات ۹ و ۱۰ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی برای چرخ های چپ و راست محور عقب می باشند.

$$M_{wl2} \ddot{Z}_{wl2} - K_{sl2} (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl2}) - C_{sl2} (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl2}) + K_{wl2} (Z_{wl2} - Z_{rl2}) + C_{wl2} (\dot{Z}_{wl2} - \dot{Z}_{rl2}) = 0 \quad (9)$$

$$M_{wr2} \ddot{Z}_{wr2} - K_{sr2} (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr2}) - C_{sr2} (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr2}) + K_{wr2} (Z_{wr2} - Z_{rr2}) + C_{wr2} (\dot{Z}_{wr2} - \dot{Z}_{rr2}) = 0 \quad (10)$$

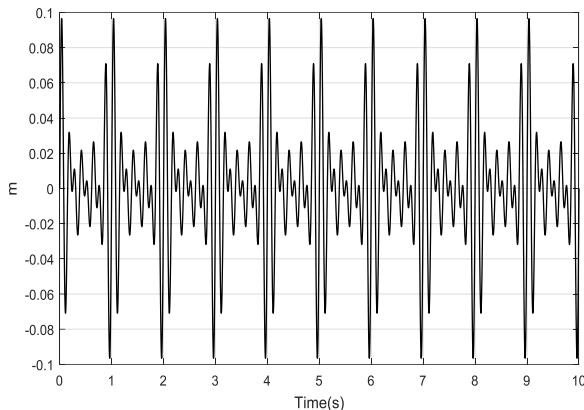
شبیه سازی یکی از قسمت های مهم و اصلی در این کار به شمار می رود. در این کار برای شبیه سازی مدل کامل خودرو با استفاده از معادلات ریاضی که در قبل آورده شده است از فضای حالت استفاده شده است.

ابتدا برای شبیه سازی، معادلات در حوزه لاپلاس نوشته شده و سپس به صورت ماتریس (ماتریس S) که در زیر (۱۱) آورده شده است.

$$\begin{aligned} \text{Input} = & \sin(10\pi - 0.55t) \\ & + \sin(12\pi - 0.55t) + \sin(14\pi \\ & - 0.55t) + \sin(16\pi - 0.55t) \end{aligned}$$

برای چرخ عقب سمت راست:

$$\begin{aligned} \text{Input} = & \sin(10\pi - 0.70t) \\ & + \sin(12\pi - 0.70t) + \sin(14\pi \\ & - 0.70t) + \sin(16\pi - 0.70t) \end{aligned}$$

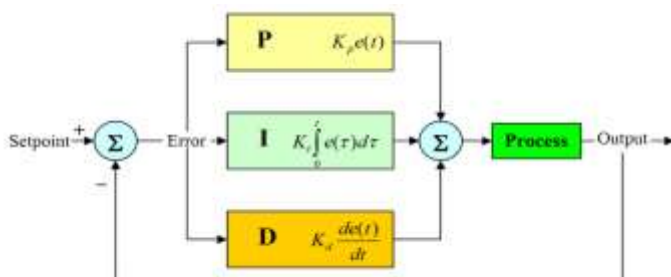


شکل ۳ پروفیل ناهمواری جاده

۳- طراحی کنترل کننده

۳-۱- کنترلر PID

این نوع کنترلر از ترکیب موازی سه کنترلر تناسبی، انتگرالی و مشتق‌گیر ایجاد می‌شود و متداول‌ترین نوع کنترلر در صنایع می‌باشد. کنترلر PID ترکیبی از سه کنترلی است که در بالا آورده شده‌است. کنترلر PID بسیار مورد توجه و استفاده است چرا که از تمام ویژگی‌های سه کنترلر قبلی بهره می‌برد. که سریع‌تر شدن به علت وجود کنترلر P در کنار Offset کاهش یافته یا صفر شده به خاطر ترکیب کنترلرهای مشتقی و انتگرالی.

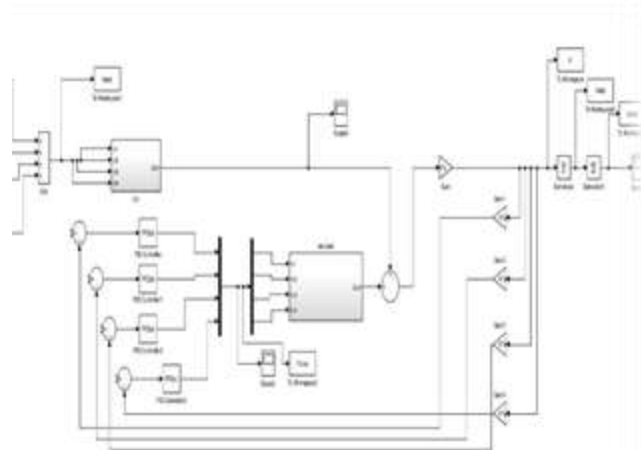


شکل ۴ کنترلر PID

در این بخش قصد داریم نتایج را با تغییر در پارامترهای سیستم برای هر دو کنترلر PID و تطبیقی باهم مقایسه کنیم، همانطور که قبلاً هم اشاره شد کنترلگری که دارای بهره ثابت نباشد کنترلر تطبیقی است و نتایج حاصل از این کنترلگر چون که

در این کار از سیمولینک برای شبیه سازی ارتعاشات استفاده شده است. معادلات دیفرانسیل با استفاده از تابع *ode45* (Dormand-Prince) حل شده‌اند.

مدل سیمولینک براساس معادلات دیفرانسیل آورده شده در قسمت قبل در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲ مدل سیمولینک سیستم کامل با ۱۰ درجه

در بررسی سیستم تعلیق فعال، مدل در نظر گرفته شده برای جاده بسیار حائز اهمیت می‌باشد.

