مجله مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2، ص‌ص 51-58

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی کنترل کننده حالت لغزشی دینامیکی برای سیستم تعلیق فعال

علی کرمی ملائی

ستادیار،گروه کنترل، دانشکده برق و رباتیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

شاهرود، صندوق پستی3619995161، akarami@shahroodut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 مهر 1394

پذیرش: 19 آذر 1394

ارائه در سایت: 07 بهمن 1394

کلید واژگان:

سیستم تعلیق فعال

کنترل حالت لغزشی دینامیکی

چترینگ

چکیده

در این مقاله، رویکردی جدید برای کنترل دینامیک سیستم تعلیق فعال خودرو در حضور اغتشاش جاده پیشنهاد شده است. سیستم تعلیق فعال پیشنهاد شده با استفاده از محرک هیدرولیکی به خودرو اعمال می‌شود. ورودی این محرک هیدرولیکی نیز یک شیر الکتریکی می‌باشد. به عبارت دیگر، هم معادلات مکانیکی سیستم (مربوط به محرک هیدرولیکی) و هم معادلات الکتریکی آن (مربوط به شیر الکتریکی) در نظر گرفته شده‌اند. بنابراین با وجود پیچیدگی معادلات سیستم، تنها ورودی قابل محاسبه و در دسترس، جریان شیر الکتریکی است. مبنای روش پیشنهادی کنترل حالت لغزشی دینامیکی است. در کنترل حالت لغزشی دینامیکی، یک انتگرال‌گیر قبل از سیستم قرار داده می‌شود که باعث حذف چترینگ خواهد شد. اگر چه در کنترل حالت لغزشی دینامیکی، درجه سیستم افزوده (سیستم به همراه انتگرال‌گیر) یک مرتبه بزرگتر از درجه سیستم اصلی است و بنابراین کنترل سیستم مشکل خواهد بود اما مزیت آن این است که سیگنال ورودی سیستم از یک معادله دینامیکی یا فیلتر پایین‌گذر محاسبه می‌شود به طوری که عملکرد مقاوم (خاصیت تغییر ناپذیری) سیستم حتی در حضور نامعینی، محفوظ می‌ماند. مزیت دیگر روش پیشنهادی این است که نیروی خروجی مطلوب محرک هیدرولیکی با استفاده از کنترل کننده محاسبه می‌شود.

Design of Dynamic Sliding Mode Controller for Active Suspension System

Ali Karami-Mollaee

Department of Electrical and Robotic Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran
P.O.B.3619995161, Shahrood, Iran, akarami@shahroodut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 12 October 2015
Accepted 10 December 2015
Available Online 27 January 2016

Keywords:
Active Suspension System
Dynamic Sliding Mode Control
Chattering

ABSTRACT

In this paper, a new approach has been presented for dynamic control of active suspension vehicle system subject to the road disturbances. The active suspension system (ASS) which has been considered in this paper is operated by a hydraulic actuator. The input of this hydraulic actuator is a servo valve. In other words, both mechanical equation of system (related to hydraulic actuator) and its electrical equation (related to servo valve) are considered. Therefore, the equations are complicated and only the input current of servo valve is accessible as the input control signal. The proposed approach is based on dynamic sliding mode control (DSMC).In DSMC chattering is removed due to the integrator which is placed before the input control signal of the plant. However, in DSMC the augmented system (the system plus the integrator) is one dimension bigger than the actual system and then, control of the plant is more complicated. But, its advantage is that the input control signal is obtained from a dynamic system or a low pass filter, while the robust performance (invariance property) of the system is reserved even in the presence of disturbance. Another advantage of proposed approach is that the desired output force of the hydraulic actuator is obtained by the controller.

1-مقدمه

الف. سیستم تعلیق فعال[1]: در طراحی سیستم تعلیق مصالحه‌ای بین راحتی مسافر و توانایی هدایت مناسب خودرو نیاز است [1،2]. برای راحتی مسافران خودرو، یک سیستم تعلیق نرم[2] مورد نیاز است به طوری که جابجایی و شتاب بدنه خودرو کمینه گردد. اما برای هدایت مناسب خودرو در شرایط مختلف جاده، سیستم تعلیق باید سخت[3] باشد [2،3]. در سیستمهای تعلیق غیرفعال[4]، پارامترهای فنر و میراگر[5] ثابت بوده و بنابراین بدنه خودرو در مواجه با پستی و بلندیهای جاده[6] نوسان خواهد داشت [4]. اما یک سیستم تعلیق فعال می‌تواند خودش را با شرایط مختلف جاده تطبیق داده و همزمان جابجایی و شتاب بدنه خودرو را کاهش دهد [1-6]. تحقیقات فراوانی برای طراحی سیستمهای تعلیق فعال با روشهای مختلف انجام شده است ([7] و مراجع داخل آن را مشاهده نمایید).

ب. کنترل حالت لغزشی دینامیکی[7]: یکی از مزایای مهم کنترل حالت لغزشی[8] تغییرناپذیری[9] آن نسبت به نامعینی است [8]. به دلیل وجود همین مزیت، کنترل حالت لغزشی ابزار قدرتمندی برای مقابله با نامعینی‌های ساختاری یا بدون ساختار، اغتشاش و نویز می‌باشد [8]. لازم به ذکر است که

1- Active Suspension System (ASS)
2- Soft
3- Stiff
4- Passive Suspension System (PSS)
5- Spring and Damper

6- Road Terrain
7- Dynamic Sliding Mode Control (DSMC)
8- Sliding Mode Control (SMC)
9- Invariance Property

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Karami-Mollaee, Design of Dynamic Sliding Mode Controller for Active Suspension System, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 51-58, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

تغییرناپذیری خاصیتی قویتر از مقاوم بودن[1] است [9،8]. مقاوم بودن یعنی رسیدن به نتیجه مطلوب در بدترین شرایط و تغییرناپذیری یعنی حصول نتیجه مطلوب بدون اینکه سیستم تحت تاثیر نویز، اغتشاش و نامعینی قرار گیرد. سیستم مقاوم ممکن است با اثر پذیری از نویز، اغتشاش و نامعینی عملکرد مناسبی نداشته باشد؛ در حالی که تغییرناپذیری یعنی مقاوم بودن به همراه عملکرد مطلوب[2] [9،8]. تغییرناپذیری از خصوصیات مرحله لغزش[3] می‌باشد؛ بنابراین برای اینکه سیستم تغییرناپذیر باشد زمان رسیدن به سطح لغزش و یا مرحله رسیدن باید محدود باشد.

مهمترین ایراد کنترل حالت لغزشی چترینگ[4] است. نوسانات فرکانس بالا اما محدود، با دامنه کوچک که باعث تلفات حرارتی در تجهیزات الکتریکی و استهلاک قطعات مکانیکی می‌شود، چترینگ نام دارد [8]. چهار روش برای کاهش و یا حذف چترینگ پیشنهاد شده است: لایه مرزی[5]، لایه مرزی تطبیقی[6]، مرتبه بالا[7] و دینامیکی [9،8]. در روشهای لایه مرزی و لایه مرزی تطبیقی، چترینگ به طور کامل حذف نمی‌شود ولی کاهش می‌یابد [9،8]. در روش مرتبه بالا، چترینگ با انتقال آن به مشتقات بالاتر سطح لغزش حذف می‌شود [10،11]. الگریتمهای زیادی برای پیاده‌سازی کنترل حالت لغزشی مرتبه دو و یا با مراتب بالاتر پیشنهاد شده است [12]. اگر چه برای تحقق آن به مشتقات مدل سیستم نیاز است. به عنوان مثال برای سیستمی با مرتبه نسبی[8] دو، تخمین مشتق مدل دینامیکی سیستم مورد نیاز است [13]. اما در کنترل حالت لغزشی دینامیکی، یک انتگرال‌گیر (و یا فیلتر پایین گذر) قبل از سیستم قرار می‌گیرد که موجب حذف چترینگ می‌شود؛ زیرا این فیلتر، نوسانات فرکانس بالای ناشی از کنترل حالت لغزشی را حذف نموده و مانع رسیدن آنها به سیستم می‌شود [8]. اما وجود این انتگرال‌گیر موجب افزایش درجه سیستم می‌گردد. بنابراین برای اعمال کنترل حالت لغزشی به این سیستم افزوده، مدل و دینامیک سیستم باید مشخص و معلوم باشد [8]. یعنی در کنترل حالت لغزشی دینامیکی مدل سیستم مورد نیاز بوده اما در کنترل حالت لغزشی مرتبه بالا مشتق مدل سیستم باید مشخص باشد. این امر نشان دهنده ارجحیت روش دینامیکی نسبت به مرتبه بالا است.

