



کنترل آزاد از مدل برای سیستم تعلیق روغنی خودرو

محمد مهدی فاتح^۱، عاطفه سکاکی^۲^۱ استاد، دانشگاه صنعتی شاهرود، دانشکده مهندسی برق و رباتیک، شاهرود^۲ دانشجوی ارشد کنترل، دانشگاه صنعتی شاهرود، دانشکده مهندسی مکانیک، شاهرود

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۰۶/۲۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۳/۰۵/۰۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۰/۲۳

چکیده

در این مقاله، طرح نوین کنترل‌کننده‌ی آزاد از مدل برای سیستم تعلیق فعال خودرو برای دستیابی به رانندگی مطمئن و راحتی مسافر با حضور اغتشاشات جاده را ارائه می‌نماید. کنترل‌کننده‌ی پیشنهادی در مقایسه با طرح‌های قبلی، نیازی به کنترل نیرو ندارد و فقط از کنترل موقعیت استفاده می‌کند. در نتیجه، طرح آن ساده تر و با محاسبات کمتر خواهد بود. کنترل‌کننده‌ی مورد نظر برای مدل سیستم تعلیق یک چهارم خودرو با وجود محرک روغنی با مدل غیرخطی طراحی می‌شود. در روند بدست آوردن کنترل‌کننده پیشنهادی از کنترل خطی سازی پسخورد و تخمین و جبران عدم قطعیت توسط روش تاخیر زمانی استفاده می‌شود. بنابراین، کنترل‌کننده در غلبه بر عوامل غیرخطی و عدم قطعیت مدل موفق است. کنترل‌کننده از پسخوردهای جابجایی، سرعت و شتاب بدنه‌ی خودرو استفاده می‌کند. مدل فضای حالت سیستم تعلیق روغنی بدست می‌آید و پایداری سیستم کنترل اثبات می‌شود. شبیه‌سازی‌ها عملکرد مطلوب سیستم تعلیق برای همگرایی بدنه به نقطه تعادل با خطای ناچیز را نشان می‌دهند. مقایسه عملکرد کنترل سیستم تعلیق فعال پیشنهادی با سیستم تعلیق غیرفعال، برتری کنترل‌کننده پیشنهادی در فراهم آوردن راحتی مسافر و رانندگی مطمئن را نشان می‌دهند.

کلمات کلیدی: سیستم تعلیق فعال؛ محرک روغنی؛ کنترل آزاد از مدل، کنترل خطی سازی پسخورد؛ تخمین عدم قطعیت

Model-Free Control for a Vehicle Hydraulic Suspension System

M.M. Fateh^{1*}, A. Sakaki²¹ Professor of Control Eng., Univ. of Shahrood, Shahrood, Iran² M.Sc., Control Eng., Univ. of Shahrood, Shahrood, Iran

Abstract

This paper presents a novel model-free control for an active suspension system to achieve vehicle riding and passenger comfort in the presence of road disturbances. Compared with the previous designs, the proposed design does not employ the force control and uses only the position control. As a result, its design is simpler and less computational. The controller is designed for a quarter car active suspension system driven by hydraulic actuator with a nonlinear model. To obtain the proposed controller, the feedback linearization control and estimation of uncertainty and then compensation by time-delay approach are used. Therefore, it can overcome nonlinearity and uncertainty associated with model. It uses feedbacks of displacement, speed and acceleration of sprung mass. A state space model for the hydraulic suspension system is derived and the system stability is proven. Simulation results show the desired performance of the suspension system to achieve the convergence of body to the equilibrium point with an ignorable error. Comparing performance of the active suspension system with the passive suspension system shows the efficiency and superiority of the proposed controller in providing the passenger comfort and ride handling.

Keywords: Active Suspension System; Hydraulic Actuator; Model-Free Control; Feedback Linearization Control; Uncertainty Estimation.

۱- مقدمه

راحتی مسافر و رانندگی مطمئن به عنوان دو معیار مهم در طراحی سیستم تعلیق در نظر گرفته می‌شوند. راحتی مسافر توسط شتاب عمودی بدنه و رانندگی مطمئن با تغییر فرم لاستیک سنجیده می‌شود. هر چه شتاب عمودی بدنه و تغییر فرم لاستیک کمتر باشد راحتی مسافر و رانندگی مطمئن بیشتر خواهد بود. یک روش مناسب برای دستیابی به این دو معیار، حذف لرزش‌ها به کمک سیستم تعلیق می‌باشد. به دلیل توانایی محدود سیستم تعلیق غیرفعال و نیمه‌فعال در حذف لرزش‌ها، سیستم تعلیق فعال با نیروی کنترلی برای حذف نوسانات پیشنهاد شد.

سیستم تعلیق فعال مجهز به یک محرک روغنی دارای قابلیت جذب و تولید انرژی در سیستم بوده که سبب توانایی سیستم تعلیق در کنترل وسیله‌ی نقلیه در هنگام ترمز و شتاب گرفتن می‌شود [۱]. سیستم تعلیق فعال به طور دینامیکی به تغییرات جاده‌ای پاسخ داده و دارای توانایی تطبیق با رنج وسیعی از شرایط جاده‌ای است. در سیستم تعلیق فعال، اغلب محرک‌های روغنی به دلایل مزایایی از قبیل توانایی تولید نیرو در مقیاس بزرگ، حساسیت پایین به تغییرات دمایی، تراکم‌پذیری در شرایط کار معمول و مقاوم بودن بکار گرفته می‌شود. استفاده از محرک‌ها یک بهبود کلی در کیفیت رانندگی با کاهش شتاب بیش از ۵۰٪ در مقایسه با جاذب‌های ضربه‌ای غیرفعال ایجاد می‌کند [۲].