همانطور که در شکل ۳ نیز مشخص است در این کار پروفیل ناهمواری‌های سطح جاده با چند تابع هارمونی (مجموع چهار تابع سینوسی با فرکانس‌های ۵، ۶، ۷، ۸ هرتز می‌باشد) که فرکانس‌های آن‌ها برای انسان اذیت کننده است، شبیه سازی شده است.

فرمول تابع هارمونی که به عنوان ورودی اغتشاشی (سطح جاده) در این کار مورد استفاده قرار گرفته است به صورت زیر است. همانطور که در معادلات زیر نیز مشخص است برای آن که تحلیل جامعی از ارتعاشات خودرو داشته باشیم ورودی اغتشاشی به هر یک از چرخ‌ها نامتقارن است به این معنی که تاخیر زمانی معینی بین تمام چرخ‌ها در مواجهه با ناهمواری سطح جاده وجود دارد.

برای چرخ جلو سمت چپ:

$$\text{Input}$$

$$\begin{aligned} = & \sin 10\pi \\ & + \sin 12\pi + \sin 14\pi \\ & + \sin 16\pi \end{aligned}$$

برای چرخ جلو سمت راست:

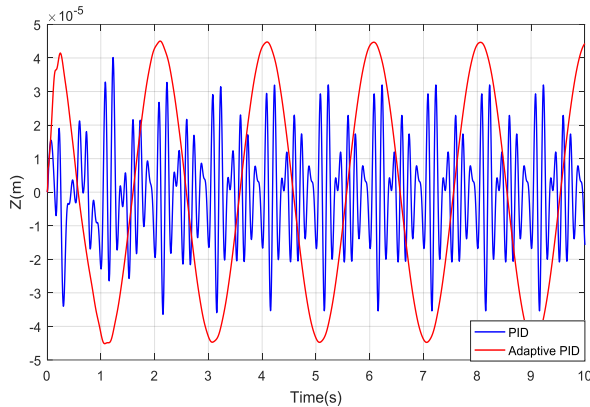
$$\begin{aligned} \text{Input} = & \sin(10\pi - 0.15t) \\ & + \sin(12\pi - 0.15t) + \sin(14\pi \\ & - 0.15t) + \sin(16\pi - 0.15t) \end{aligned}$$

برای چرخ عقب سمت چپ:

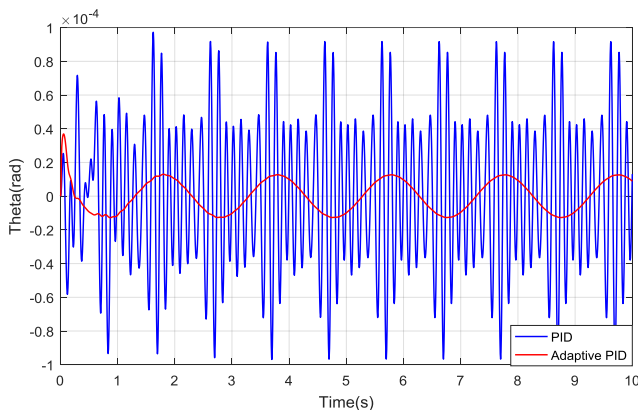
موجب کاهش دامنه و همچنین تغییر در پارامترهای سیستم می‌شود.

۴- بحث و نتایج

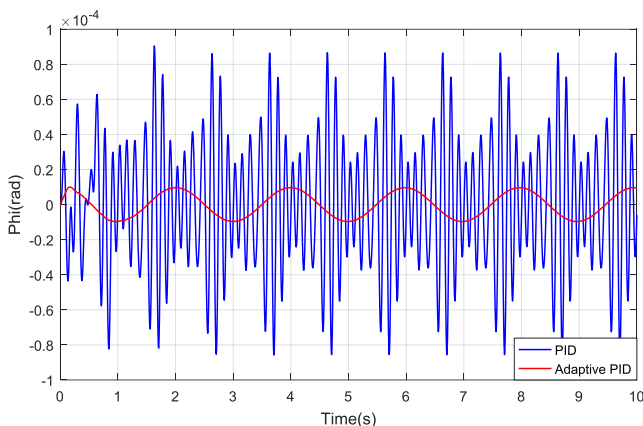
در ادامه با توجه به نمودارها به مقایسه عملکرد هر دو نوع کنترلر PID و تطبیقی پرداخته شده است.



شکل ۵ ارتعاشات جابجایی حرکت عمودی کابین



شکل ۶ ارتعاشات جابجایی حرکت حول محور Y (پیچ) کابین



شکل ۷ ارتعاشات جابجایی حرکت حول محور X (رول) کابین

فقط با توجه به ورودی و خروجی سیستم عملکرد خود را تطبیق می‌دهد پس با پارامترهای خود سیستم کاری ندارد و در صورت وجود عدم قطعیت نیز تغییری در نتایج ایجاد نخواهد شد اما کنترلر PID از انجایی که با توجه به پارامترهای سیستم تنظیم شده است انتظار می‌رود در حضور عدم قطعیت عملکرد مطلوب و همچنین نتایج قبل از تغییر در وزن را نداشته باشد. نتایج و مقایسه این دو کنترلر در ادامه آورده شده است.

۲-۳- کنترلر تطبیقی

برای طراحی کنترلر تطبیقی از معادلات زیر (۱۱) استفاده شده است.

