

ماهنامه علمى پژوهشى

ر، مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحي كنترل كننده حالت لغزشي ديناميكي براي سيستم تعليق فعال

علی کرمی ملائی

ستادیار،گروه کنترل، دانشکده برق و رباتیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود شاهرود، صندوق پستیakarami@shahroodut.ac.ir ،3619995161

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در این مقاله، رویکردی جدید برای کنترل دینامیک سیستم تعلیق فعال خودرو در حضور اغتشاش جاده پیشنهاد شده است. سیستم تعلیق فعال	مقاله پژوهشی کامل بند 200 م 1200
پیشنهاد شده با استفاده از محرک هیدرولیکی به خودرو اعمال میشود. ورودی این محرک هیدرولیکی نیز یک شیر الکتریکی میباشد. به عبارت	دریافت: 20 مهر 1394 ا مذیرین 19 آز 1394
دیگر، هم معادلات مکانیکی سیستم (مربوط به محرک هیدرولیکی) و هم معادلات الکتریکی آن (مربوط به شیر الکتریکی) در نظر گرفته شدهاند.	پدیرس. ۱۶ ادر ۱۵٬۹۹ ارائه در سایت: 07 بهمن 1394
— بنابراین با وجود پیچیدگی معادلات سیستم، تنها ورودی قابل محاسبه و در دسترس، جریان شیر الکتریکی است. مبنای روش پیشنهادی کنترل	كليد واژگان:
حالت لغزشی دینامیکی است. در کنترل حالت لغزشی دینامیکی، یک انتگرال گیر قبل از سیستم قرار داده میشود که باعث حذف چترینگ خواهد	سيستم تعليق فعال
شد. اگر چه در کنترل حالت لغزشی دینامیکی، درجه سیستم افزوده (سیستم به همراه انتگرالگیر) یک مرتبه بزرگتر از درجه سیستم اصلی است و	كنترل حالت لغزشي ديناميكي
بنابراین کنترل سیستم مشکل خواهد بود اما مزیت آن این است که سیگنال ورودی سیستم از یک معادله دینامیکی یا فیلتر پایینگذر محاسبه	چترینگ
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

بكانيك

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.

مواجه با پستی و بلندیهای جاده⁶ 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 دینامیکی⁷: یکی از مزایای مهم کنترل حالت لغزشی⁸ تغییرناپذیری⁹ آن نسبت به نامعینی است [8]. به دلیل وجود همین مزیت، کنترل حالت لغزشی ابزار قدرتمندی برای مقابله با نامعینیهای

1-مقدمه

الف. سیستم تعلیق فعال¹: در طراحی سیستم تعلیق مصالحهای بین راحتی مسافر و توانایی هدایت مناسب خودرو نیاز است [2،1]. برای راحتی مسافران خودرو، یک سیستم تعلیق نرم² 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 سخت³ باشد [3،2]. در سیستمهای تعلیق غیرفعال⁴، پارامترهای فنر و میراگر⁵ ثابت بوده و بنابراین بدنه خودرو در

6- Road Terrain7- Dynamic Sliding Mode Control (DSMC)8- Sliding Mode Control (SMC)9- Invariance Property

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

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

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)

علی کرمی ملائی

تغییرناپذیری خاصیتی قویتر از مقاوم بودن¹ است [9⁶8]. 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 مطلوب² [9⁶8]. تغییرناپذیری از خصوصیات مرحله لغزش³ میباشد؛ بنابراین برای اینکه سیستم تغییرناپذیر باشد زمان رسیدن به سطح لغزش و یا مرحله رسیدن باید محدود باشد.