تاکنون روش‌های مختلفی برای کنترل سیستم تعلیق فعال ارائه شده‌اند که مبتنی بر مدل بوده و سپس توسعه یافته‌اند. طراحی کنترل‌کننده بر مبنای مدل با چالش روبرو است. زیرا مدل سیستم به خاطر وجود عوامل مختلف همراه با عدم قطعیت است. از جمله این عوامل می‌توان به خطای ساخت و تولید، خطای اندازه‌گیری، وجود مشخصه‌های متغیر با زمان و غیرخطی و حضور اغتشاش خارجی اشاره کرد. در نتیجه، عملکرد روش کنترل مبتنی بر مدل بخاطر عدم دقت در مدل تضعیف می‌شود. در مواردی نیز مدلسازی دقیق منجر به پیچیدگی بیش از حد مدل می‌شود که طرح کنترل مبتنی بر مدل را پیچیده می‌نماید و اجرای کنترل زمان واقعی را با مشکل مواجه می‌سازد. روش‌های کنترلی پیشرفته برای غلبه بر عدم قطعیت مدل توسعه یافتند. روش‌های کنترل تطبیقی [۳] برای غلبه بر عدم قطعیت

پارامتری و روش‌های کنترل مقاوم [۴] و کنترل مقاوم تطبیقی [۵] برای غلبه بر اغتشاش خارجی و دینامیک مدل نشده برای سیستم‌های تعلیق فعال ارائه شدند. به عنوان یک راه حل مناسب، روش‌های کنترل آزاد از مدل برای رهایی از موضوع عدم قطعیت مدل ارائه شدند.

یک روش کنترل آزاد از مدل برای سیستم تعلیق نیمه فعال خودرو پیشنهاد شد [۶]. این رویکرد بر اساس اصول فیزیکی جاذب ضربه به اتومبیل بوده و از مدل دینامیکی آنها بی‌نیاز است. روش‌های آزاد از مدل نظیر کنترل فازی برای سیستم‌های تعلیق فعال بکار گرفته شدند [۷]. کنترل فازی برای سیستم تعلیق الکترومغناطیسی نتایج خوبی داده است [۸]. با این حال، سیستم فازی به دانش و تجربه برای انتخاب توابع عضویت و قوانین فازی به خصوص برای سیستم‌های پیچیده یا سریع، نیاز دارد. برای پاسخ به این مسئله، تنظیم خودکار توابع عضویت توسط کنترل فازی تطبیقی ارائه شد [۹]. این روش، قابلیت تطبیق با شرایط جاده‌ای مختلف و مقاوم بودن سیستم کنترلی را به همراه دارد. در همین راستا، کنترل فازی خودسازمانده ارائه شد [۱۰]. این روش توانایی کنترل سیستم‌های پیچیده همراه با عدم قطعیت را دارد در حالی که پارامترهای مربوط به نرخ یادگیری و توزیع وزنی پس از انتخاب ثابت می‌شوند. انتخاب نادرست این پارامترها، خروجی را تحت تأثیر قرار داده و ناپایداری سیستم را به دنبال دارد. برای غلبه بر این نقص، کنترل فازی خودسازمانده مود لغزشی پیشنهاد شد [۱۱]. در این روش پارامترهای مربوط به نرخ یادگیری و توزیع وزنی توسط دو کنترل‌کننده-ی فازی تعیین می‌شوند. علاوه بر روش فازی، از روش‌های هوشمند نظیر الگوریتم بهینه‌سازی اجتماع ذرات در طراحی بهینه سیستم کنترل تعلیق فعال به نحو موثری استفاده شده است [۱۲].

از روش کنترل تأخیر زمانی برای طراحی حلقه‌ی کنترل نیرو استفاده شد [۱۳]. روش کنترل مد لغزشی تطبیقی برای اطمینان از همگرایی سریع سرعت عمودی بدنه ارائه شد [۱۴]. در این روش دینامیک‌های غیرخطی محرک به عنوان یک عدم قطعیت متغیر با زمان با کران‌های نامعلوم در نظر گرفته شده است. هم چنین، کنترل لغزشی تطبیقی مستقل از مدل ارائه شد [۱۵]. این روش دارای قابلیت یادگیری به منظور مقابله با رفتار غیرخطی و متغیر با زمان سیستم است.

این مقاله بشرح زیر مرتب شده است. بخش دوم، مدل یک چهارم خودرو و محرک را معرفی می‌کند. بخش سوم، کنترل آزاد از مدل را طراحی می‌نماید. بخش چهارم، پایداری را اثبات می‌کند. بخش پنجم، نتایج شبیه سازی را بررسی می‌کند و سیستم کنترلی پیشنهادی را با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه می‌کند. در پایان، بخش ششم نتیجه‌گیری می‌کند.

۲- دینامیک سیستم تعلیق روغنی

شکل ۱ سیستم تعلیق فعال را نشان می‌دهد. معادلات دینامیکی سیستم تعلیق برای مدل یک چهارم خودرو به صورت زیر است [۲۲]:

$$m_s \ddot{z}_s = -b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) + f_a \quad (1)$$

$$m_u \ddot{z}_u = b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) + b_t (\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t (z_r - z_u) - f_a \quad (2)$$

که در آن m_s ، m_u ، k_s ، k_t ، b_s ، b_t به ترتیب جرم معلق و جرم نامعلق (چرخ)، ضریب سختی فنر و لاستیک، ضریب میرایی میراکننده و لاستیک می‌باشند. جرم چرخ m_u ، مجموعی از محور و لاستیک‌ها است. متغیرهای z_s ، z_u و z_r به ترتیب جابه‌جایی عمودی بدنه، چرخ و جاده هستند. f_a نیروی محرکه‌ی روغنی قرار گرفته شده بین بدنه و چرخ به منظور غلبه بر اغتشاشات جاده‌ای است. توجه شود که فرضیات مدلسازی چنین است [۲۲]:

۱. معادلات (۱) و (۲) حول نقطه‌ی کار خطی‌سازی شده‌اند.

۲. متغیرهای z_s ، z_u و z_r از موقعیت تعادل استاتیکی سنجیده می‌شوند.