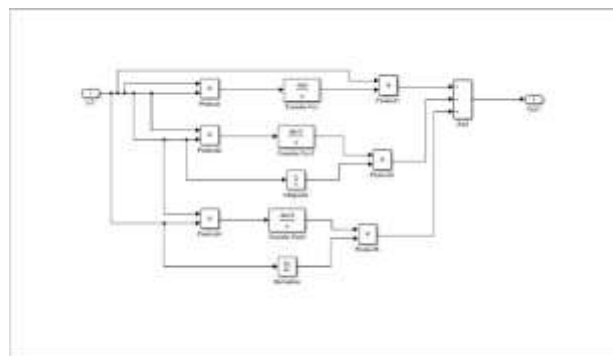
$$U = \left(K_p E + \frac{K_i}{s} E - s K_d Y_p \right)$$

$$K_p = \left(\frac{-\gamma_p}{s} \right) \varepsilon \left(\frac{s}{a_0 s^2 + a_{m1} s + a_{m2}} \right) e$$

$$K_i = \left(\frac{-\gamma_i}{s} \right) \varepsilon \left(\frac{1}{a_0 s^2 + a_{m1} s + a_{m2}} \right) e$$

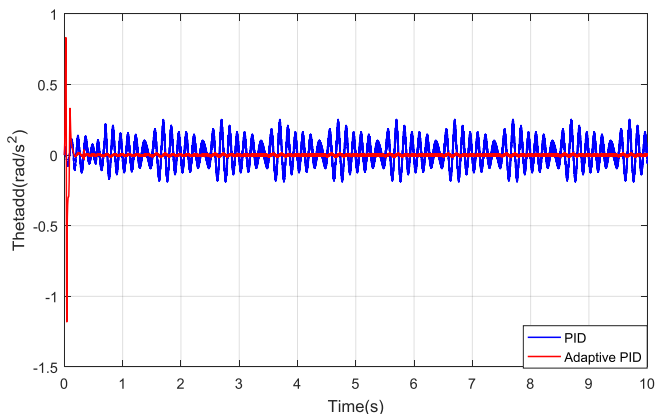
$$K_d = \left(\frac{\gamma_d}{s} \right) \varepsilon \left(\frac{s^2}{a_0 s^2 + a_{m1} s + a_{m2}} \right) Y_p$$

(۱۱)

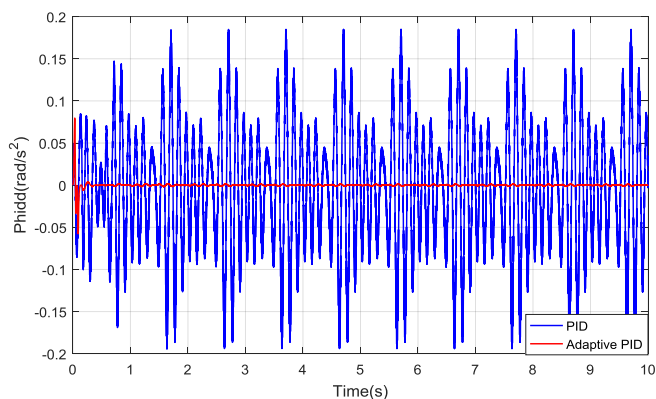


شکل ۸ مدل سیمولینک کنترلر تطبیقی

همانطور که قبلاً نیز اشاره شد همواره در مسائل کنترلی خطای مدلسازی وجود دارد همچنین افزایش یا کاهش تعداد سرنشینان و بار بر روی بدنه خودرو (مجموع وزن سرنشینان و بار حدود ۸۰۰ کیلوگرم بر وزن خودرو افزوده شده است) و نیز تغییر در دیگر پارامترهای سیستم مانند فرسودگی فنرها تغییر تایرها یا تغییر در باد تایرها که موجب تغییر در مقدار سفتی تایر و در نتیجه تغییر پارامترهای سیستم می‌شود امری اجتناب ناپذیر است. همانطور که در ادامه دیده می‌شود کنترلر PID در مواجهه با این تغییرات عملکرد مطلوبی نداشته و دیگر کارایی لازم را در کاهش دامنه ارتعاشات ندارد اما کنترلر تطبیقی به خوبی کار خود را در کاهش دامنه ارتعاشات انجام داده و به طور مطلوبی