مهمترین ایراد کنترل حالت لغزشی چترینگ⁴است. 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 مرزی⁵، لایه مرزی تطبیقی⁶، مرتبه بالا⁷ و دینامیکی [9۰8]. در روشهای لایه مرزی و لایه مرزی تطبيقي، چترينگ به طور كامل حذف نمى شود ولى كاهش مىيابد [9،8]. در روش مرتبه بالا، چترینگ با انتقال آن به مشتقات بالاتر سطح لغزش حذف می شود [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 نسبی⁸ دو، تخمین مشتق مدل دینامیکی سیستم مورد نیاز است [13]. اما در کنترل حالت لغزشی دینامیکی، یک انتگرال گیر (و یا فیلتر پایین گذر) قبل از سیستم قرار می گیرد که موجب حذف چترینگ می شود؛ زیرا این فيلتر، نوسانات فركانس بالاي ناشي از كنترل حالت لغزشي را حذف نموده و مانع رسيدن آنها به سيستم مىشود [8]. اما وجود اين انتگرال گير موجب افزایش درجه سیستم می گردد. 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 كنترل حالت لغزشى مرتبه بالا مشتق مدل سيستم بايد مشخص باشد. اين امر نشان دهنده ارجحیت روش دینامیکی نسبت به مرتبه بالا است.

پ. روش پیشنهادی: در [14] از کنترل حالت لغزشی تطبیقی فازی تاکاگی-سوگینو⁹ به همراه سطح لغزش تناسبی-انتگرالی برای پیادهسازی ¹⁰ سیستم تعلیق فعال استفاده شده است. اثبات پایداری به صورت مجانبی 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 علامت¹¹ به طور مستقیم در سیگنال ورودی ظاهر شده است که تولید چترینگ می کند. رویکرد پیشنهادی در [15] استفاده از کنترل حالت لغزشی تناسبی-انتگرالی برای مدل یک چهارم خودرو¹² 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

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 می-کند. در نهایت در [17] ابتدا از خطی سازی معادله محرک هیدرولیکی استفاده میشود. سپس در حلقه کنترل خارجی، کنترل کننده حالت لغزشی دینامیکی پیاده سازی شده است. نویسنده برای سادگی در اعمال فیدبک خطی ساز، معادله شیر الکتریکی را در نظر نگرفته است و به علاوه سیستم حلقه بسته دیگر خاصیت تغییر ناپذیری را ندارد. زیرا روش فیدبک خطی ساز حتی مقاوم هم نیست [18].

در روش پیشنهادی، از محرک هیدرولیکی¹⁴ که با یک شیر الکتریکی¹⁵ کار کرده و تحریک میشود استفاده شده است. ورودی این شیر نیز جریان می باشد. این محرک هیدرولیکی بین بدنه خودرو¹⁶ و چرخها¹⁷ قرار داده می شود. 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 می ماند.

ت. ساختار مقاله: ابتدا در بخش 2 عناصر دینامیکی سیستم تعلیق مورد استفاده، توضیح داده می شود. در بخش 3 شرح مساله و روش پیشنهادی ارایه می شود. 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 شبیه سازی و نتیجه گیری اختصاص داده شده اند.

2- مدل دینامیکی سیستم تعلیق

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

$$m_{s}\ddot{z}_{s} = -b_{s}(\dot{z}_{s} - \dot{z}_{u}) - k_{s}(z_{s} - z_{u}) + f_{a}$$
(1)

$$m_{u}\ddot{z}_{u} = +b_{s}(\dot{z}_{s} - \dot{z}_{u}) + k_{s}(z_{s} - z_{u}) - f_{a}$$

$$+b_{t}(\dot{z}_{r} - \dot{z}_{u}) + k_{t}(z_{r} - z_{u})$$
(2)