۳. رفتار دینامیکی خطی شده لاستیک در تماس با جاده زمانی معتبر است که لاستیک با جاده در تماس است. f_t در واقع نیروی اعمالی از طرف جاده به چرخ است که در اثر ناهمواری‌های سطح جاده و حالت‌های سیستم ایجاد می‌گردد و به فرم زیر بیان می‌شود:

$$f_t = b_t (\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t (z_r - z_u) \quad (3)$$

با جایگذاری رابطه‌ی (۳) در (۲) داریم:

$$m_u \ddot{z}_u = b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) + f_t - f_a \quad (4)$$

محرک اغلب از نوع روغنی می‌باشد که بطور مکرر در کنترل ارتعاش مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱]. شکل ۲ یک محرک

بکارگیری حسگرها برای کنترل کننده هنوز با محدودیت‌های عملی مواجه است. در نتیجه، به جای حسگرها از تخمینگرها در کنترل مود لغزشی سیستم تعلیق فعال استفاده شده است [۱۶]. همچنین از فیدبک حالت برای محاسبه‌ی نیروی کنترلی مطلوبی توسط محرک روغنی استفاده شد [۱۷].

در سال‌های اخیر کنترل امیدانس برای سیستم تعلیق خودرو با محرک روغنی پیشنهاد شد [۱۸]. قانون کنترل امیدانس ساده و مستقل از مدل بوده و می‌تواند برای بازه وسیعی از شرایط جاده‌ای به کار رود. به منظور مقاوم شدن سیستم کنترل در برابر عدم قطعیت‌ها، کنترل امیدانس مقاوم پیشنهاد شد [۱۹]. همچنین روش کنترل امیدانس تطبیقی با حضور عدم قطعیت ارائه شد [۲۰]. برای بهبود روش کنترل تطبیقی در غلبه بر اغتشاش خارجی و دینامیک مدل نشده، روش کنترل تطبیقی مقاوم برای کنترل نیرو سیستم تعلیق طراحی گردید [۲۱].

کار ارزشمند مقاله [۱۸] آن است که در آن مفهوم کنترل امیدانس برای سیستم تعلیق برای نخستین بار عرضه شده است. در مقاله [۱۹] همان مفهوم امیدانس دنبال می‌شود با این تفاوت که سیستم پیچیده غیرخطی سیستم تعلیق هیدرولیکی با حضور عدم قطعیتها مورد توجه است و روش کنترل مقاوم غیرخطی امیدانس ارائه می‌گردد و سپس پایداری سیستم کنترل اثبات می‌شود. مقاله [۲۰] نیز با روش کنترل تطبیقی پیشرفته برای سیستم‌های خطی با حضور اغتشاش به طراحی سیستم کنترل امیدانس می‌پردازد. در این مقاله کنترل آزاد از مدل ارائه می‌گردد. در روند بدست آوردن آن از کنترل خطی‌سازی پس‌خورده و روش تأخیر زمانی برای تخمین عدم قطعیت استفاده می‌شود. کنترل کننده‌ی پیشنهادی در مقایسه با طرح های قبلی از جمله [۲۰-۱۸]، نیازی به حلقه کنترل نیرو ندارد و فقط از حلقه کنترل موقعیت استفاده می‌شود. در مقایسه با آنها، نیازی به محاسبه نیروی اغتشاش جاده ندارد. در نتیجه، طرح آن ساده تر و با محاسبات کمتر خواهد بود. مهمترین مزیت کنترل پیشنهادی آن است که آزاد از مدل بوده و در نتیجه نسبت به عدم قطعیت مدل سیستم مقاوم است. با وجود این، فرض پیوستگی در سیگنال ورودی به عنوان محدودیت روش تأخیر زمانی محسوب می‌شود.

محرك الكتروروغنى توسط شير با رابطه زير كنترل مى‌شود:

$$\tau \dot{x}_{sp} + x_{sp} = k_i i_{sv} \quad (5)$$

، k_i ، τ ، x_{sp} و i_{sv} به ترتيب ضريب جريان، ثابت زمانى، موقعيت و جريان الكتريكي شير مى‌باشد. هم‌چنين معادله ديناميكي نيرو محركه روغنى توسط رابطه‌ى غيرخطى زير بيان مى‌شود [۲۳]:

$$\dot{f}_a = \alpha A_p^2 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta f_a + \gamma A_p x_{sp} \times \text{sgn}(p_s - \text{sgn}(x_{sp}) p_L) \sqrt{|p_s - \text{sgn}(x_{sp}) p_L|} \quad (6)$$

، $P_L = f_a / A_p$ فشار توليدى محرك روغنى، $\gamma = \alpha c_d w A_p \sqrt{1/p}$ ، $\beta = \alpha c_t A_p$ ، $\alpha = 4\beta e A_p / v_t$ هستند. B_e ضريب حجمى سيال هيدروليک، A_p سطح مقطع پيستون، v_t حجم محرك، c_{tp} ضريب نشت، c_d ضريب تخليه، w پهنای شير کنترل و sgn تابع علامت است.

با انتخاب متغيرهاى حالت

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s \\ x_2 &= \dot{z}_s \\ x_3 &= z_u \\ x_4 &= \dot{z}_u \\ x_5 &= f_a \\ x_6 &= x_{sp} \end{aligned} \quad (7)$$

مدل فضاى حالت سيستم تعليق روغنى از معادلات (۱) تا

(۶) به صورت زير بدست مى‌آيد:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{b_s}{m_s}(x_2 - x_4) - \frac{k_s}{m_s}(x_1 - x_3) + \frac{1}{m_s}x_5 \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{b_u}{m_u}(x_2 - x_4) + \frac{k_s}{m_u}(x_1 - x_3) - \frac{1}{m_u}x_5 + \frac{1}{m_u}f_a \\ \dot{x}_5 &= \alpha A_p^2 (x_2 - x_4) - \beta x_5 + \gamma A_p x_6 \times \text{sgn}\left(p_s - \text{sgn}(x_{sp}) \frac{x_5}{A_p}\right) \sqrt{\left|p_s - \text{sgn}(x_6) \frac{x_5}{A_p}\right|} \\ \dot{x}_6 &= -\frac{1}{\tau}x_6 + \frac{k_i}{\tau}i_{sv} \end{aligned} \quad (8)$$