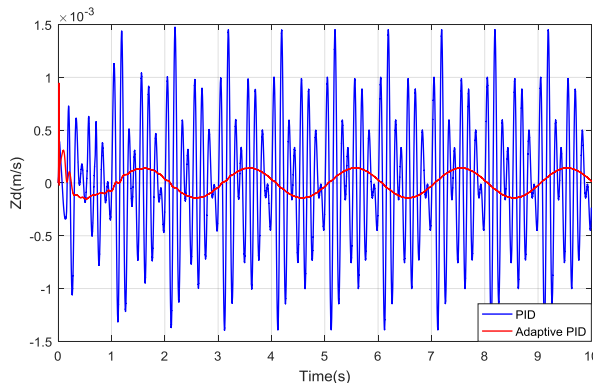


شکل ۱۲ ارتعاشات شتاب حرکت حول محور γ (پیچ) کابین

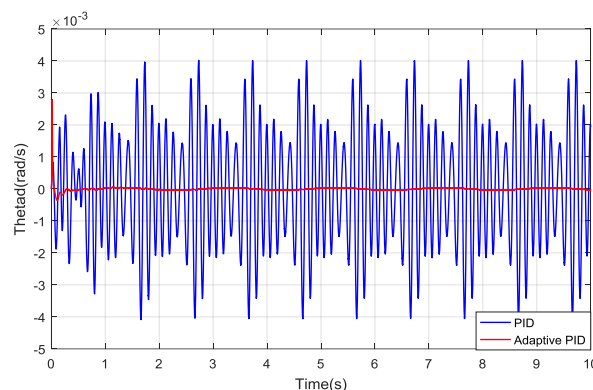


شکل ۱۳ ارتعاشات شتاب حرکت حول محور x (رول) کابین

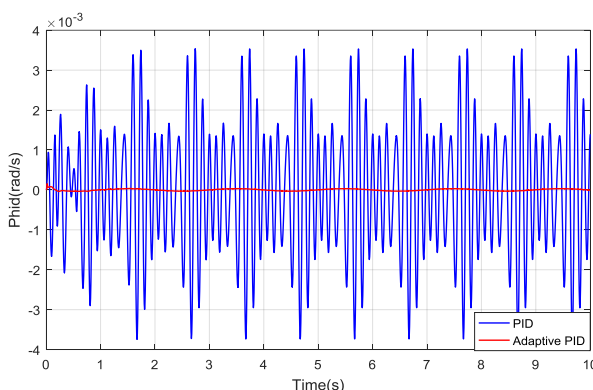
همانطور که از نمودارها نیز مشخص است و مقایسه دامنه نمودارهای کنترلر PID زمانی که تغییری در پارامترهای سیستم نداریم با زمانی که در سیستم عدم قطعیت وجود دارد نشان دهنده این است که کنترلر PID با وجود عدم قطعیت وزن در خودرو عملکرد مطلوبی نداشته و دامنه ارتعاشات بدنه خودرو زیاد می‌شود و این خود نشان دهنده ناکارایی بودن کنترلرهای PID در زمان وجود عدم قطعیت به دلیل ثابت بودن بهره‌های کنترلی است و این عدم قطعیت (وزن و...) با توجه به کارایی و استفاده سیستم (خودرو) که با توجه به افزایش یا کاهش سرشینیان یا بار بر روی خودرو و همچنین تغییر در دیگر پارامترها انکار ناپذیر بوده لذا برای رفع این مشکل به کنترلرهایی نیاز است که دارای پارامترهای ثابت نبوده و قدرت تطابق با تغییرات را داشته باشد. آنچه که از نمودارهای فوق برمی‌آید این است که کنترلر تطبیقی با وجود عدم قطعیت در وزن خودرو نیز دارای عملکرد خوبی است و در واقع هیچ تغییری در دامنه نوسانات با توجه به تغییر در پارامترهای سیستم ایجاد



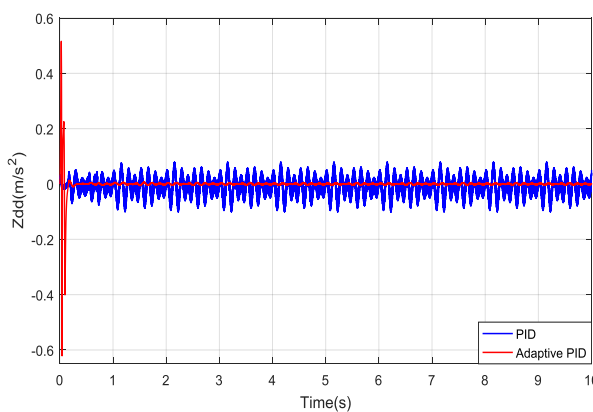
شکل ۸ ارتعاشات سرعت حرکت عمودی کابین



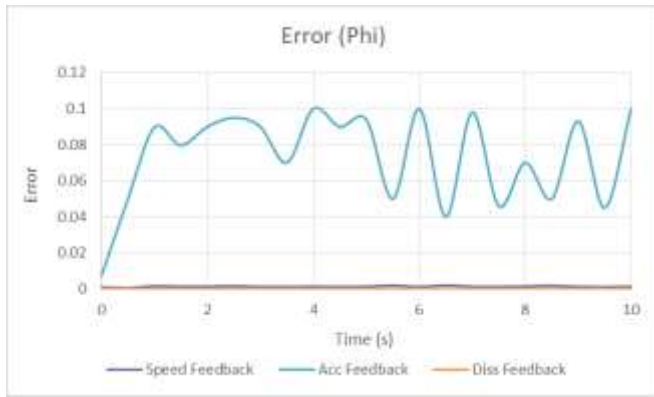
شکل ۹ ارتعاشات سرعت حرکت حول محور γ (پیچ) کابین



شکل ۱۰ ارتعاشات سرعت حرکت حول محور x (رول) کابین



شکل ۱۱ ارتعاشات شتاب حرکت عمودی کابین



شکل ۱۶ خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو (ϕ)

همچنین مطابق شکل ۱۶، کمترین میزان خطا برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو (ϕ) به ترتیب مربوط به فیدبک سرعت، فیدبک جابه‌جایی و فیدبک شتاب می‌باشد، که این امر حاکی از عملکرد ضعیف کنترلر PID در فیدبک شتاب برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو (ϕ) می‌باشد.

به‌طور کلی طبق نتایج می‌توان استنباط نمود که فیدبک سرعت بهترین عملکرد را در سه فیدبک ذکر شده دارا می‌باشد، همچنین بین دو کنترلر طراحی شده، کنترلر تطبیقی کارکرد بسیار بهتری نسبت به کنترلر PID در سه فیدبک جابه‌جایی، سرعت و شتاب دارا می‌باشد.

۵- نتیجه‌گیری

آنچه که در این کار انجام شده است شبیه‌سازی مدل ۱۰ درجه آزادی (کامل) خودرو و طراحی دو نوع کنترلر PID و تطبیقی جهت کاهش ارتعاشات وارده بر خودرو در سه فیدبک جابجایی، سرعت و شتاب می‌باشد. برای شبیه‌سازی جاده از مجموع چهار فرکانسی که برای بدن آزردهنده می‌باشد، استفاده شده است، به‌طوری که برای تحلیل کامل‌تر، ورودی اغتشاشی به هر یک از تایرها به صورت نامتقارن و با تاخیر زمانی ثابت در نظر گرفته شده است.

با توجه به نتایج، وجود عدم قطعیت باعث شده است که دامنه ارتعاشات کنترلر PID افزایش یابد و عملکرد مطلوبی را در کاهش و کنترل ارتعاشات نداشته باشد، به‌طوری که این افزایش دامنه ارتعاشات برای جابجایی حرکت عمودی تقریباً ثابت بوده و تغییر محسوسی نداشته و برای جابجایی حرکت پیچ ۲/۵ برابر و همچنین برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو ۳/۴ برابر شده است. همچنین با افزایش دامنه ارتعاشات، سرعت حرکت‌های عمودی، پیچ و رول به ترتیب ۱/۴، ۲/۴ و ۳/۵ برابر شده است.