که $Z_{u} Z_{s} e_{r} Z_{r} e_{r} Z_{r}$ به ترتیب جابجایی عمودی بدنه خودرو، چرخها و ارتفاع پستی و بلندیهای زمین نسبت به سطح مبنا میباشند. همچنین، مشتقات اول و دوم $Z_{s} e_{r} Z_{u} Z_{s} e_{r} Z_{u}$ میبانگرسرعت و شتاب عمودی بدنه خودرو و چرخها میباشند. دقت نمایید که فرض می کنیم جابجایی و شتاب موجود در سیستم فقط در راستای عمود بر سطح زمین هستند. به علاوه m_{s} , m_{u} , $m_{s} e_{t} e_{t}$ به راستای عمود بر سطح زمین هستند. به علاوه z_{s} می اوده و $z_{s} - z_{t}$ به ترتیب جرم، ضریب نرمی ¹⁸ و میرایی بدنه خودرو و چرخها بوده و f_{a} نیروی انحراف تعلیق¹⁹ و $z_{r} - z_{r}$ انحراف چرخها²⁰ میباشند. متغیر f_{a} نیروی خروجی محرک هیدرولیکی بوده که بین بدنه و چرخها قرار می گیرد. در صورتی که $f_{a} = \mathbf{0}$ 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 \dot{z}_s \dot{z}_s و \dot{z}_s کمترین مقدار را داشته باشند. فرض می کنیم که تمام پارامترها مشخص بوده و تمام متغیرها قابل اندازه گیری باشند. این فرض نیز منطقی است زیرا در یک سیستم مکانیکی، متغیرها را می توان با سنسورهای مختلف اندازه گیری نمود. در کاربردهای عملی نیز این

14- Hydraulic Actuator
 15- Servo Valve
 16- Body (Sprung)
 17- Wheel (Un-Sprung)
 18- Stiffness
 19- Suspension Deflection
 20- Tire (Wheel) Deflection

یک چهارم خودرو و فیلتر کالمن¹³ برای تخمین حالتهای مدل خطی استفاده

- 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

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

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

که i_{sv} جریان ورودی شیر i_{ex} و τ ثابت زمانی مکانیکی شیر i_{sv} است، x_{sp} نیز i_{sv} مصل جابجایی محور شیر i_{ex} (ویا خروجی) بوده که به محرک هیدرولیکی متصل می شود. معادلات دینامیکی محرک هیدرولیکی نیز به صورت زیر است.

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

که تابع B_{kl} بیانگر لقی⁴ 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 می شود 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 $P_s \ e \ r_1$ به ترتیب نیروی فشار مستقیم و بازگشتی محرک بوده و $u_1 \ e \ f_1$ فشار روغن بالا و پایین سیلندر⁵ میباشند. به علاوه q_b سطح پیستون⁶ بوده و همچنین پایین سیلندر⁵ میباشند. به علاوه q_b سطح پیستون⁶ بوده و همچنین این سیلندر⁵ میباشند. به علاوه g_p سطح پیستون⁶ بوده و محود و موری که $g_e \ dc_{tp}$ خور به مریب افزایش حجمی روغن هیدرولیک⁷، V_t حجم سیلندر هیدرولیک، C_{tp} ضریب نشتی⁸, $a_b \ dc_{tp}$ به گرادیان سطح محور شیر¹⁰ بوده و در نهایت مریخالی روغن هیدرولیک است.

3- شرح صورت مساله

تعريف مي كنيم.

(5)

بنابراين:

 f_a روش پیشنهادی شامل دو مرحله است. در گام اول فرض می کنیم 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_a را به صورتی محاسبه می کنیم که جابجایی، سرعت و شتاب بدنه خودرو (یعنی z_s ، z_s و z_s , 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_a را که از گام اول بدست آمده است، دنبال نماید.