پ. روش پیشنهادی: در [14] از کنترل حالت لغزشی تطبیقی فازی تاکاگی-سوگینو[9] به همراه سطح لغزش تناسبی-انتگرالی برای پیاده‌سازی سیستم تعلیق فعال استفاده شده است. اثبات پایداری به صورت مجانبی[10] بوده و رسیدن به سطح در زمان محدود ثابت نشده است؛ بنابراین مرحله لغزش وجود نداشته و تغییر ناپذیری از بین می‌رود. به علاوه تابع علامت[11] به طور مستقیم در سیگنال ورودی ظاهر شده است که تولید چترینگ می‌کند. رویکرد پیشنهادی در [15] استفاده از کنترل حالت لغزشی تناسبی-انتگرالی برای مدل یک چهارم خودرو[12] می‌باشد که در آن اثبات پایداری به صورت مجانبی است. پس مرحله لغزش وجود نخواهد داشت و بنابراین تغییر ناپذیری از بین می‌رود. در [2] از خطی سازی مدل غیرخطی سیستم تعلیق یک چهارم خودرو و فیلتر کالمن[13] برای تخمین حالتهای مدل خطی استفاده شده است. به علاوه چون اثبات پایداری به صورت مجانبی می‌باشد مرحله لغزش وجود نداشته و تغییر ناپذیری نیز از بین می‌رود. در [16] تابع علامت به طور مستقیم در سیگنال ورودی ظاهر شده است که تولید چترینگ می‌کند. در نهایت در [17] ابتدا از خطی سازی معادله محرک هیدرولیکی استفاده می‌شود. سپس در حلقه کنترل خارجی، کنترل کننده حالت لغزشی دینامیکی پیاده‌سازی شده است. نویسنده برای سادگی در اعمال فیدبک خطی‌ساز، معادله شیر الکتریکی را در نظر نگرفته است و به علاوه سیستم حلقه بسته دیگر خاصیت تغییر ناپذیری را ندارد. زیرا روش فیدبک خطی‌ساز حتی مقاوم هم نیست [18].

در روش پیشنهادی، از محرک هیدرولیکی[14] که با یک شیر الکتریکی[15] کار کرده و تحریک می‌شود استفاده شده است. ورودی این شیر نیز جریان می‌باشد. این محرک هیدرولیکی بین بدنه خودرو[16] و چرخها[17] قرار داده می‌شود. نیروی خروجی محرک هیدرولیکی با استفاده از محاسبه جریان ورودی شیر الکتریکی با روش کنترل حالت لغزشی دینامیکی تعیین می‌شود. در روش پیشنهادی چترینگ وجود نخواهد داشت و به علاوه تغییرناپذیری نیز محفوظ می‌ماند.

ت. ساختار مقاله: ابتدا در بخش 2 عناصر دینامیکی سیستم تعلیق مورد استفاده، توضیح داده می‌شود. در بخش 3 شرح مساله و روش پیشنهادی ارایه می‌شود. بخش 4 به طراحی کنترل کننده اختصاص داده شده است. در بخش 5 نکات مهمی که در روش پیشنهادی اهمیت دارند بیان خواهند شد. بخشهای 6 و 7 به ترتیب به شبیه‌سازی و نتیجه‌گیری اختصاص داده شده‌اند.

2- مدل دینامیکی سیستم تعلیق

دینامیک سیستم تعلیق فعال مورد نظر یک چهارم خودرو که با معادلات زیر توصیف می‌شود در شکل 1 نشان داده شده است [7،19].

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

و:

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

که z_s، z_u و z_r به ترتیب جابجایی عمودی بدنه خودرو، چرخها و ارتفاع پستی و بلندیهای زمین نسبت به سطح مبنا می‌باشند. همچنین، مشتقات اول و دوم z_s و z_u بیانگرسرعت و شتاب عمودی بدنه خودرو و چرخها می‌باشند. دقت نمایید که فرض می‌کنیم جابجایی و شتاب موجود در سیستم فقط در راستای عمود بر سطح زمین هستند. به علاوه m_s، m_u، k_s، k_t، b_s و b_t به ترتیب جرم، ضریب نرمی[18] و میرایی بدنه خودرو و چرخها بوده و $z_s - z_u$ انحراف تعلیق[19] و $z_u - z_r$ انحراف چرخها[20] می‌باشند. متغیر f_a نیروی خروجی محرک هیدرولیکی بوده که بین بدنه و چرخها قرار می‌گیرد. در صورتی که $f_a = 0$ باشد سیستم تعلیق مورد نظر غیرفعال خواهد بود.

برای طراحی سیستم تعلیق فعال، باید مقدار مطلوب و مناسب f_a را طوری تعیین نماییم که z_s، $\dot{z}_s$ و $\ddot{z}_s$ کمترین مقدار را داشته باشند. فرض می‌کنیم که تمام پارامترها مشخص بوده و تمام متغیرها قابل اندازه‌گیری باشند. این فرض نیز منطقی است زیرا در یک سیستم مکانیکی، متغیرها را می‌توان با سنسورهای مختلف اندازه‌گیری نمود. در کاربردهای عملی نیز این

1- Robustness
2- Robust Performance
3- Sliding Phase
4- Chattering
5- Boundary Layer
6- Adaptive Boundary Layer
7- Higher Order Sliding Mode Control (HOSMC)
8- Relative Degree
9- Takagi–Sugeno
10- Asymptotically
11- Sign Function
12- Quarter-Car Model
13- Kalman Filter
14- Hydraulic Actuator
15- Servo Valve
16- Body (Sprung)
17- Wheel (Un-Sprung)
18- Stiffness
19- Suspension Deflection
20- Tire (Wheel) Deflection

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

سنسورها بر روی خودرو نصب بوده و از آنها استفاده می‌شود. تنها متغیری که در عمل قابل اندازه‌گیری نیست z_r و مشتق آن است که به عنوان نامعینی در نظر گرفته می‌شود. این ساختار در شکل 1 نشان داده شده است. معادلات شیر الکتریکی که محرک هیدرولیکی را فعال می‌کند نیز به صورت زیر است. لازم به ذکر است که ورودی این شیر نیز جریان می‌باشد.

$$\dot{x}_{sp} = \frac{(-x_{sp} + i_{sv})}{\tau} \tag{3}$$

که i_{sv} جریان ورودی شیر[1] و τ ثابت زمانی مکانیکی شیر[2] است، x_{sp} نیز جابجایی محور شیر[3] (و یا خروجی) بوده که به محرک هیدرولیکی متصل می‌شود. معادلات دینامیکی محرک هیدرولیکی نیز به صورت زیر است.

$$\dot{f}_a = -\alpha A_p^2(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta f_a + \gamma A_p x_{sp}\sqrt{P_s - \frac{B_{kl}(x_{sp})f_a}{A_p}} \tag{4}$$

که تابع B_{kl} بیانگر لقی[4] موجود در خروجی شیر الکتریکی است که در شکل 2 نشان داده شده است. مقادیر انتخاب شده در این شکل به صورت $a = b = 0.1$ هستند. دقت نمایید که مشتق خروجی این تابع نسبت به ورودی همواره یا یک است و یا صفر.

همانطور که از معادلات (3) و (4) مشاهده می‌شود i_{sv} به عنوان تنها ورودی و تنها پارامتری است که برای حصول مقدار مطلوب f_a باید محاسبه شود. این ساختار نیز در شکل 3 نشان داده شده است. که P_s و P_r به ترتیب نیروی فشار مستقیم و بازگشتی محرک بوده و P_u و P_l فشار روغن بالا و پایین سیلندر[5] می‌باشند. به علاوه A_p سطح پیستون[6] بوده و همچنین $\gamma = \alpha C_d w\sqrt{\frac{1}{\rho}}$، $\alpha = \frac{4\beta_e}{V_t}$، $\beta = \alpha C_{tp}$ هستند، به طوری که β_e ضریب افزایش حجمی روغن هیدرولیک[7]، V_t حجم سیلندر هیدرولیک، C_{tp} ضریب نشتی[8]، C_d ضریب تخلیه[9]، w گرادیان سطح محور شیر[10] بوده و در نهایت ρ چگالی روغن هیدرولیک است.