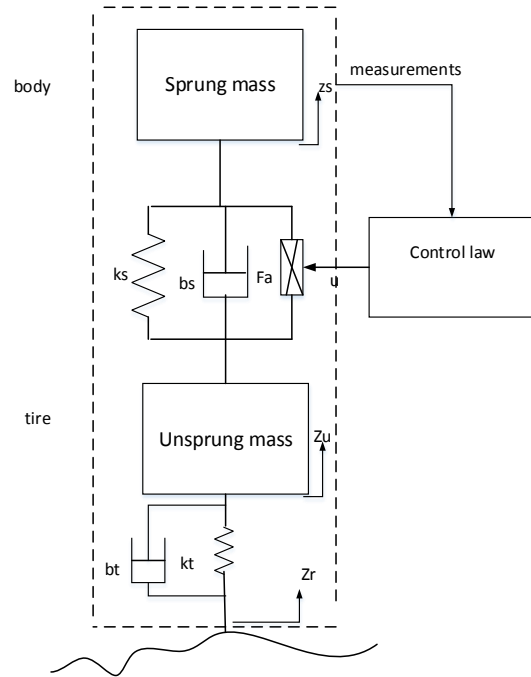
۳- طراحی کنترل آزاد از مدل

با مشتق‌گیری از رابطه (۱) داریم:

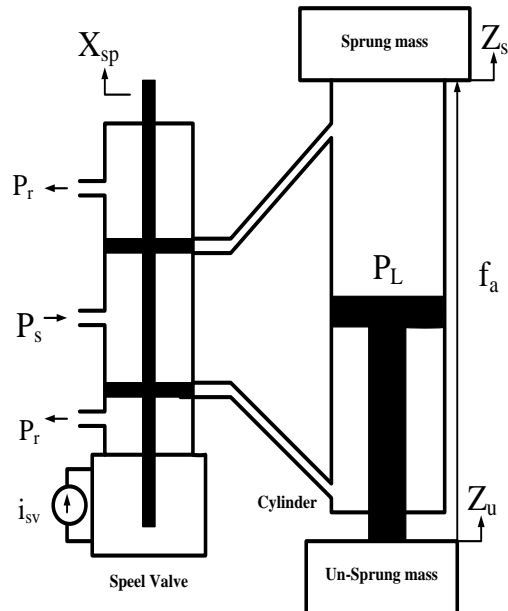
$$m_s \ddot{z}_s = -b_s (\ddot{z}_s - \ddot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) + f_a \quad (9)$$

همچنين از رابطه (۵) داریم:

الکتروروغنى را نمايش مى‌دهد که در آن p_s ، p_r به ترتيب فشار منبع هيدروليک (تغذيه)، فشار برگشتى شير، هم‌چنين P_L فشار سيال در بالای سيلندر است.



شکل ۱- سيستم تعليق فعال



شکل ۲- محرك هيدروليکى

$$u = \ddot{z}_{sd} + a(\ddot{z}_{sd} - \ddot{z}_s) + b(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + c(z_{sd} - z_s) \quad (۱۶)$$

با جایگذاری (۱۶) در (۱۴)، قانون کنترل خطی سازی پس‌خورد چنین می‌شود:

$$i_{sv} = \frac{1}{k}(\ddot{z}_{sd} + a(\ddot{z}_{sd} - \ddot{z}_s) + b(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + c(z_{sd} - z_s)) + \hat{i}_u \quad (۱۷)$$

که در آن \hat{i}_u بیانگر تخمین عدم قطعیت i_u است. جایگذاری قانون کنترل (۱۷) در سیستم (۱۲)، سیستم حلقه بسته را تشکیل می‌دهد،

$$\ddot{z}_{sd} - \ddot{z}_s + a(\ddot{z}_{sd} - \ddot{z}_s) + b(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + c(z_{sd} - z_s) = i_u - \hat{i}_u \quad (۱۸)$$

بنابراین، دینامیک خطای ردگیری چنین می‌شود:

$$\ddot{e} + a\ddot{e} + b\dot{e} + ce = k(i_u - \hat{i}_u) \quad (۱۹)$$

که در آن خطای موقعیت به صورت زیر است.

$$e = z_{sd} - z_s \quad (۲۰)$$

حال با استفاده از روش تأخیر زمانی به تخمین و جبران عدم قطعیت می‌پردازیم. این نوع از تخمین عدم قطعیت به طور موفقیت‌آمیزی در تخمین عدم قطعیت در کنترل امپدانس مقاوم سیستم تعلیق روغنی، کنترل مقاوم ربات با مفاصل انعطاف‌پذیر بر پایه‌ی استراتژی کنترل ولتاژ [۲۶] و کنترل تکراری درجه دوم خطی زمان گسسته مقاوم ربات [۲۷] به کار رفته‌است.

برای تخمین عدم قطعیت، روش زیر را پیشنهاد می‌کنیم: همانطور که قبلاً گفته شد i_u در دست نیست. پس آن را تخمین می‌زنیم که \hat{i}_u نامیده می‌شود و در قانون کنترل (۱۷) بکار می‌آید. برای این منظور، از رابطه (۱) می‌توان نوشت:

$$i_u = i_{sv} - \frac{1}{k}\ddot{z}_s \quad (۲۱)$$

از آنجا که i_{sv} پس از \hat{i}_u می‌آید در هنگام محاسبه \hat{i}_u در اختیار نیست ولی مقدار آن در لحظه قبل معلوم است. بنابراین، i_u را می‌توان به صورت زیر تخمین زد:

$$\hat{i}_u = i_{sv}(t-\varepsilon) - \frac{1}{k}\ddot{z}_s \quad (۲۲)$$

ε یک ثابت مثبت و کوچک دلخواه و هم‌چنین $i_{sv}(t-\varepsilon)$ در دسترس است. مقدار $i_{sv}(t-\varepsilon)$ در لحظه قبلی است. با جایگذاری (۲۱) و (۲۲) در (۱۹)، سیستم حلقه بسته چنین می‌شود:

$$\tau\dot{x}_{sp} + x_{sp} - k_i i_{sv} = 0 \quad (۱۰)$$

برای طراحی قانون کنترل، نیاز به معادله ای داریم که شامل ورودی و خروجی است. بصورت ابتکاری با جمع کردن ضریبی از رابطه (۱۰) با رابطه (۹) بدست می‌آید:

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s}(-b_s(\ddot{z}_s - \ddot{z}_u) - k_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \dot{f}_a) + k(-\frac{\tau}{k_i}\dot{x}_{sp} - \frac{1}{k_i}x_{sp} + i_{sv}) \quad (۱۱)$$

که k ضریب دلخواه است. بنابراین، رابطه (۱۱) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$i_{sv} = \frac{1}{k}\ddot{z}_s + i_u \quad (۱۲)$$

که i_u برابر است با:

$$i_u = \frac{1}{m_s k}(b_s(\ddot{z}_s - \ddot{z}_u) + k_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \dot{f}_a) + \frac{\tau}{k_i}\dot{x}_{sp} + \frac{1}{k_i}x_{sp} \quad (۱۳)$$

که i_u بیانگر عدم قطعیت در سیستم است. مدل حقیقی سیستم در دسترس نمی‌باشد. بنابراین، مقدار حقیقی i_u به طور کامل معلوم نیست. عدم قطعیت i_u عدم قطعیت مدل است. قابل توجه آنکه عدم قطعیت i_u در شرط تطابق [۲۴] جهت طراحی کنترل مقاوم صدق می‌کند.

کنترل خطی سازی پس‌خورد در دو مرحله انجام می‌شود: ابتدا رابطه‌ی خطی در نگاشت ورودی-خروجی یا نگاشت ورودی-حالت ایجاد می‌شود. سپس، جایابی قطب برای سیستم خطی شده حاصل طراحی می‌شود. در مقایسه با روش‌های بر پایه‌ی بهینه‌سازی، کنترل خطی سازی پس‌خورد دارای مزایایی از قبیل تنظیم آسان و راحت کنترل‌کننده، حجم کم محاسبات و پاسخ نقطه تنظیم مطلوب را می‌توان نام برد [۲۵].

قانون خطی سازی پس‌خورد را به صورت زیر پیشنهاد می‌دهیم:

$$i_{sv} = \frac{1}{k}(u) + \hat{i}_u \quad (۱۴)$$

در نتیجه اعمال قانون کنترل (۱۴) به سیستم (۱۲) نتیجه می‌شود:

$$u = \ddot{z}_s + k(i_u - \hat{i}_u) \quad (۱۵)$$

ردگیری z_{sd} با پیشنهاد قانون کنترل خطی زیر محقق می‌شود:

$$\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T \quad (29)$$

معادله دیفرانسیل (۵) از نوع خطی مرتبه اول با ضرایب مثبت است. طبق معیار راث هرویتز، معادله دیفرانسیل خطی (۵) یک سیستم پایدار است. در نتیجه، محدود بودن ورودی i_{sv} محدود بودن x_{sp} را نتیجه می‌دهد. پس نتیجه ۱: x_6 محدود است.

در عمل با توجه به محدود بودن فشار روغن P_s ، فشار تولیدی محرک روغنی P_L محدود است. از آنجا که $f_a = P_L / A_p$ می‌توان نتیجه گرفت که f_a محدود است. پس،

نتیجه ۲: x_5 محدود است.

طبق (۸)، معادلات حالت سیستم تعلیق چنین است،

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{b_s}{m_s}(x_2 - x_4) - \frac{k_s}{m_s}(x_1 - x_3) + \frac{1}{m_s}f_a \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{b_s}{m_u}(x_2 - x_4) + \frac{k_s}{m_u}(x_1 - x_3) - \frac{1}{m_u}f_a + \frac{1}{m_u}f_i \end{aligned} \quad (30)$$

در نتیجه،

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_s}{m_u} & -\frac{b_s}{m_u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{f_a}{m_s} \\ 0 \\ \frac{f_i - f_a}{m_u} \end{bmatrix} \quad (31)$$

مقادیر ویژه سیستم (۳۱) با در نظر گرفتن ضرایب سیستم

تعلیق مورد مطالعه که در جدول ۱ آمده است برابر با

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= -9.9444 \pm j 581543 \\ \lambda_{3,4} &= -0.6170 \pm j 7.3263 \end{aligned} \quad (32)$$

بخش حقیقی مقادیر ویژه منفی است. پس، سیستم (۳۱) پایدار است. نیروی محرک f_a ورودی سیستم است و نیروی تایر f_i اغتشاش است. ورودی و اغتشاش هر دو محدود هستند. در نتیجه، متغیرهای حالت سیستم تعلیق (۳۱) محدود هستند.

نتیجه ۳: متغیرهای حالت x_1 ، x_2 ، x_3 و x_4 محدود هستند.

طبق نتایج ۱-۳، متغیرهای حالت محدود هستند. بدین ترتیب، محدود بودن بردار حالت \mathbf{x} اثبات گردید.

$$\ddot{e} + a\ddot{e} + b\dot{e} + ce = k(i_{sv}(t) - i_{sv}(t - \varepsilon)) \quad (23)$$

به دلیل وجود اندوکتانس در مدل سیم پیچ شیر، جریان الکتریکی سیم پیچ i_{sv} پیوسته است. به عبارتی برای جهش یا ناپیوستگی در جریان الکتریکی i_{sv} ، به انرژی بی‌نهایت نیاز داریم. هم‌چنین به دلیل ملاحظات عملی جریان i_{sv} محدود است. پس، سمت راست معادله (۲۳) محدود و پیوسته است. بعلاوه، با توجه به پیوسته بودن جریان الکتریکی شیر می‌توان ادعا کرد که اگر $\varepsilon \rightarrow 0$ نتیجه می‌دهد $i_{sv}(t - \varepsilon) \rightarrow i_{sv}(t)$. بنابراین، با انتخاب ε کوچک، عدم قطعیت باقیمانده در سیستم حلقه بسته، یعنی $i_{sv}(t) - i_{sv}(t - \varepsilon)$ به اندازه‌ی کافی کوچک خواهد بود.