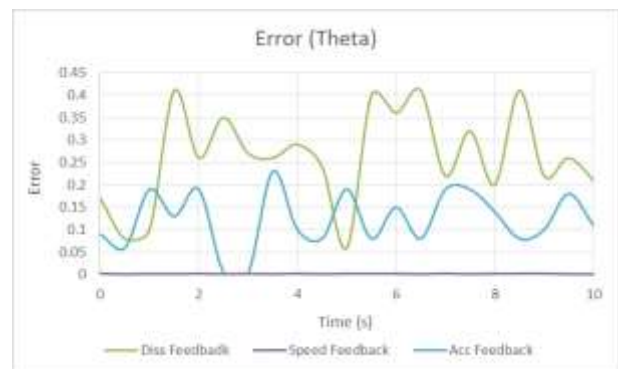
نمی‌شود و به شکل بسیار مطلوبی دامنه ارتعاشات را کنترل کرده و آنرا کاهش می‌دهد.

حال در ادامه به تحلیل خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای سه پارامتر جابجایی حرکت عمودی (Z)، همچنین جابجایی حرکت پیچ (θ) و جابجایی حرکت رول بدنه خودرو (ϕ) در سه فیدبک جابه‌جایی، سرعت و شتاب پرداخته می‌شود.



شکل ۱۴ خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای جابجایی حرکت عمودی (Z)

مطابق شکل ۱۴، کمترین میزان خطا برای جابجایی حرکت عمودی (Z) به ترتیب مربوط به فیدبک سرعت، فیدبک جابه‌جایی و فیدبک شتاب می‌باشد، که این امر حاکی از عملکرد ضعیف کنترلر PID در فیدبک شتاب برای جابجایی حرکت عمودی (Z) می‌باشد.



شکل ۱۵ خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای جابجایی حرکت پیچ (θ)

همچنین مطابق شکل ۱۵، کمترین میزان خطا برای جابجایی حرکت پیچ (θ) به ترتیب مربوط به فیدبک سرعت، فیدبک شتاب و فیدبک جابه‌جایی می‌باشد، که این امر حاکی از عملکرد ضعیف کنترلر PID در فیدبک جابه‌جایی برای جابجایی حرکت پیچ (θ) می‌باشد.

$$\begin{aligned}
 C4 &= (-C_{ssl1} dS - K_{ssl1} d + C_{ssr1} cS + K_{ssr1} c \\
 &\quad - C_{ssl2} dS - K_{ssl2} d + C_{ssr2} cS \\
 &\quad + K_{ssr2} c) Z_{cg1} \\
 C5 &= (C_{ssl1} a_1 dS + K_{ssl1} a_1 d - C_{ssr1} a_1 cS - K_{ssr1} a_1 c \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 dS - K_{ssl2} b_1 d + C_{ssr2} b_1 cS \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 c) \theta_1 \\
 C6 &= (-C_{ssl1} d_1 dS - K_{ssl1} d_1 d - C_{ssr1} c_1 cS - K_{ssr1} c_1 c \\
 &\quad - C_{ssl2} d_1 dS - K_{ssl2} d_1 d - C_{ssr2} c_1 cS \\
 &\quad - K_{ssr2} c_1 c) \varphi_1 \\
 C7 &= C8 = C9 = C10 = 0 \\
 D1 &= (-C_{ssl1} S - K_{ssl1} - C_{ssr1} S - K_{ssr1} - C_{ssl2} S \\
 &\quad - K_{ssl2} - C_{ssr2} S - K_{ssr2}) Z_{cab} \\
 D2 &= (C_{ssl1} aS + K_{ssl1} a + C_{ssr1} aS + K_{ssr1} a - C_{ssl2} bS \\
 &\quad - K_{ssl2} b - C_{ssr2} bS - K_{ssr2} b) \theta \\
 D3 &= (-C_{ssl1} dS - K_{ssl1} d + C_{ssr1} cS + K_{ssr1} c \\
 &\quad - C_{ssl2} dS - K_{ssl2} d + C_{ssr2} cS \\
 &\quad + K_{ssr2} c) \varphi \\
 D4 &= (M_{cg1} S^2 + C_{ssl1} S + K_{ssl1} + C_{ssr1} S + K_{ssr1} \\
 &\quad + C_{ssl2} S + K_{ssl2} + C_{ssr2} S + K_{ssr2} \\
 &\quad + C_{sl1} S + K_{sl1} + C_{sr1} S + K_{sr1} \\
 &\quad + C_{sl2} S + K_{sl2} + C_{sr2} S + K_{sr2}) Z_{cg1} \\
 D5 &= (-C_{ssl1} a_1 S - K_{ssl1} a_1 - C_{ssr1} a_1 S - K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad + C_{ssl2} b_1 S + K_{ssl2} b_1 + C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 - C_{sl1} a_1 S - K_{sl1} a_1 \\
 &\quad - C_{sr1} a_1 S - K_{sr1} a_1 + C_{sl2} b_1 S \\
 &\quad + K_{sl2} b_1 + C_{sr2} b_1 S + K_{sr2} b_1) \theta_1 \\
 D6 &= (C_{ssl1} d_1 S + K_{ssl1} d_1 - C_{ssr1} c_1 S - K_{ssr1} c_1 \\
 &\quad + C_{ssl2} d_1 S + K_{ssl2} d_1 - C_{ssr2} c_1 S \\
 &\quad - K_{ssr2} c_1 + C_{sl1} d_1 S + K_{sl1} d_1 \\
 &\quad - C_{sr1} c_1 S - K_{sr1} c_1 + C_{sl2} d_1 S \\
 &\quad + K_{sl2} d_1 - C_{sr2} c_1 S - K_{sr2} c_1) \varphi_1 \\
 D7 &= (-C_{sl1} S - K_{sl1}) Z_{wl1}, \quad D8 = (-C_{sr1} S - \\
 &\quad K_{sr1}) Z_{wr1}, \quad D9 = (-C_{sl2} S - K_{sl2}) Z_{wl2} \\
 D10 &= (-C_{sr2} S - K_{sr2}) Z_{wr2} \\
 E1 &= (C_{ssl1} a_1 S + K_{ssl1} a_1 + C_{ssr1} a_1 S + K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 S - K_{ssl2} b_1 - C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1) Z_{cab} \\
 E2 &= (-C_{ssl1} a_1 aS - K_{ssl1} a_1 a - C_{ssr1} a_1 aS - K_{ssr1} a_1 a \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 bS - K_{ssl2} b_1 b - C_{ssr2} b_1 bS \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1 b) \theta \\
 E3 &= (C_{ssl1} a_1 dS + K_{ssl1} a_1 d - C_{ssr1} a_1 cS - K_{ssr1} a_1 c \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 dS - K_{ssl2} b_1 d + C_{ssr2} b_1 cS \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 c) \varphi \\
 E4 &= (-C_{ssl1} a_1 S - K_{ssl1} a_1 - C_{ssr1} a_1 S - K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad + C_{ssl2} b_1 S + K_{ssl2} b_1 + C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 - C_{sl1} a_1 S - K_{sl1} a_1 \\
 &\quad - C_{sr1} a_1 S - K_{sr1} a_1 + C_{sl2} b_1 S \\
 &\quad + K_{sl2} b_1 + C_{sr2} b_1 S + K_{sr2} b_1) Z_{cg1} \\
 E5 &= (I_{yy1} S^2 + C_{ssl1} a_1^2 S + K_{ssl1} a_1^2 + C_{ssr1} a_1^2 S \\
 &\quad + K_{ssr1} a_1^2 + C_{ssl2} b_1^2 S + K_{ssl2} b_1^2 \\
 &\quad + C_{ssr2} b_1^2 S + K_{ssr2} b_1^2 + C_{sl1} a_1^2 S \\
 &\quad + K_{sl1} a_1^2 + C_{sr1} a_1^2 S + K_{sr1} a_1^2 \\
 &\quad + C_{sl2} b_1^2 S + K_{sl2} b_1^2 + C_{sr2} b_1^2 S \\
 &\quad + K_{sr2} b_1^2) \theta_1
 \end{aligned}$$