3- شرح صورت مساله

روش پیشنهادی شامل دو مرحله است. در گام اول فرض می‌کنیم که f_a ورودی سیستم (1) باشد. در این صورت با استفاده از کنترل حالت لغزشی دینامیکی مقدار مطلوب صاف و بدون چترینگ آن یعنی f_d را به صورتی محاسبه می‌کنیم که جابجایی، سرعت و شتاب بدنه خودرو (یعنی z_s، $\dot{z}_s$ و $\ddot{z}_s$) به صفر همگرا شوند. که نتیجه آن راحتی هر چه بیشتر مسافران خواهد بود.

در گام دوم با استفاده از یک کنترل حالت لغزشی دینامیکی دیگر، جریان ورودی صاف و بدون چترینگ شیر الکتریکی یعنی i_{sv} را طوری تعیین می‌نماییم که f_a در معادله (4) مقدار مطلوب f_d را که از گام اول بدست آمده است، دنبال نماید.

ابتدا برای اعمال روش پیشنهادی، متغیرهای حالت زیر را در معادله (1) تعریف می‌کنیم.

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s \\ x_2 &= \dot{z}_s \end{aligned} \tag{5}$$

بنابراین:

1- Input Current of Valve
2- Mechanical Time Constant of the Servo Valve
3- Spool Valve Displacement
4- Backlash
5- Pressure in the Upper and Lower of the Actuator Cylinder Chambers
6- Piston Area
7- Bulk Modulus of Hydraulic Fluid
8- Leakage Coefficient
9- Discharge Coefficient
10- Spool Valve Area Gradient

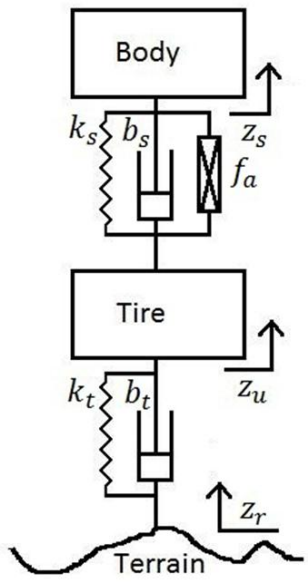

Fig. 1 Quarter Car Suspension System

شکل 1 سیستم تعلیق یک چهارم خودرو

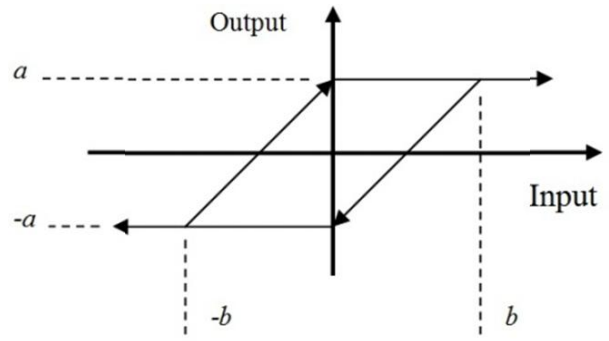

Fig. 2 Backlash of Hydraulic Actuator

شکل 2 لقی موجود در محرک هیدرولیکی

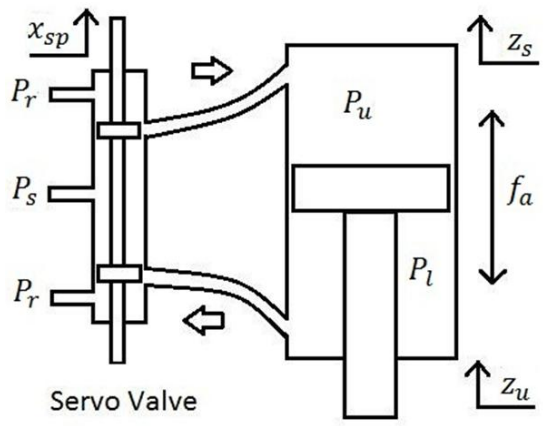

Fig. 3 Double Active Hydraulic Actuator System

شکل 3 ساختار محرک هیدرولیکی دو طرفه

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{b_s}{m_s}x_2 - \frac{k_s}{m_s}x_1 + \frac{b_s}{m_s}\dot{z}_u + \frac{k_s}{m_s}z_u + \frac{f_a}{m_s} \end{aligned} \tag{6}$$

از طرفی واضح است که معادله (2) را نیز می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$\begin{aligned} \ddot{z}_u &= \frac{b_s}{m_u}x_2 + \frac{k_s}{m_u}x_1 + \left(-\frac{b_s}{m_u} - \frac{b_t}{m_u}\right)\dot{z}_u \\ &+ \left(-\frac{k_s}{m_u} - \frac{k_t}{m_u}\right)z_u - \frac{f_a}{m_u} + f_{dis} \end{aligned} \tag{7}$$

و همانطور که بیان شد f_{dis} که شامل پستی و بلندیهای زمین می‌باشد به عنوان نامعینی در نظر گرفته می‌شود.

$$f_{dis} = \frac{b_t}{m_u}\dot{z}_r + \frac{k_t}{m_u}z_r \tag{8}$$

در ضمن معادله (4) را نیز به صورت زیر بازنویسی می‌کنیم.

$$\dot{f}_a = -\beta f_a - \alpha A_p^2 x_2 + \alpha A_p^2 \dot{z}_u + \gamma A_p x_{sp} g(x_{sp}, f_a) \tag{9}$$

به طوری که:

$$g = \sqrt{P_s - \frac{B_{kl}(x_{sp})f_a}{A_p}} \tag{10}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

4- طراحی کنترل کننده فعال

الف: محاسبه نیروی مطلوب محرک هیدرولیکی (مرحله اول)

همانطور که بیان شد، در این مرحله f_a را به عنوان سیگنال ورودی سیستم[1] دینامیکی (6) در نظر گرفته و آن را طوری تعیین می‌کنیم که z_s ، $\dot{z}_s$ و $\ddot{z}_s$ و یا به طور معادل x_1، x_2 و $x_3 = \dot{x}_2$ در زمان محدود به صفر همگرا شوند. مقدار محاسبه شده همان نیروی مطلوبی است که باید توسط محرک هیدرولیکی تولید شود. که ما آن را f_d نامیده و با کمک کنترل حالت لغزشی دینامیکی محاسبه می‌نماییم. برای پیاده سازی این کنترل کننده، سطح لغزشی[2] زیر را تعریف می‌کنیم.

$$s = \lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + \lambda_3 x_3 \tag{11}$$

و ضرایب ثابت سطح را به نحوی تعیین می‌کنیم که معادله زیر هرویتز باشد.

$$\lambda_3 p^2 + \lambda_2 p + \lambda_1 = 0 \tag{12}$$

مشتق این سطح لغزشی به صورت زیر خواهد بود.

$$\dot{s} = \lambda_1 \dot{x}_1 + \lambda_2 \dot{x}_2 + \lambda_3 \dot{x}_3 = \lambda_1 x_2 + \lambda_2 x_3 + \lambda_3 \dot{x}_3 \tag{13}$$

حال با کمک معادله (6) داریم:

$$\dot{x}_3 = \ddot{x}_2 = -\frac{b_s}{m_s} x_3 - \frac{k_s}{m_s} x_2 + \frac{b_s}{m_s} \ddot{z}_u + \frac{k_s}{m_s} \dot{z}_u + \frac{\dot{f}_d}{m_s} \tag{14}$$

که با استفاده از این معادله، مشتق سطح لغزشی به صورت زیر خواهد بود.

$$\begin{aligned} \dot{s} = {} & \lambda_1 (x_2) \\ & + \lambda_2 \left(-\frac{b_s}{m_s} x_2 - \frac{k_s}{m_s} x_1 + \frac{b_s}{m_s} \dot{z}_u + \frac{k_s}{m_s} z_u + \frac{f_d}{m_s} \right) \\ & + \lambda_3 \left(-\frac{b_s}{m_s} x_3 - \frac{k_s}{m_s} x_2 + \frac{b_s}{m_s} \ddot{z}_u + \frac{k_s}{m_s} \dot{z}_u + \frac{\dot{f}_d}{m_s} \right) \end{aligned} \tag{15}$$

اکنون معادله (15) را به صورت زیر مرتب می‌کنیم.

$$\begin{aligned} \dot{s} = {} & \left(\lambda_1 - \frac{\lambda_2 b_s}{m_s} - \frac{\lambda_3 k_s}{m_s} \right) x_2 + \left(-\frac{\lambda_2 k_s}{m_s} \right) x_1 \\ & + \left(\frac{\lambda_2 b_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 k_s}{m_s} \right) \dot{z}_u + \left(\frac{\lambda_2 k_s}{m_s} \right) z_u \\ & + \left(\frac{\lambda_2 f_d}{m_s} + \frac{\lambda_3 \dot{f}_d}{m_s} \right) + \left(-\frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \right) x_3 + \left(\frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \right) \ddot{z}_u \end{aligned} \tag{16}$$