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



Fig. 1 Quarter Car Suspension System



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

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

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6)$$

$$(6$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{u} &= \frac{b_{s}}{m_{u}} x_{2} + \frac{k_{s}}{m_{u}} x_{1} + \left(-\frac{b_{s}}{m_{u}} - \frac{b_{t}}{m_{u}}\right) \dot{z}_{u} \\ &+ \left(-\frac{k_{s}}{m_{u}} - \frac{k_{t}}{m_{u}}\right) z_{u} - \frac{f_{a}}{m_{u}} + f_{dis} \end{aligned} \tag{7}$$

$$= \alpha \text{ antidet } \lambda \text{ antice is a state } z_{line} + f_{dis} \qquad (7)$$

$$= \alpha \text{ antice } \lambda \text{ and } \lambda \text{ antice } \lambda \text{ and } \lambda \text{ antice } \lambda \text{ and } \lambda \text{ antice } \lambda \text{ an$$

- 1- Input Current of Valve
- 2- Mechanical Time Constant of the Servo Valve
- 3- Spool Valve Displacement
- 4- Backlash

 $x_1 = z_s$

 $x_2 = \dot{z}_s$

- 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

مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2

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

$$\dot{s} = k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 z_u + k_4 \dot{z}_u + k_5 f_d + k_6 \dot{f}_d + k_7 f_{dis}$$
(19)

قضيه 1: ورودي مطلوب زير براي سيستم (1) و يا (6) حالتهاي x₂ ، x₁ و x₂ و x₃ را در زمان محدود به صفر همگرا می کند.

$$\dot{f_d} = -\frac{k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 z_u + k_4 \dot{z}_u + k_5 f_d + \eta f_s}{k_6}$$

$$\eta = |k_7 f_{dis}| + \varepsilon_r \varepsilon > 0$$
(20)
$$\sum_{k_6} f_{k_7} f_{k_7} = sat\left(\frac{s}{\varphi}\right)$$

$$\sum_{k_6} f_{k_7} f_{k_7} = sat\left(\frac{s}{\varphi}\right)$$
(21)
$$\sum_{k_6} f_{k_7} f_{k_7} = sat\left(\frac{s}{\varphi}\right)$$

$$\sum_{k_6} f_{k_7} f_{k_7} = sat\left(\frac{s}{\varphi}\right)$$
(22)
$$\sum_{k_6} f_{k_7} f_{k_7} = sat\left(\frac{s}{\varphi}\right)$$

$$\sum_{k_6} f_{k_7} f_{k_7} = sat\left(\frac{s}{\varphi}\right)$$
(23)

$$\begin{split} \dot{V} &= s\dot{s} = s(k_1x_1 + k_2x_2 + k_3z_u + k_4\dot{z}_u + k_5f_d \\ &+ k_6\dot{f}_d + k_7f_{dis}) = s(k_7f_{dis} - \eta f_s) = sk_7f_{dis} - \eta |f_s| \\ &\leq |k_7f_{dis}||s| - \eta |f_s| = (|k_7f_{dis}| - \eta)|s| = -\varepsilon |s| \leq 0 \quad (21) \\ \end{split}$$

$$\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| = (|k_1f_{dis}| - \eta)|s| = -\varepsilon |s| \leq 0 \quad (21) \\ &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| \leq 1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| = (|k_1f_{dis}| - \eta)|s| = -\varepsilon |s| \leq 0 \\ &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| \leq 1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| \leq 1 \end{aligned}$$

$$\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| \leq 1 \end{aligned}$$

$$\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\sum_{k=1}^{\infty} |f_k| \leq 1 \end{aligned}$$

$$\end{aligned}$$

 f_a در این مرحله، هدف محاسبه i_{sv} در معادله (3) به صورتی است که i_{sv} 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 ديناميكي استفاده مينماييم. اكنون سطح لغزشي زير را تعريف ميكنيم. $s_f = \lambda_4 (\dot{f}_a - \dot{f}_d) + \lambda_5 (f_a - f_d)$ (22) و ضرایب ثابت مورد نظر را طوری تعیین می کنیم که معادله زیر هرویتز باشد. (23) $\lambda_4 p + \lambda_5 = 0$

مشتق این سطح به صورت زیر است.