همچنین دامنه شتاب حرکت عمودی تقریباً ثابت بوده و تغییر محسوس نداشت و دامنه شتاب برای حرکت پیچ ۲/۳ برابر همچنین دامنه شتاب برای حرکت رول ۳/۶ برابر شده است. با توجه به نتایج حاصل شده، وجود عدم قطعیت در خودرو باعث می‌شود که کنترلر PID عملکرد خوبی نداشته باشد این درحالی است که کنترلر تطبیقی عملکرد خیلی بهتری داشته و دامنه ارتعاشات بدنه خودرو را به مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد.

۶- پیوست

$$\begin{aligned}
 A1 &= (M_{cab} S^2 + C_{ssl1} S + K_{ssl1} + C_{ssr1} S + K_{ssr1} \\
 &\quad + C_{ssl2} S + K_{ssl2} + C_{ssr2} S \\
 &\quad + K_{ssr2}) Z_{cab} \\
 A2 &= (-C_{ssl1} aS - K_{ssl1} a - C_{ssr1} aS - K_{ssr1} a \\
 &\quad + C_{ssl2} bS + K_{ssl2} b + C_{ssr2} bS \\
 &\quad + K_{ssr2} b) \theta \\
 A3 &= (C_{ssl1} dS + K_{ssl1} d - C_{ssr1} cS - K_{ssr1} c + C_{ssl2} dS \\
 &\quad + K_{ssl2} d - C_{ssr2} cS - K_{ssr2} c) \varphi \\
 A4 &= (-C_{ssl1} S - K_{ssl1} - C_{ssr1} S - K_{ssr1} - C_{ssl2} S \\
 &\quad - K_{ssl2} - C_{ssr2} S - K_{ssr2}) Z_{cg1} \\
 A5 &= (C_{ssl1} a_1 S + K_{ssl1} a_1 + C_{ssr1} a_1 S + K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 S - K_{ssl2} b_1 - C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1) \theta_1 \\
 A6 &= (-C_{ssl1} d_1 S - K_{ssl1} d_1 + C_{ssr1} c_1 S + K_{ssr1} c_1 \\
 &\quad - C_{ssl2} d_1 S - K_{ssl2} d_1 + C_{ssr2} c_1 S \\
 &\quad + K_{ssr2} c_1) \varphi_1 \\
 A7 &= A8 = A9 = A10 = 0 \\
 B1 &= (-C_{ssl1} aS - K_{ssl1} a - C_{ssr1} aS - K_{ssr1} a \\
 &\quad + C_{ssl2} bS + K_{ssl2} b + C_{ssr2} bS \\
 &\quad + K_{ssr2} b) Z_{cab} \\
 B2 &= (I_{yy} S^2 + C_{ssl1} a^2 S + K_{ssl1} a^2 + C_{ssr1} a^2 S \\
 &\quad + K_{ssr1} a^2 + C_{ssl2} b^2 S + K_{ssl2} b^2 \\
 &\quad + C_{ssr2} b^2 S + K_{ssr2} b^2) \theta \\
 B3 &= (-C_{ssl1} adS - K_{ssl1} ad + C_{ssr1} acS + K_{ssr1} ac \\
 &\quad + C_{ssl2} bdS + K_{ssl2} bd - C_{ssr2} bcS \\
 &\quad - K_{ssr2} bc) \varphi \\
 B4 &= (C_{ssl1} aS + K_{ssl1} a + C_{ssr1} aS + K_{ssr1} a - C_{ssl2} bS \\
 &\quad - K_{ssl2} b - C_{ssr2} bS - K_{ssr2} b) Z_{cg1} \\
 B5 &= (-C_{ssl1} a_1 aS - K_{ssl1} a_1 a - C_{ssr1} a_1 aS - K_{ssr1} a_1 a \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 bS - K_{ssl2} b_1 b - C_{ssr2} b_1 bS \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1 b) \theta_1 \\
 B6 &= (C_{ssl1} d_1 aS + K_{ssl1} d_1 a - C_{ssr1} c_1 aS - K_{ssr1} c_1 a \\
 &\quad - C_{ssl2} d_1 bS - K_{ssl2} d_1 b + C_{ssr2} c_1 bS \\
 &\quad + K_{ssr2} c_1 b) \varphi_1 \\
 B7 &= B8 = B9 = B10 = 0 \\
 C1 &= (C_{ssl1} dS + K_{ssl1} d - C_{ssr1} cS - K_{ssr1} c + C_{ssl2} dS \\
 &\quad + K_{ssl2} d - C_{ssr2} cS - K_{ssr2} c) Z_{cab} \\
 C2 &= (-C_{ssl1} adS - K_{ssl1} ad + C_{ssr1} acS + K_{ssr1} ac \\
 &\quad + C_{ssl2} bdS + K_{ssl2} bd - C_{ssr2} bcS \\
 &\quad - K_{ssr2} bc) \theta \\
 C3 &= (I_{xx} S^2 + C_{ssl1} d^2 S + K_{ssl1} d^2 + C_{ssr1} c^2 S \\
 &\quad + K_{ssr1} c^2 + C_{ssl2} d^2 S + K_{ssl2} d^2 \\
 &\quad + C_{ssr2} c^2 S + K_{ssr2} c^2) \varphi
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J5 &= (-C_{sr2}b_1S - K_{sr2}b_1)\theta_1 \\ J6 &= (C_{sr2}c_1S + K_{sr2}c_1)\varphi_1 \\ J10 &= (M_{wr2}S^2 + C_{sr2}S + K_{sr2} + C_{wr2}S + K_{wr2}) \end{aligned}$$