حال $\ddot{z}_u$ را از معادله (7) در معادله بالا جایگزین می‌کنیم.

$$\begin{aligned} \dot{s} = {} & \left(\lambda_1 - \frac{\lambda_2 b_s}{m_s} - \frac{\lambda_3 k_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_s}{m_u} \right) x_2 \\ & + \left(-\frac{\lambda_2 k_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_s}{m_u} \right) x_1 \\ & + \left(\frac{\lambda_2 b_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 k_s}{m_s} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_s}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_t}{m_u} \right) \dot{z}_u \\ & + \left(\frac{\lambda_2 k_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_s}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_t}{m_u} \right) z_u + \left(\frac{\lambda_3}{m_s} \right) \dot{f}_d \\ & + \left(\frac{\lambda_2}{m_s} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{1}{m_u} \right) f_d + \left(-\frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \right) + \left(\frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \right) f_{dis} \end{aligned} \tag{17}$$

و با جایگذاری دوباره $x_3 = \dot{x}_2$ داریم:

$$\begin{aligned} \dot{s} = {} & \left(\lambda_1 - \frac{\lambda_2 b_s}{m_s} - \frac{\lambda_3 k_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_s}{m_u} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_s}{m_s} \right) x_2 \\ & + \left(-\frac{\lambda_2 k_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_s}{m_u} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_s}{m_s} \right) x_1 + \left(\frac{\lambda_3}{m_s} \right) \dot{f}_d \\ & + \left(\frac{\lambda_2}{m_s} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{1}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{1}{m_s} \right) f_d + \left(\frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \right) f_{dis} \\ & + \left(\frac{\lambda_2 b_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 k_s}{m_s} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_s}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_t}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{b_s}{m_s} \right) \dot{z}_u \\ & + \left(\frac{\lambda_2 b_s}{m_s} + \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_s}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_t}{m_u} - \frac{\lambda_3 b_s}{m_s} \frac{k_s}{m_s} \right) z_u \end{aligned} \tag{18}$$

1- Input Control Signal
2- Sliding Surface

برای سادگی، معادله بالا را با ضرایب متناظر به صورت زیر بازنویسی می‌کنیم.

$$\begin{aligned} \dot{s} = {} & k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 z_u + k_4 \dot{z}_u \\ & + k_5 f_d + k_6 \dot{f}_d + k_7 f_{dis} \end{aligned} \tag{19}$$

قضیه 1: ورودی مطلوب زیر برای سیستم (1) و یا (6) حالتهای x_1، x_2 و x_3 را در زمان محدود به صفر همگرا می‌کند.

$$\begin{aligned} & \dot{f}_d = -\frac{k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 z_u + k_4 \dot{z}_u + k_5 f_d + \eta f_s}{k_6} \\ & \eta = |k_7 f_{dis}| + \varepsilon, \varepsilon > 0 \end{aligned} \tag{20}$$

که $f_s = \mathrm{sat}\left(\frac{s}{\varphi}\right)$ تابع اشباع بوده و φ ضخامت لایه مرزی می‌باشد.

اثبات: با در نظر گرفتن تابع لیاپانوف $V = 0.5s^2$ خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \dot{V} = {} & s\dot{s} = s(k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 z_u + k_4 \dot{z}_u + k_5 f_d \\ & + k_6 \dot{f}_d + k_7 f_{dis}) = s(k_7 f_{dis} - \eta f_s) = s k_7 f_{dis} - \eta |f_s| \\ & \le |k_7 f_{dis}||s| - \eta |f_s| = (|k_7 f_{dis}| - \eta)|s| = -\varepsilon |s| \le 0 \end{aligned} \tag{21}$$

که نتیجه‌ای به صورت $t_s \le \frac{|s(0)|}{\varepsilon}$ خواهد داشت. به طوری که t_s زمان محدود رسیدن حالتها به لایه مرزی اطراف سطح لغزش می‌باشد. کنترل کننده پیشنهادی در شکل 4 نشان داده شده است.

ب: محاسبه جریان شیر (مرحله دوم)

در این مرحله، هدف محاسبه i_{sv} در معادله (3) به صورتی است که f_a در (4) یا (9) مقدار مطلوب f_d را که در مرحله اول و از معادله (20) قابل محاسبه است دنبال نماید. بدین منظور و برای یافتن یک i_{sv} صاف و بدون چترینگ که در عمل نیز قابل پیاده سازی باشد از کنترل حالت لغزشی دینامیکی استفاده می‌نماییم. اکنون سطح لغزشی زیر را تعریف می‌کنیم.

$$s_f = \lambda_4 (\dot{f}_a - \dot{f}_d) + \lambda_5 (f_a - f_d) \tag{22}$$

و ضرایب ثابت مورد نظر را طوری تعیین می‌کنیم که معادله زیر هرویتز باشد.

$$\lambda_4 p + \lambda_5 = 0 \tag{23}$$

مشتق این سطح به صورت زیر است.

$$\dot{s}_f = \lambda_4 (\ddot{f}_a - \ddot{f}_d) + \lambda_5 (\dot{f}_a - \dot{f}_d) \tag{24}$$

که مقدار $\ddot{f}_a$ از معادله (4) و $\ddot{f}_d$ از معادله (20) جایگزین می‌شود.

$$\begin{aligned} \dot{s}_f = {} & \lambda_4 (\ddot{f}_a - \ddot{f}_d) + \lambda_5 (\dot{f}_a - \dot{f}_d) \\ & = \lambda_4 (-\beta \dot{f}_a - \alpha A_p^2 \dot{x}_2 + \alpha A_p^2 \ddot{z}_u + \gamma A_p \dot{x}_{sp} g + \gamma A_p x_{sp} \dot{g}) \\ & + \lambda_4 \left(\frac{k_1 x_2 + k_2 \dot{x}_2 + k_3 \dot{z}_u + k_4 \ddot{z}_u + k_5 \dot{f}_d + \eta \dot{f}_s}{\mathrm{k}_6} \right) \\ & + \lambda_5 (-\beta f_a - \alpha A_p^2 x_2 + \alpha A_p^2 \dot{z}_u + \gamma A_p x_{sp}\, g) \\ & + \lambda_5 \left(\frac{k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 z_u + k_4 \dot{z}_u + k_5 f_d + \eta\, f_s}{k_6} \right) \end{aligned} \tag{25}$$

معادله بالا را به صورت زیر مرتب می‌کنیم.

$$\begin{aligned} \dot{s}_f = {} & \left(-\lambda_4 \alpha A_p^2 + \lambda_4 \frac{k_2}{k_6} \right) \dot{x}_2 \\ & + \left(-\lambda_5 \alpha A_p^2 + \lambda_4 \frac{k_1}{k_6} + \lambda_5 \frac{k_2}{k_6} \right) x_2 + \left(\lambda_5 \frac{k_1}{k_6} \right) x_1 \\ & + \left(\lambda_4 \alpha A_p^2 + \lambda_4 \frac{k_4}{k_6} \right) \ddot{z}_u + \left(\lambda_4 \frac{\eta}{k_6} \right) \dot{f}_s \\ & + \left(\lambda_5 \alpha A_p^2 + \lambda_5 \frac{k_4}{k_6} + \lambda_4 \frac{k_3}{k_6} \right) \dot{z}_u + \left(\lambda_5 \frac{k_3}{k_6} \right) z_u \\ & + (-\lambda_4 \beta) \dot{f}_a + (-\lambda_5 \beta) f_a + (\lambda_4 \gamma A_p g) \dot{x}_{sp} \\ & + (\lambda_4 \gamma A_p \dot{g} + \lambda_5 \gamma A_p g) x_{sp} + \left(\lambda_4 \frac{k_5}{k_6} \right) \dot{f}_d \\ & + \left(\lambda_5 \frac{k_5}{k_6} \right) f_d + \left(\lambda_5 \frac{\eta}{k_6} \right) f_s \end{aligned} \tag{26}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