بازنویسی رابطه (۲۳) می‌دهد

$$\frac{\ddot{e} + a\ddot{e} + b\dot{e} + ce}{\varepsilon} = \frac{k}{\varepsilon}(i_{sv}(t) - i_{sv}(t - \varepsilon)) \quad (24)$$

اگر ε به قدر کافی کوچک انتخاب شود، داریم:

$$\frac{di_{sv}}{dt} = \frac{i_{sv}(t) - i_{sv}(t - \varepsilon)}{\varepsilon} + \delta \quad (25)$$

که در آن δ مقدار ناچیزی است. با توجه به محدود و پیوسته بودن $i_{sv}(t)$ ، نیز محدود خواهد بود. با جایگذاری رابطه (۲۵) در (۲۴)، داریم:

$$\frac{di_{sv}}{dt} = \frac{1}{k\varepsilon}(\ddot{e} + a\ddot{e} + b\dot{e} + ce) + \delta \quad (26)$$

با صرف نظر از δ و انتگرال از (۲۶)، بدست می‌آید:

$$i_{sv} = \alpha \left(\ddot{e} + a\dot{e} + be + c \int_0^t e dt \right) \quad (27)$$

که در آن $\alpha = \frac{1}{k\varepsilon}$ ولی α ضریب دلخواه است. زیرا k دلخواه است. مقدار اولیه جریان $i_{sv}(0)$ صفر منظور شده است. نکته جالب توجه آن است که در روند بدست آوردن قانون کنترل جدید (۲۷) از کنترل خطی سازی پس‌خورده و تخمین عدم قطعیت استفاده شد. مادامی که قانون کنترل (۲۷) با رعایت محدودیت‌های فیزیکی محرکه روغنی برقرار است، دینامیک خطای ردگیری از مشتق (۲۷) بدست می‌آید:

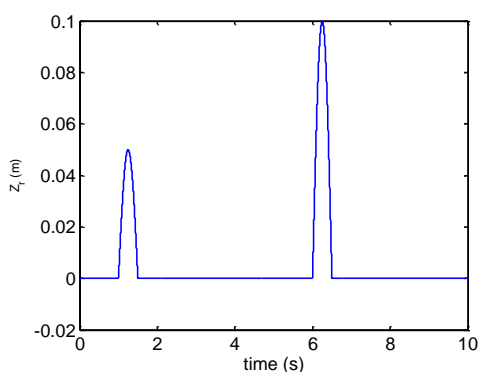
$$\ddot{e} + a\ddot{e} + b\dot{e} + ce = \frac{1}{\alpha} \frac{di_{sv}}{dt} \quad (28)$$

۴- اثبات پایداری

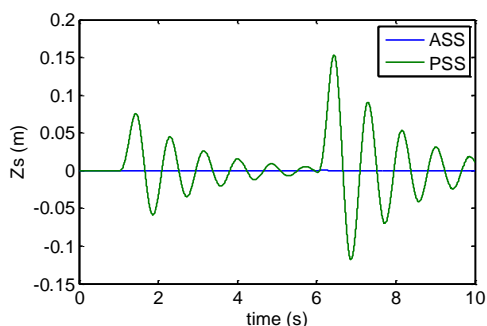
در تحلیل پایداری، محدود بودن بردار حالت \mathbf{x} را بررسی می‌کنیم که در آن

راحتی مسافر در کنترل‌کننده‌ی پیشنهادی محقق شده است. با توجه به شکل ۶ و ۷، میزان تغییر شکل لاستیک و جابجایی بدنه نسبت به چرخ، مقدار بسیار محدودی در هنگام عبور از دست انداز داشته و پس از عبور از دست‌انداز صفر شده که این امر بیانگر فراهم شدن رانندگی مطمئن توسط کنترل پیشنهادی است.

در شکل‌های ۸ و ۹ به ترتیب جریان الکتریکی شیر و نیروی محرک روغنی نمایش داده شده است. ماکزیمم جریان الکتریکی به ترتیب ۲،۵ و ۶ میلی آمپر در اولین و دومین دست انداز بوده، هم‌چنین ماکزیمم نیروی محرک روغنی در اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب ۷۸۹،۷ و ۱۵۸۶ نیوتون است. در نهایت، شکل ۱۰ نیروی لاستیک را نشان می‌دهد. نوسان بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود.



شکل ۳- اغتشاش جاده



شکل ۴- مقایسه جابجایی بدنه

۵- نتایج شبیه‌سازی

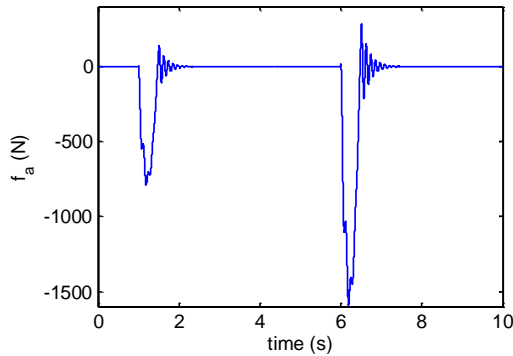
سیستم تعلیق فعال با حضور کنترل‌کننده پیشنهادی (۲۷) شبیه‌سازی می‌گردد. مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه‌ی روغنی در جدول ۱ آمده است [۱].

$f_{a,max}$ ماکزیمم نیروی خروجی محرک هیدرولیکی محدود به ۳۴۶۵ نیوتن [۲۸] است.