۶- مراجع

[1] Constantin, M., Popescu, O.S., and Mastorakis, N.E., "Testing and simulation of motor vehicle Suspension", *International Journal of systems applications, engineering & development*, 3(2), 74-83, (2009).

[2] Hasbullah, F., Faris, W.F., "A comparative Analysis of LQR and Fuzzy logic Controller for Active Suspension Using Half Car Model", *11th Int. Conf. Control, Automation, Robotics and Vision*, 2415-2420, (2010).

[3] Yahaya, M. S., Johari, H.S.B.O., "Modeling and control of the active suspension system using proportional integral sliding mode approach", *Asian Journal of Control*, 7(2), 91-98, (2005).

[4] Yoshimura, T., et al. "Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls", *Control Engineering Practice*, 7: 41-47, (1999).

[5] A. J., Barr, J. L., Ray, "Control of an active suspension using fuzzy logic", *Proceedings of the Fifth IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, 1: 42-48, (1996).

[6] Hell Mee, A. B. A., "Modelling and Controller Design for an Active Car Suspension System Using Half Car Model", *Universiti Teknologi Malaysia*, (2009).

[7] Guosheng, Z., and et al., "The Research of Automobile Suspension System Performance Based on the Fuzzy Neural Network Control", *ITEC (IEEE Transportation Electrification Conference and Expo)*, 1-6, (2014).

[8] Abd El-Nasser, S. Ahmed, and et al., "PID controller of Active Suspension System for a Quarter car model", *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 8(6): 899-909, (2015).

[9] Salem, M.M.M., Aly, A. A., "Fuzzy control of a quarter-car suspension system. World Academy of Science", *Engineering and Technology*, 53, pp. 258-263, (2009).

[10] Foda, S.G., "Fuzzy control of a quarter-car suspension system", *Proceedings of the 12th International Conference on Microelectronics*; 231-234, (2000).

[11] Hari, V. M., and et al., "Design and Implementation of Adaptive Neuro Fuzzy Inference System for an Experimental Active Suspension System", *International*