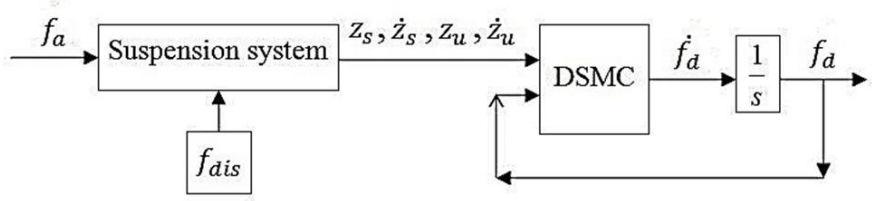

Fig.4 Calculation of Desired Forced by Hydraulic Actuator

شکل 4 دیاگرام نحوه محاسبه نیروی مطلوب و مورد نظر محرک هیدرولیکی

حال $\dot{x}_2$، $\ddot{z}_u$، $\dot{f}_a$، $\dot{f}_d$ و $\dot{x}_{sp}$ را در معادله بالا جایگزین می‌کنیم.

$$\begin{aligned}\dot{s}_f =\ & \\ &+\left\{-\frac{k_2}{k_6}\lambda_4\frac{k_5}{k_6}-\alpha A_p^2(-\lambda_4\beta)+\frac{b_s}{m_u}\left(\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_4}{k_6}\right)\right.\\ &\left.-\frac{b_s}{m_s}\left(-\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_2}{k_6}\right)-\lambda_5\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_1}{k_6}+\lambda_5\frac{k_2}{k_6}\right\}x_2\\ &+\left\{-\frac{k_1}{k_6}\lambda_4\frac{k_5}{k_6}+\frac{k_s}{m_u}\left(\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_4}{k_6}\right)\right.\\ &\left.-\frac{k_s}{m_s}\left(-\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_2}{k_6}\right)+\lambda_5\frac{k_1}{k_6}\right\}x_1\\ &+\left\{-\frac{k_4}{k_6}\lambda_4\frac{k_5}{k_6}+\alpha A_p^2(-\lambda_4\beta)+\lambda_4\frac{k_3}{k_6}\right.\\ &+\left(-\frac{b_s}{m_u}-\frac{b_t}{m_u}\right)\left(\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_4}{k_6}\right)\\ &\left.+\frac{b_s}{m_s}\left(-\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_2}{k_6}\right)+\lambda_5\alpha A_p^2+\lambda_5\frac{k_4}{k_6}\right\}\dot{z}_u\\ &+\left\{-\frac{k_3}{k_6}\lambda_4\frac{k_5}{k_6}+\left(-\frac{k_s}{m_u}-\frac{k_t}{m_u}\right)\left(\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_4}{k_6}\right)\right.\\ &\left.+\frac{k_s}{m_s}\left(-\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_2}{k_6}\right)+\lambda_5\frac{k_3}{k_6}\right\}z_u\\ &+\left\{-\beta(-\lambda_4\beta)-\frac{1}{m_u}\left(\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_4}{k_6}\right)\right.\\ &\left.+\frac{1}{m_s}\left(-\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_2}{k_6}\right)-\lambda_5\beta\right\}f_a\\ &+\left\{-\frac{1}{\tau}(\lambda_4\gamma A_p g)+\gamma A_p g(-\lambda_4\beta)+\frac{1}{\tau}(\lambda_4\gamma A_p g)\right\}i_{sv}\\ &+\{+\lambda_4\gamma A_p\dot{g}+\lambda_5\gamma A_p g\}x_{sp}\\ &+\left\{-\frac{k_5}{k_6}\lambda_4\frac{k_5}{k_6}+\lambda_5\frac{k_5}{k_6}\right\}f_d+\left\{-\frac{\eta}{k_6}\lambda_4\frac{k_5}{k_6}+\lambda_5\frac{\eta}{k_6}\right\}f_s\\ &+\left\{\lambda_4\frac{\eta}{k_6}\right\}\dot{f}_s+\left\{\lambda_4\alpha A_p^2+\lambda_4\frac{k_4}{k_6}\right\}f_{dis}\end{aligned} \tag{27}$$

برای سادگی، معادله بالا را با ضرایب متناظر به صورت زیر بازنویسی می‌کنیم.

$$\begin{aligned}\dot{s}_f =\ & k_8x_1+k_9x_2+k_{10}z_u+k_{11}\dot{z}_u+k_{12}f_a+k_{13}f_d\\ &+k_{14}x_{sp}+k_{15}i_{sv}+k_{16}f_s+k_{17}\dot{f}_s+k_{18}f_{dis}\end{aligned} \tag{28}$$

قضیه 2: ورودی زیر برای سیستمهای (3) و (4) یا (3) و (9) موجب می‌شود که $f_a - f_d$ در زمان محدود به صفر همگرا شود.

$$\begin{aligned}i_{sv} =\ & -\frac{\eta_2 f_{sf}+k_{16}f_s+k_{17}\dot{f}_s+k_8x_1+k_9x_2}{k_{15}}\\ &-\frac{k_{10}z_u+k_{11}\dot{z}_u+k_{12}f_a+k_{13}f_d+k_{14}x_{sp}}{k_{15}}\\ \eta_2 =\ & |k_{18}f_{dis}|+\varepsilon,\ \varepsilon>0\end{aligned} \tag{29}$$

که $f_{sf} = \mathrm{sat}\left(\frac{s_f}{\varphi}\right)$ تابع اشباع بوده و φ ضخامت لایه مرزی می‌باشد.

اثبات: با در نظر گرفتن تابع لیاپانوف $V = 0.5s_f^2$ خواهیم داشت:

$$\begin{aligned}\dot{V} =\ & s_f\dot{s}_f = s_f(k_8x_1+k_9x_2+k_{10}z_u+k_{11}\dot{z}_u+k_{12}f_a\\ &+k_{13}f_d+k_{14}x_{sp}+k_{15}i_{sv}+k_{16}f_s+k_{17}\dot{f}_s+k_{18}f_{dis})\\ &= s_f(k_{18}f_{dis}-\eta_2 f_{sf}) = s_f k_{18}f_{dis}-\eta_2|f_{sf}|\\ &\le |k_{18}f_{dis}||s_f|-\eta_2|f_{sf}| = (|k_{18}f_{dis}|-\eta_2)|s_f|\\ &= -\varepsilon|s_f|\le 0\end{aligned} \tag{30}$$

که نتیجه‌ای به صورت $t_s \le \frac{|s(0)|}{\varepsilon}$ خواهد داشت. به طوری که t_s زمان محدود رسیدن حالتها به لایه مرزی اطراف سطح لغزش می‌باشد. کنترل کننده پیشنهادی در شکل 5 نشان داده شده است.

5- ملاحظات

الف. ساختار کلی کنترل کننده پیشنهادی در شکل 6 نشان داده شده است. همانطور که در این ساختار دیده می‌شود، با استفاده از کنترل حالت لغزشی دینامیکی جریان بدون چترینگ ورودی شیر الکتریکی یعنی i_{sv} طوری تعیین می‌شود که نیروی خروجی محرک هیدرولیکی، نیروی مورد نظر و مطلوب ما را دنبال نماید. به بیان دیگر، به صورتی تعیین می‌شود که $f_a - f_d$ در زمان محدود به صفر همگرا شود. از طرفی این نیروی مطلوب نیز با کنترل حالت لغزشی دینامیکی و معادلات مکانیکی سیستم تعلیق برای داشتن شرایط مورد نظر مسافر و خودرو تعیین و محاسبه می‌شود.

ب. دقت نمایید که در معادله (20) تابع علامت یا ناپیوستگی در $\dot{f}_d$ وجود دارد و بنابراین بدون سوییچینگ می‌باشد. زیرا انتگرال‌گیر همانند یک فیلتر پایین‌گذر رفتار می‌کند. همین نتیجه برای i_{sv} و x_{sp} در معادلات (3) و (29) صادق است و در نتیجه آنها نیز صاف و بدون چترینگ می‌باشند.

پ. با توجه به قسمت دوم معادله (6)، کنترل حالت لغزشی دینامیکی موجب می‌شود که x_1، x_2 و $x_3 = \dot{x}_2$ به صفر همگرا شوند و در نتیجه:

$$b_s\dot{z}_u + k_s z_u = -f_d \tag{31}$$

یعنی سیگنالهای z_u و $\dot{z}_u$ نیز به صورت غیر مستقیم تحت کنترل هستند.