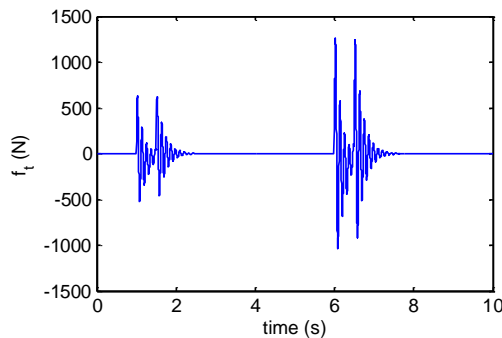
جدول ۱- پارامترهای سیستم تعلیق و محرک هیدرولیکی

$m_s = 243kg$	$b_s = 370N/(m/s)$
$m_u = 50kg$	$b_t = 414N/(m/s)$
$\tau = 0.003s$	$\gamma = 1.545 \times 10^9 N / m^{5/2} kg^{1/2}$
$\beta = 1s^{-1}$	$\alpha = 4.515 \times 10^{13} N / m^5$
$k_s = 14671N / m$	$A_p = 3.35 \times 10^{-4} m^2$
$k_t = 14660N / m$	$P_s = 10342500Pa$

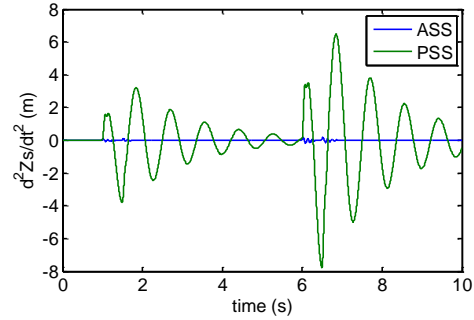
ضرایب کنترل‌کننده برای دستیابی به عملکرد مناسب با روش سعی و خطا انتخاب شدند. مقادیر مورد نظر $a=21$ ، $b=120$ ، $c=100$ و $\alpha=200$ هستند. عملکرد سیستم تعلیق فعال (ASS) با سیستم تعلیق غیرفعال (PSS) مقایسه می‌شود. خودرو دو ناهمواری را در حرکت تجربه می‌کند. هر دو ناهمواری جاده به شکل سینوسی در نیم پریود به مدت $0.5s$ و به ترتیب با دامنه $0.05m$ و $0.1m$ مطابق شکل ۳ رخ داده‌است. نتایج حاصل از مقایسه میزان جابه‌جایی بدنه، شتاب بدنه، جابجایی بدنه نسبت به چرخ و تغییر شکل لاستیک در شکل ۴ تا ۷ آمده است. با توجه به شکل ۴، ماکزیمم جابجایی بدنه در سیستم تعلیق فعال در دست انداز اول و دوم به ترتیب برابر 0.00024 و 0.00054 متر بوده در حالیکه این مقادیر در سیستم تعلیق غیرفعال به ترتیب 0.076 و 0.1524 متر است. بنابراین، بهبودی در جابجایی بدنه حاصل شده است. این امر بیانگر توانایی سیستم تعلیق فعال در دفع اغتشاشات جاده‌ای می‌باشد. ماکزیمم شتاب عمودی بدنه در هنگام عبور از دست انداز اول و دوم برابر 0.1 متر بر مجذور ثانیه بوده، این در حالی است که این مقادیر در سیستم تعلیق غیرفعال به ترتیب 3.4 و 6.5 متر بر مجذور ثانیه می‌باشد. بنابراین بهبودی نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال حاصل شده است. همانطور که بیان شد، راحتی مسافر با معیار شتاب عمودی بدنه مدل می‌شود. بنابراین،



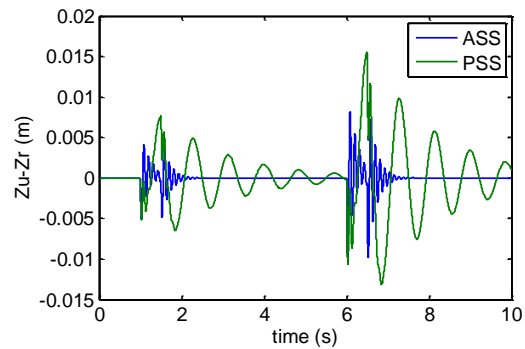
شکل ۹- نیروی محرک روغنی



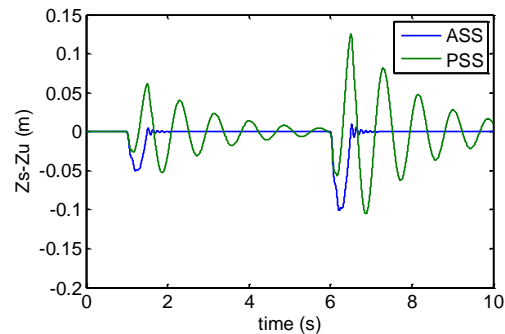
شکل ۱۰- نیروی لاستیک



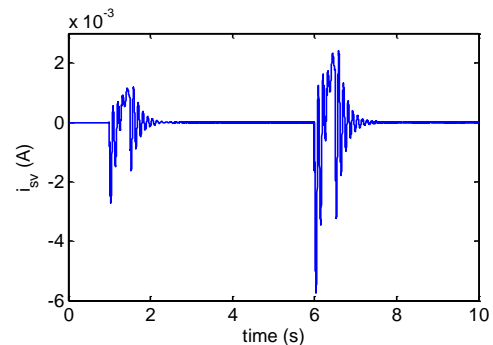
شکل ۵- مقایسه شتاب بدنه



شکل ۶- مقایسه تغییر شکل لاستیک



شکل ۷- مقایسه جابجایی بدنه نسبت به چرخ



شکل ۸- جریان الکتریکی شیر

۶- نتیجه‌گیری

کنترل‌کننده‌ی آزاد از مدل برای کنترل سیستم تعلیق روغنی به منظور دستیابی به راحتی مسافر و رانندگی مطمئن پیشنهاد شد و پایداری آن با تحلیل ریاضی اثبات گردید. هدف سیستم کنترل، یعنی کاهش جابجایی، سرعت و شتاب بدنه‌ی خودرو در مقابل اغتشاشات جاده‌ای با کنترل موقعیت محقق شده است. مهمترین مزیت کنترل پیشنهادی آن است که از مدل آزاد بوده و در نتیجه نسبت به عدم قطعیت مدل سیستم مقاوم است. مزیت دیگر آن نسبت به کنترل مرسوم این است که به جای دو حلقه فقط یک حلقه کنترلی دارد که ساده تر است. کنترل‌کننده پیشنهادی که توسط معادله دیفرانسیل-انتگرال خطی توصیف می‌شود بر اساس کنترل خطی سازی پس‌خورد و تخمین عدم قطعیت بدست آمد. این روند تحلیلی، توانمندی کنترل‌کننده را در مهار رفتار غیرخطی و غلبه بر عدم قطعیت نشان می‌دهد. نتایج شبیه سازی بیانگر عملکرد بسیار مطلوب سیستم تعلیق فعال در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال است.