$$\dot{s}_{f} = \lambda_{4}(\ddot{f}_{a} - \ddot{f}_{d}) + \lambda_{5}(\dot{f}_{a} - \dot{f}_{d})$$
 (24)
 $\sum_{k=1}^{n} \lambda_{4}(\ddot{f}_{a} - \ddot{f}_{d}) + \lambda_{5}(\dot{f}_{a} - \dot{f}_{d})$

$$\begin{split} \dot{s}_{f} &= \lambda_{4} (\ddot{f}_{a} - \ddot{f}_{d}) + \lambda_{5} (\dot{f}_{a} - \dot{f}_{d}) \\ &= \lambda_{4} (-\beta \dot{f}_{a} - \alpha A_{p}^{2} \dot{x}_{2} + \alpha A_{p}^{2} \ddot{z}_{u} + \gamma A_{p} \dot{x}_{sp} g + \gamma A_{p} x_{sp} \dot{g}) \\ &+ \lambda_{4} \left(\frac{k_{1} x_{2} + k_{2} \dot{x}_{2} + k_{3} \dot{z}_{u} + k_{4} \ddot{z}_{u} + k_{5} \dot{f}_{d} + \eta \dot{f}_{s}}{\mathbf{k}_{6}} \right) \\ &+ \lambda_{5} (-\beta f_{a} - \alpha A_{p}^{2} x_{2} + \alpha A_{p}^{2} \dot{z}_{u} + \gamma A_{p} x_{sp} g) \\ &+ \lambda_{5} \left(\frac{k_{1} x_{1} + k_{2} x_{2} + k_{3} z_{u} + k_{4} \dot{z}_{u} + k_{5} f_{d} + \eta f_{s}}{k_{6}} \right) \end{split}$$
(25)

معادله بالا را به صورت زير مرتب مي كنيم.

$$\dot{s}_f = \left(-\lambda_4 \alpha A_p^2 + \lambda_4 \frac{k_2}{k_6}\right) \dot{x}_2$$

الف: محاسبه نیروی مطلوب محرک هیدرولیکی (مرحله اول)
همانطور که بیان شد، در این مرحله
$$f_a$$
 را به عنوان سیگنال ورودی سیستم¹
دینامیکی (6) در نظر گرفته و آن را طوری تعیین می کنیم که z_s ، z_s و z_s و
یا به طور معادل x_1 x_2 و $x_2 = x_2$ 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_a نامیده و با کمک کنترل حالت لغزشی
دینامیکی محاسبه می نماییم. برای پیاده سازی این کنترل کننده، سطح
لغزشی² زیر را تعریف می کنیم.

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

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

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

مشتق این سطح لغزشی به صورت زیر خواهد بود.

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

حال با کمک معادله (6) داریم:

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

که با استفاده از این معادله، مشتق سطح لغزشی به صورت زیر خواهد بود. $\dot{s} = \lambda_1 (x_2)$

$$+\lambda_{2}\left(-\frac{b_{s}}{m_{s}}x_{2}-\frac{k_{s}}{m_{s}}x_{1}+\frac{b_{s}}{m_{s}}\dot{z}_{u}+\frac{k_{s}}{m_{s}}z_{u}+\frac{f_{d}}{m_{s}}\right)$$

$$+\lambda_{3}\left(-\frac{b_{s}}{m_{s}}x_{3}-\frac{k_{s}}{m_{s}}x_{2}+\frac{b_{s}}{m_{s}}\ddot{z}_{u}+\frac{k_{s}}{m_{s}}\dot{z}_{u}+\frac{f_{d}}{m_{s}}\right)$$
(15)