ت. در صورت استفاده از کنترل حالت لغزشی معمولی (به جای دینامیکی) برای محاسبه i_{sv} در معادله (29)، x_{sp} به جای i_{sv} محاسبه می‌شود. این امر موجب ظهور ناپیوستگی در x_{sp} شده و به علاوه برای محاسبه i_{sv} معادله دیفرانسیلی (3) باید حل شود. حل معادله (3) یعنی استفاده از انتگرال‌گیر که موجب افزایش اثر نویز خواهد شد. به علاوه دقت نمایید که در کنترل حالت لغزشی معمولی سطح لغزش به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$s_f = \lambda_5(f_a - f_d) \tag{32}$$

که در این حالت، هنگام محاسبه، چترینگ در f_a ظاهر خواهد شد.

6- شبیه‌سازی

مقادیر پارامترهای استفاده شده برای سیستم تعلیق در جدول 1 نشان داده شده‌اند [7]. به علاوه پارامترهای کنترل کننده به صورت زیر انتخاب شده‌اند.

$$\begin{aligned}&\lambda_1 = 5, \lambda_2 = 10, \lambda_3 = 10, \lambda_4 = 20,\\ &\lambda_5 = 0.1, \varepsilon = 10, \varphi = 0.1\end{aligned} \tag{33}$$

برای شبیه‌سازی، پستی و بلندی زمین به عنوان نامعینی به صورت زیر به چرخ خودرو اعمال می‌شود.

$$z_r = \begin{cases}0.1\sin(t) & : 6 \le t \le 7\\ 0 & : \text{otherwise}\end{cases} \tag{34}$$

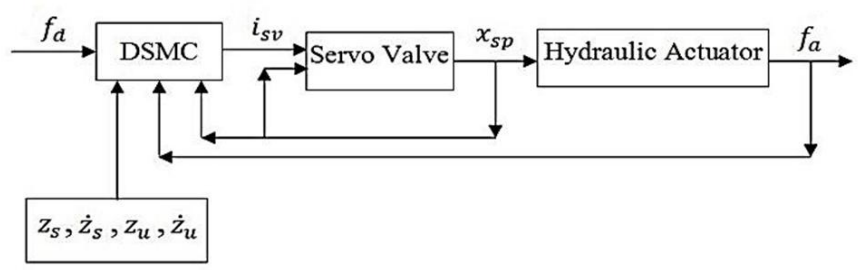

Fig.5 Implementation of the Controller Which Causes the Output of Hydraulic Actuator Track Desired Force

شکل 5 دیاگرام و نحوه پیاده‌سازی کنترل کننده‌ای که موجب می‌شود خروجی محرک هیدرولیکی نیروی مطلوب و مورد نظر را دنبال نماید

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

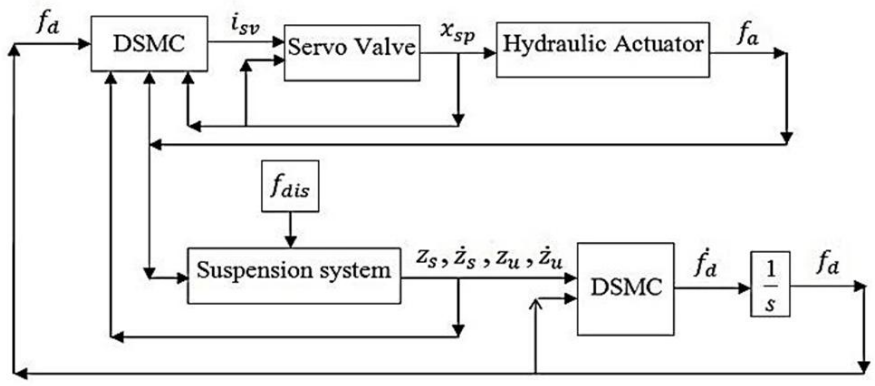

Fig.6 Block Diagram of the Proposed Approach for ASS

شکل 6 دیاگرام رویکرد پیشنهادی سیستم تعلیق فعال

جدول 1 مقادیر پارامترهای سیستم تعلیق

Table 1 Parameters of Suspension System

متغیر	مقدار	واحد (دیمانسیون)
m_s	243	kg
b_s	370	N/(m/s)
k_s	14671	N/m
m_u	40	kg
b_t	414	N/(m/s)
k_t	124660	N/m
β	1	s^{-1}
A_p	3.35×10^{-4}	m^2
τ	1/30	s
α	4.515×10^{13}	N/m^5
P_s	10342500	Pa
γ	1.545×10^9	$N/m^{5/2}kg^{1/2}$

معادله (34) به صورت ترسیمی در شکل 7 نشان داده شده است. شبیه‌سازی با نرم‌افزار متلب[1] و با گام ثابت 0.001 برای مدت زمانی 15 ثانیه در دو حالت فعال و غیرفعال انجام شده و نتایج آنها در شکلهای 8 تا 16 نشان داده شده است.

شکلهای 8 و 9 جابجایی و سرعت عمودی[2] چرخ خودرو را نشان می‌دهند، که تفاوت زیادی با حالت غیرفعال ندارد. زیرا کنترل کننده و نیروی اعمال شده بین چرخ و بدنه خودرو اعمال می‌شود نه بین چرخ و زمین. این موضوع در شکلهای10، 11 و 12 نیز دیده می‌شود به طوری که جابجایی، سرعت و شتاب عمودی بدنه خودرو نسبت به حالت غیرفعال بسیار بهبود یافته است. در عمل نیز باید همینطور باشد. زیرا همانطور که در مقدمه نیز بیان شد برای راحتی مسافران خودرو، یک سیستم تعلیق نرم مورد نیاز است به طوری که جابجایی، سرعت و شتاب بدنه خودرو، نوسانات و تغییرات شدید نداشته باشد. اما برای هدایت مناسب خودرو در شرایط مختلف جاده، سیستم تعلیق باید سخت باشد یعنی چرخ خودرو از سطح جاده جدا نشود. جدا نشدن چرخ خودرو از سطح جاده در طراحی ترمزهای ضد قفل[3] اهمیت زیادی دارد. زیرا در این ترمزها چرخ خودرو نباید لغزش داشته باشد.

شکلهای 13 و 14 نیز به ترتیب $z_s - z_u$ یعنی انحراف تعلیق و $z_u - z_r$ یعنی انحراف چرخها را نشان می‌دهند. همانطور که دوباره مشاهده می‌شود انحراف تعلیق بهبود یافته اما انحراف چرخها تفاوت زیادی با حالت غیرفعال ندارد. شکل 15 نیروی تولید شده به وسیله محرک هیدرولیکی را نشان می‌دهد. در نهایت، در شکل 16 جریان اعمال شده به شیر الکتریکی ترسیم شده است. واضح است که دامنه این جریان نیز بزرگ نمی‌باشد.

1- Matlab
2- Vertical Displacement and Velocity
3- Antilock Braking System or ABS

تذکر: در همه این شکلها مقیاس محور افقی[4] وابسته به سرعت خودرو یعنی v می‌باشد. معادله این تغییر مقیاس $d = vt$ است؛ که d جابجایی خودرو است. به عنوان مثال اگر سرعت خودرو 60 کیلومتر بر ساعت باشد ($v = 60\ \frac{\text{km}}{\text{h}}$) محورهای افقی در شکلهای 7 تا 16 در عدد 16.67 ضرب می‌شوند. دقت نمایید که 16.67 سرعت خودرو بر حسب متر بر ثانیه است. یعنی در این حالت شبیه‌سازی برای مسافتی در حدود 250 متر انجام شده است ($15 \times 16.67 \cong 250$)؛ بنابراین پستی و بلندی اعمال شده به خودرو در معادله (34) در حدود 16.67 متر می‌باشد (یک ثانیه).