- uncertain hydraulic actuator dynamics. *Vehicle Syst Dyn* 44(5): 357-368.
- [15] Chen HY, Huang SJ (2008) A new model-free adaptive sliding controller for active suspension system. *Int J Syst Sci* 39(1): 57-69.
- [16] Deshpande VS, Mohan B, Shendge PD, Phadke SB (2014) Disturbance observer based sliding mode control of active suspension systems, *Journal of Sound and Vibration*, 333(11) 2281-2296.
- [17] Sam YM, Hudha K (2006) Modelling and force tracking control of hydraulic actuator for an active suspension system. *Industrial Electronics and Applications*, 2006 1ST IEEE Conference on: 1-6, Singapore.
- [18] Fateh MM, Alavi SS (2009) Impedance control of an active suspension system. *Mechatronics* 19(1): 134-140.
- [19] Fateh MM (2010) Robust impedance control of a hydraulic suspension system. *Int J Robust and Nonlinear Control* 20(8): 858-872.
- [20] Fateh MM, Zirkohi MM (2011) Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimisation. *Vehicle Syst Dyn* 49(12): 1951-1965.
- [21] Chantranuwathana S, Peng H. (2004). Adaptive robust force control for vehicle active suspensions. *Int Jf Adaptive Control and Signal Processing*, 18(2): 83-102.
- [22] Peng H and Chantranuwathana S, Practical Adaptive Robust Controllers for Active Suspensions, *Proceedings of the ASME Int Congress and Exposition (IMECE)*, Orlando, FL, 2000.
- [23] Lin JS, Kanellakopoulos I. Nonlinear design of active suspensions. *IEEE Cont Syst Magazine* 1997; 17: 45-59.
- [24] Corless M, Leitmann G (1981) Continuous state feedback guaranteeing uniform ultimate boundedness for uncertain dynamic systems., *IEEE Trans Automatic Control* 26(5): 1139-1144.
- [25] Kurtz R, Henson MA (1996) Feedback linearizing control of discrete-time nonlinear systems with constraints. *System Theory*, 1996., *Proceedings of the Twenty-Eighth Southeastern Symposium on: 23-27*, Baton Rouge, LA.
- [26] Fateh MM (2012) Robust control of flexible-joint robots using voltage control strategy. *Nonlinear Dyn* 67(2): 1525-1537.
- [27] Fateh MM, Baluchzadeh M (2012) Modeling and robust discrete LQ repetitive control of electrically driven robots. *International Journal of Automation and Computing*.
- [28] Chang P and Huang A, (2006) Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics, *Veh Syst Dyn* 44(5) 357-368.
- مراجع
- [1] Alleyne, A., Neuhaus, PD and Hedrick JK (1993) Application of *nonlinear control* theory to *electronically controlled suspension*. , *Vehicle Syst Dyn*, 22, 309-320.
- [2] Rajamani R, Hedrick J (1994) Performance of active automotive suspensions with hydraulic actuators: theory and experiment. *American Control Conference*, 1994: 1214-1218, Baltimore, Maryland.
- [3] Huang Y, Na J, Wu X, Liu X, Guo Y (2014) Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance, *ISA Transactions*, In Press.
- [4] Sun W, Pan H, Zhang Y, Gao H (2014) Multi-objective control for uncertain nonlinear active suspension systems, *Mechatronics*, 24(4), 318-327.
- [5] Yao J, Jiao Z, Ma D (2014) High dynamic adaptive robust control of load emulator with output feedback signal *Journal of the Franklin Institute*, 351(8) 4415-4433.
- [6] Swevers J, Lauwerys C, Vandersmissen B (2007) A model-free control structure for the on-line tuning of the semi-active suspension of a passenger car. *Mechanical Systems and Signal Processing* 21(3): 1422-1436.
- [7] Ebrahimi N, Gharaveisi A (2012) Optimal Fuzzy Supervisor Controller for an Active Suspension System. *Int J Soft Computing and Engineering (IJSCE)* 2(4): 36-39.
- [8] Su X, Yang X, Shi P, Wu L (2014) Fuzzy control of nonlinear electromagnetic suspension systems, *Mechatronics*, 24(4), 328-335.
- [9] Lian RJ, Lin BF, Sie WT (2005) Self-organizing fuzzy control of active suspension systems. *Int J Syst Sci* 36(3): 119-135.
- [10] Huang S-J, Lin W-C (2003) A self-organizing fuzzy controller for an active suspension system. *Journal of Vibration and Control* 9(9): 1023-1040.
- [11] Lian R (2013) Enhanced Adaptive Self-Organizing Fuzzy Sliding-Mode Controller for Active Suspension Systems. *IEEE Trans Industrial Electronics*, 60(3): 958 - 968.
- [12] Pedro JO, Dangor M, Dahunsi OA, Montaz AM (2014) Intelligent feedback linearization control of nonlinear electrohydraulic suspension systems using particle swarm optimization, *Applied Soft Computing*, 24, 50-62.
- [13] Xuan DJ, Kim JW, Zang JI (2007) A study on active suspension system using time delay control. *Control, Automation and Systems*, 2007. ICCAS'07. *Int Conf* 388-393, Seoul, South Korea.
- [14] Chen PC, Huang AC (2006) Adaptive sliding control of active suspension systems with