$$\begin{aligned} E6 &= (-C_{ssl1}d_1a_1S - K_{ssl1}d_1a_1 + C_{ssr1}c_1a_1S \\ &\quad + K_{ssr1}c_1a_1 + C_{ssl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{ssl2}d_1b_1 - C_{ssr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{ssr2}c_1b_1 - C_{sl1}d_1a_1S - K_{sl1}d_1a_1 \\ &\quad + C_{sr1}c_1a_1S + K_{sr1}c_1a_1 + C_{sl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{sl2}d_1b_1 - C_{sr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{sr2}c_1b_1)\varphi_1 \\ E7 &= (C_{sl1}a_1S + K_{sl1}a_1)Z_{wl1} \\ E8 &= (C_{sr1}a_1S + K_{sr1}a_1)Z_{wr1} \\ E9 &= (-C_{sl2}b_1S - K_{sl2}b_1)Z_{wl2} \\ E10 &= (-C_{sr2}b_1S - K_{sr2}b_1)Z_{wr2} \\ F1 &= (-C_{ssl1}d_1S - K_{ssl1}d_1 + C_{ssr1}c_1S + K_{ssr1}c_1 \\ &\quad - C_{ssl2}d_1S - K_{ssl2}d_1 + C_{ssr2}c_1S \\ &\quad + K_{ssr2}c_1)Z_{cab} \\ F2 &= (C_{ssl1}d_1aS + K_{ssl1}d_1a - C_{ssr1}c_1aS - K_{ssr1}c_1a \\ &\quad - C_{ssl2}d_1bS - K_{ssl2}d_1b + C_{ssr2}c_1bS \\ &\quad + K_{ssr2}c_1b)\theta \\ F3 &= (-C_{ssl1}d_1dS - K_{ssl1}d_1d - C_{ssr1}c_1cS - K_{ssr1}c_1c \\ &\quad - C_{ssl2}d_1dS - K_{ssl2}d_1d - C_{ssr2}c_1cS \\ &\quad - K_{ssr2}c_1c)\varphi \\ F4 &= (C_{ssl1}d_1S + K_{ssl1}d_1 - C_{ssr1}c_1S - K_{ssr1}c_1 \\ &\quad + C_{ssl2}d_1S + K_{ssl2}d_1 - C_{ssr2}c_1S \\ &\quad - K_{ssr2}c_1 + C_{sl1}d_1S + K_{sl1}d_1 \\ &\quad - C_{sr1}c_1S - K_{sr1}c_1 + C_{sl2}d_1S \\ &\quad + K_{sl2}d_1 - C_{sr2}c_1S - K_{sr2}c_1)Z_{cg1} \\ F5 &= (-C_{ssl1}d_1a_1S - K_{ssl1}d_1a_1 + C_{ssr1}c_1a_1S \\ &\quad + K_{ssr1}c_1a_1 + C_{ssl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{ssl2}d_1b_1 - C_{ssr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{ssr2}c_1b_1 - C_{sl1}d_1a_1S - K_{sl1}d_1a_1 \\ &\quad + C_{sr1}c_1a_1S + K_{sr1}c_1a_1 + C_{sl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{sl2}d_1b_1 - C_{sr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{sr2}c_1b_1)\theta_1 \\ F6 &= (I_{xx1}S^2 + C_{ssl1}d_1^2S + K_{ssl1}d_1^2 + C_{ssr1}c_1^2S \\ &\quad + K_{ssr1}c_1^2 + C_{ssl2}d_1^2S + K_{ssl2}d_1^2 \\ &\quad + C_{ssr2}c_1^2S + K_{ssr2}c_1^2 + C_{sl1}d_1^2S \\ &\quad + K_{sl1}d_1^2 + C_{sr1}c_1^2S + K_{sr1}c_1^2 \\ &\quad + C_{sl2}d_1^2S + K_{sl2}d_1^2 + C_{sr2}c_1^2S \\ &\quad + K_{sr2}c_1^2)\varphi_1 \\ F7 &= (-C_{sl1}d_1S - K_{sl1}d_1)Z_{wl1} \\ F8 &= (C_{sr1}c_1S + K_{sr1}c_1)Z_{wr1} \\ F9 &= (-C_{sl2}d_1S - K_{sl2}d_1)Z_{wl2} \\ F10 &= (C_{sr2}c_1S + K_{sr2}c_1)Z_{wr2} \\ G1 &= G2 = G3 = G8 = G9 = G10 = 0 \\ G4 &= (-C_{sl1}S - K_{sl1})Z_{cg1} \\ G5 &= (C_{sl1}a_1S + K_{sl1}a_1)\theta_1 \\ G6 &= (-C_{sl1}d_1S - K_{sl1}d_1)\varphi_1 \\ G7 &= (M_{wl1}S^2 + C_{sl1}S + K_{sl1} + C_{wl1}S + K_{wl1})Z_{wl1} \\ H1 &= H2 = H3 = H7 = H9 = H10 = 0 \\ H4 &= (-C_{sr1}S - K_{sr1})Z_{cg1} \\ H5 &= (C_{sr1}a_1S + K_{sr1}a_1)\theta_1 \\ H6 &= (C_{sr1}d_1S + K_{sr1}d_1)\varphi_1 \\ H8 &= (M_{wr1}S^2 + C_{sr1}S + K_{sr1} + C_{wr1}S + K_{wr1})Z_{wr1} \\ I1 &= I2 = I3 = I7 = I9 = I10 = 0 \\ I4 &= (-C_{sl2}S - K_{sl2})Z_{cg1} \\ I5 &= (-C_{sl2}b_1S - K_{sl2}b_1)\theta_1 \\ I6 &= (-C_{sl2}d_1S - K_{sl2}d_1)\varphi_1 \\ I9 &= (M_{wl2}S^2 + C_{sl2}S + K_{sl2} + C_{wl2}S + K_{wl2})Z_{wl2} \\ J1 &= J2 = J3 = J7 = J8 = J9 = 0 \\ J4 &= (-C_{sr2}S - K_{sr2})Z_{cg1} \end{aligned}$$

IEEE Transactions on Industrial Electronics, 46(6), 1051–1056, (1999).

[17] Sun, L., Kennedy, T.W., "Spectral analysis and parametric study of stochastic pavement loads", *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE128 (2002) 318–327.

[18] Sun, L., "Optimum design of 'road-friendly' vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces", *Applied Mathematical Modeling*, 26, 635–652, (2002).

[19] Gobbi, M., Mastinu, G., "Analytical Description and Optimization of the Dynamic Behavior of Passively Suspended Road Vehicles", *Journal of sound and vibration*, 245(3), pp. 457-481, (2001).

[20] Mitra, A., Benerjee, N., Khalane, H. A., Sonawane, M. A., Joshi, D. R., Bagul, G.R., "Simulation and Analysis of Full Car Model for various Road profile on a analytically validated MATLAB/SIMULINK model (Department of Mechanical, National Institute of Technology, NIT Durgapur, India) (Department of Mechanical, Modern Education Society's College of Engineering, Pune University, India).

Conference on Robotics, Automation, Control and Embedded Systems – RACE, (2015).

[12] A. K., Sukede, Arora, J., "Auto Tuning of PID Controller", *2015 International Conference on Industrial Instrumentation and Control (ICIC)*, 1459-1462, (2015).

[13] Ignatius, O.I., and et al., "Modeling, Design and Simulation of Active Suspension System PID Controller using Automated Tuning Technique", *Network and Complex Systems*, 6: 11-15, (2016).

[14] M.S., Kumar, "Development of Active System for Automobiles using PID Controller", *world Congress on Engineering*, 2, London, U.K, (2008).

[15] V. M., Hari, and et al., "Design and Implementation of Adaptive Neuro Fuzzy Inference System for an Experimental Active Suspension System", *International Conference on Robotics, Automation, Control and Embedded Systems – RACE*, (2015).

[16] Y. P., Kuo, & Li, T. H. S., "GA-based fuzzy PI/PD controllers for automotive active suspension system",