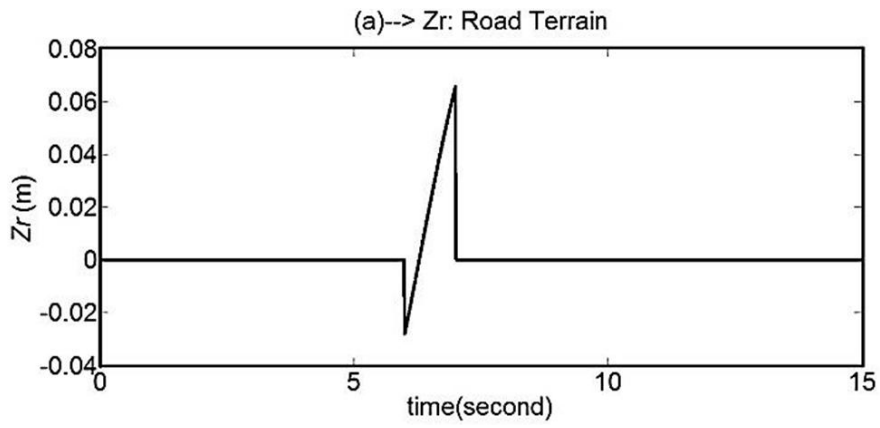

Fig.7 Road terrain

شکل 7 پستی و بلندی جاده

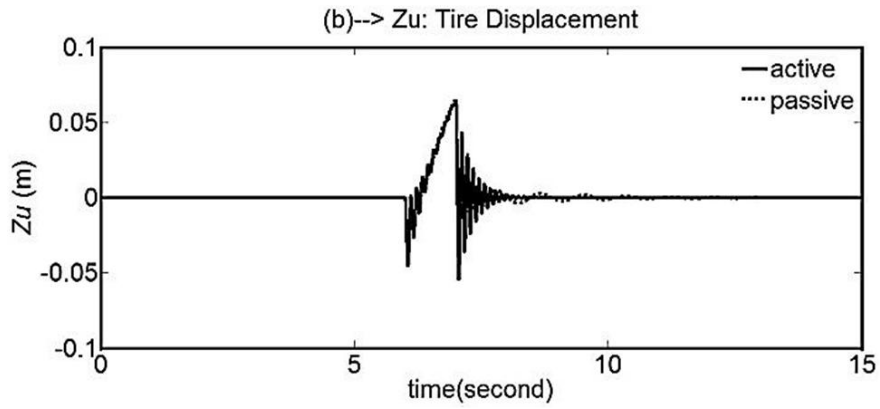

Fig.8 Tire displacement (solid: active, dotted: passive)

شکل 8 جابجایی چرخ (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

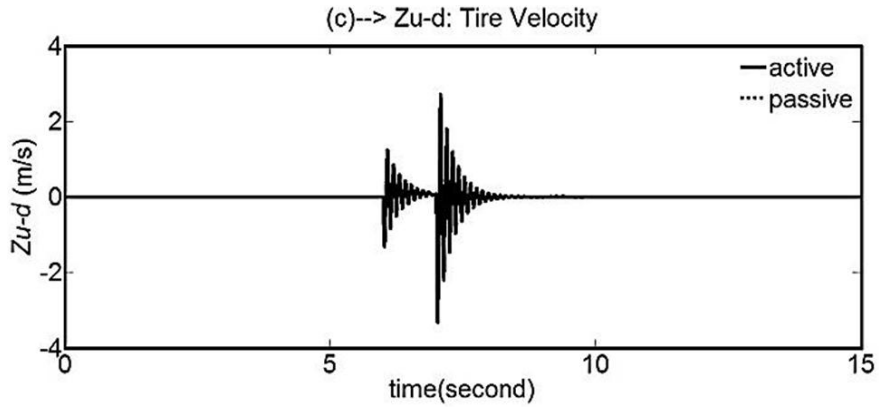

Fig.9 Tire velocity (solid: active, dotted: passive)

شکل 9 سرعت چرخ (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

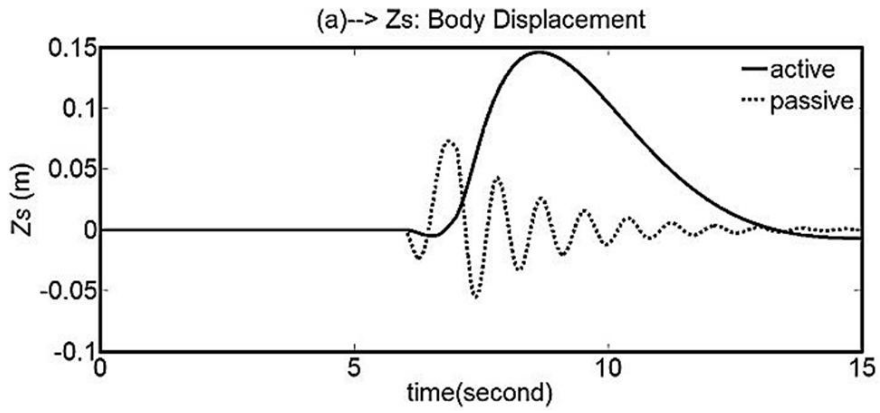

Fig.10 Body displacement (solid: active, dotted: passive)

شکل 10 جابجایی بدنه خودرو (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

4- Scale of Horizontal Axis

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

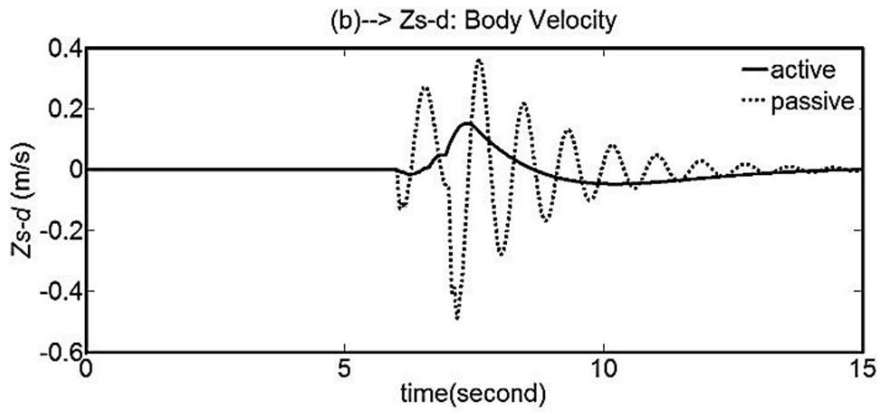

Fig.11 Body velocity (solid: active, dotted: passive)

شکل 11 سرعت بدنه خودرو (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

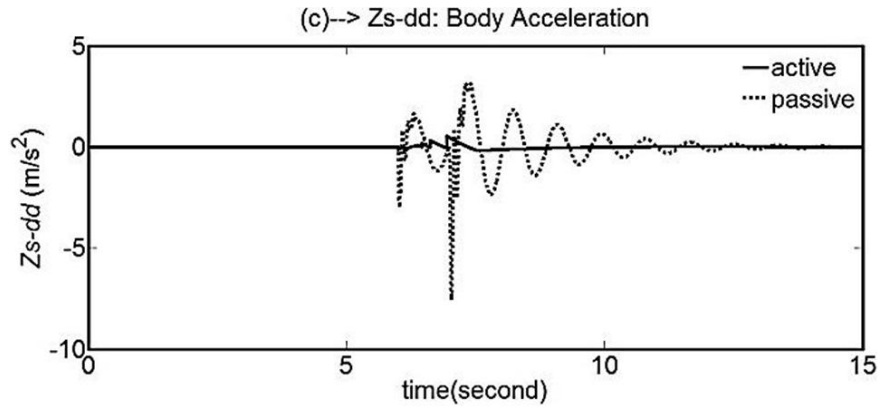

Fig.12 Body acceleration (solid: active, dotted: passive)

شکل 12 شتاب بدنه خودرو (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

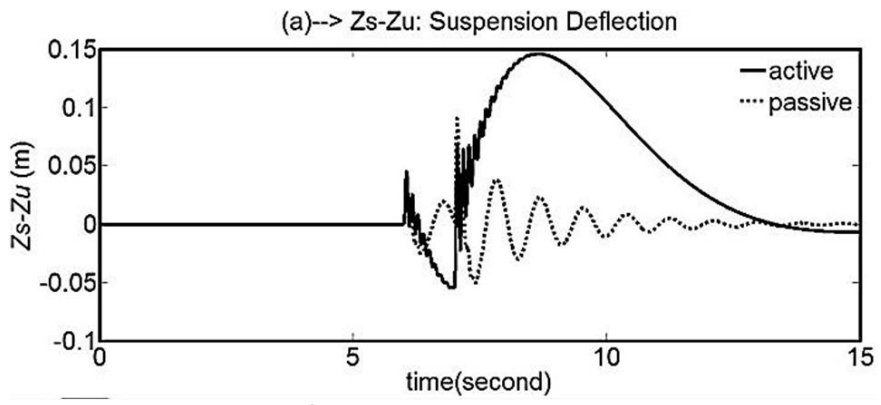

Fig.13 Suspension deflection (solid: active, dotted: passive)

شکل 13 انحراف تعلیق (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

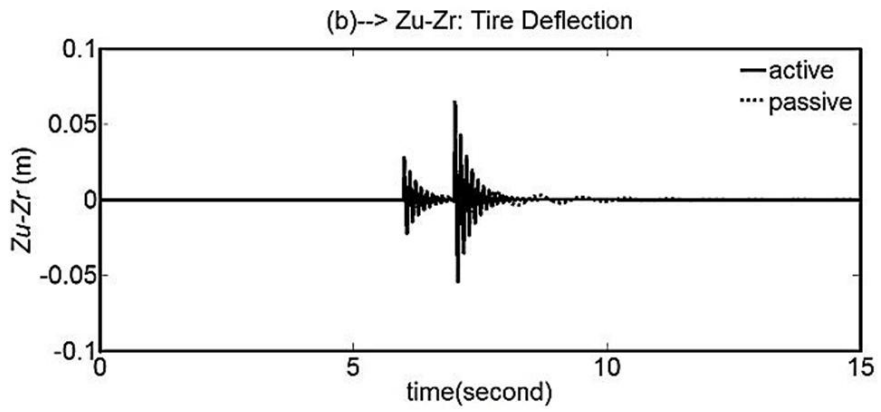

Fig.14 Tire deflection (solid: active, dotted: passive)

شکل 14 انحراف چرخ (خطوط پیوسته: فعال، نقطه‌ای: غیرفعال)

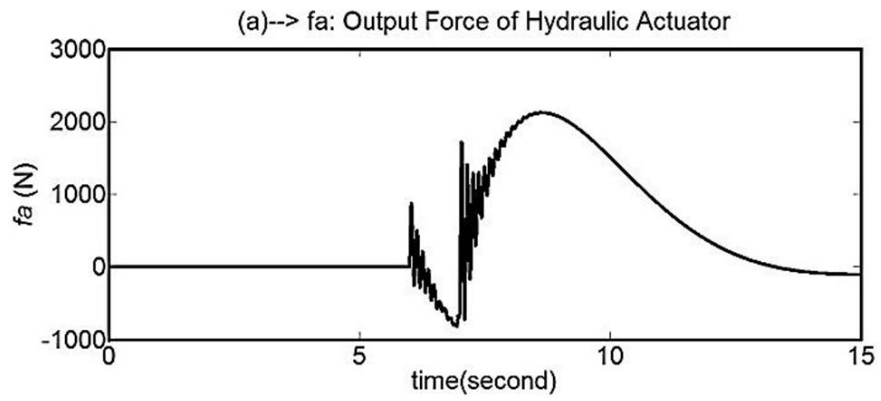

Fig.15 Output force of hydraulic actuator (in active case)

شکل 15 نیروی خروجی و تولید شده توسط محرک هیدرولیکی (درحالت فعال)

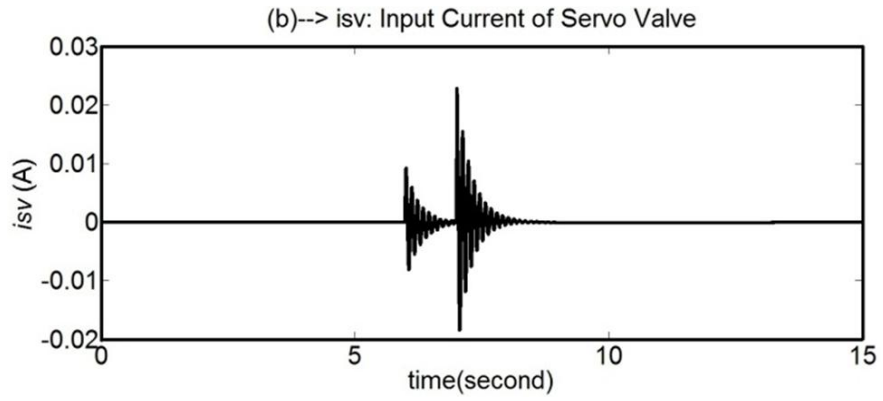

Fig.16 Input current of servo valve (in active case)

شکل 16 جریان ورودی شیر الکتریکی (درحالت فعال)

7- نتیجه‌گیری

در رویکرد پیشنهادی، از کنترل حالت لغزشی دینامیکی برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق فعال استفاده شده است؛ به طوری که هم معادلات مکانیکی و هم معادلات الکتریکی سیستم تعلیق در نظر گرفته شده‌اند. به همین دلیل معادلات مورد استفاده بسیار پیچیده می‌باشند. با این وجود، روش پیشنهادی بسیار ساده است. از یک شیر الکتریکی استفاده شده و خروجی شیر، که دارای لقی است محرک هیدرولیکی را فعال می‌کند. یعنی با وجود نامعینی-های موجود در سیستم (پستی و بلندیهای زمین)، تنها سیگنال در دسترس فقط جریان ورودی شیر است؛ بنابراین جریان صاف و بدون چترینگ شیر الکتریکی در دو مرحله طوری محاسبه شده است که سیستم تعلیق رفتار مطلوب را داشته باشد. روش پیشنهادی بدون چترینگ بوده و در مقابل نامعینی‌های جاده نیز مقاوم می‌باشد.

8- مراجع

[1] Y. U. Yim, S. Y. Oh, Modeling of vehicle dynamics from real vehicle measurements using a neural network with two-stage hybrid learning for accurate long-term prediction, *IEEE Transaction on Vehicular Technology*, Vol. 53, No. 4., 2004.
[2] B.-C. Chen, Y.-H. Shiu, A.-C. Hsieh, Sliding-mode control for semi-active suspension with actuator dynamics, *Taylor & Francis, International Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 4, No. 1-2, pp. 277-290, 2011.
[3] T. Yoshimura, A. Kume, M. Kurimoto, J. Hino, Construction of an active suspension system of a quarter car model using the concept of sliding mode control, *Elsevier, Journal of Sound and Vibration*, Vol. 239, No. 2, pp. 187-199, 2001.
[4] S.-J. Huang, H.-Y. Chen, Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control, *Elsevier, Mechatronics*, Vol. 16, pp. 607-622, 2006.
[5] X. Ji,W. Wei, H. Su, A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system, *Elsevier, Systems and Control Letters*, Vol. 56, pp. 253–254, 2007.
[6] S. Chantranuwathana, H. Peng, Adaptive robust force control for vehicle active suspensions, *Wiley, International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, pp. 83-102, 2004.
[7] M. M. Fateh, S. S. Alavi, Impedance control of an active suspension system, *Elsevier, Mechatronics*, Vol. 19, pp. 134-140, 2009.
[8] A. Karami-Mollaee, N. Pariz, H. M. Shanechi, Position control of servomotors using neural dynamic sliding mode, *IEEE Transactions of the ASME (American Society of Mechanical Engineering), Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 133, No. 6, pp. 141-150, 2011.
[9] H. Lee, V.-I. Utkin, Chattering suppression methods in sliding mode control systems, *Elsevier, Annual Reviews in Control*, Vol. 31, No. 2, pp. 179-188, 2007.
[10] W. Perruquetti, J. Pierre-Barbot, *Sliding mode control in engineering*, Marcel Dekker, 2002.
[11] A. Levant, Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control, *International Journal of Control*, Vol. 58, pp. 1247-1263, 1993.
[12] G. Bartolini, A. Ferrara, E. Usai, Chattering avoidance by second-order sliding mode control, *IEEE Transaction on Automatic Control*, Vol. 43, No. 2, pp. 241-246, 1998.
[13] A. Levant, Robust exact differentiation via sliding mode techniques, *Elsevier, Automatica*, Vol. 34, pp. 379-384, 1998.
[14] H. Li, J. Yu, C. Hilton, H. Liu, Adaptive sliding-mode control for nonlinear active suspension vehicle systems using T–S fuzzy approach, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 60, No. 8, 2013.
[15] Y. M. Sam, J. H.S. Osman, M. Ruddin, A. Ghani, A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system, *Elsevier, Systems and Control Letters*, Vol. 51, pp. 217–223, 2004.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]

[16] L. Xiao, Y. Zhu, Passivity-based integral sliding mode active suspension control, *The International Federation of Automatic Control, Preprints of the 19th World Congress,, Cape Town, South Africa*, August 24-29, pp. 5205-5210, 2014.
[17] Y.-Q. Zhang, Y.-S. Zhao, J. Yang, L.-P. Chen, A dynamic sliding-mode controller with fuzzy adaptive tuning for an active suspension system, *Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, 2007.
[18] J.-J. E. Slotine, W. Li, *Applied nonlinear control*, Prentice-Hall, 1991.
[19] P.-C. Chen, A.-C. Huang, Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics, *Taylor & Francis, International Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, No. 5, pp. 357-368, 2006.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.2.31.6]