$$\dot{s} = \left(\lambda_{1} - \frac{\lambda_{2}b_{s}}{m_{s}} - \frac{\lambda_{3}k_{s}}{m_{s}}\right)x_{2} + \left(-\frac{\lambda_{2}k_{s}}{m_{s}}\right)x_{1} + \left(\frac{\lambda_{2}b_{s}}{m_{s}} + \frac{\lambda_{3}k_{s}}{m_{s}}\right)\dot{z}_{u} + \left(\frac{\lambda_{2}k_{s}}{m_{s}}\right)z_{u} + \left(\frac{\lambda_{2}f_{d}}{m_{s}} + \frac{\lambda_{3}\dot{f}_{d}}{m_{s}}\right) + \left(-\frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\right)x_{3} + \left(\frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\right)\ddot{z}_{u}$$

$$(16)$$

$$\dot{s} = \left(\lambda_{1} - \frac{\lambda_{2}b_{s}}{m_{s}} - \frac{\lambda_{3}k_{s}}{m_{s}} + \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{b_{s}}{m_{u}}\right)x_{2}$$

$$+ \left(-\frac{\lambda_{2}k_{s}}{m_{s}} + \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{k_{s}}{m_{u}}\right)x_{1}$$

$$+ \left(\frac{\lambda_{2}b_{s}}{m_{s}} + \frac{\lambda_{3}k_{s}}{m_{s}} - \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{b_{s}}{m_{u}} - \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{b_{t}}{m_{s}}\right)\dot{z}_{u}$$

$$+ \left(\frac{\lambda_{2}k_{s}}{m_{s}} + \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{k_{s}}{m_{u}} - \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{k_{t}}{m_{u}}\right)z_{u} + \left(\frac{\lambda_{3}}{m_{s}}\right)\dot{f}_{d}$$

$$+ \left(\frac{\lambda_{2}}{m_{s}} - \frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\frac{\mathbf{1}}{m_{u}}\right)f_{d} + \left(-\frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\right) + \left(\frac{\lambda_{3}b_{s}}{m_{s}}\right)f_{dis}$$
(17)
$$: y_{2} = x_{3} = \dot{x}_{2} \text{ or } y_{2}$$

$$(\lambda_{a}h,\lambda_{a}k,\lambda_{a}h,h,\lambda_{a}h,h)$$

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

(26)

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

1- Input Control Signal

2- Sliding Surface

مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2





حال
$$\dot{f}_a$$
، \dot{f}_a ، \ddot{z}_u ، \dot{x}_2 را در معادله بالا جایگزین می کنیم.

$$\begin{split} \dot{s}_{f} &= \\ &+ \left\{ -\frac{k_{2}}{k_{6}} \lambda_{4} \frac{k_{5}}{k_{6}} - \alpha A_{p}^{2} \left(-\lambda_{4} \beta \right) + \frac{b_{s}}{m_{u}} \left(\lambda_{4} \alpha A_{p}^{2} + \lambda_{4} \frac{k_{4}}{k_{6}} \right) \\ &- \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. \\ &- \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} \left(-\lambda_{4} \beta \right) + \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) \\ &+ \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. \\ &+ \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 \left(-\lambda_{4} \beta \right) - \frac{1}{m_{u}} \left(\lambda_{4} \alpha A_{p}^{2} + \lambda_{4} \frac{k_{4}}{k_{6}} \right) \right. \\ &+ \left\{ -\beta \left(-\lambda_{4} \beta \right) - \frac{1}{m_{u}} \left(\lambda_{4} \alpha A_{p}^{2} + \lambda_{4} \frac{k_{4}}{k_{6}} \right) \right. \\ &+ \left\{ -\frac{1}{\pi} \left(\lambda_{4} \gamma A_{p} g \right) + \gamma_{A} g \left(-\lambda_{4} \beta \right) + \frac{1}{\tau} \left(\lambda_{4} \gamma A_{p} g \right) \right\} \dot{i}_{sv} \\ &+ \left\{ +\lambda_{4} \gamma A_{p} \dot{g} + \lambda_{5} \gamma A_{p} g \right\} 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{split}$$

برای سادگی، معادله بالا را با ضرایب متناظر به صورت زیر بازنویسی می کنیم. $\dot{s}_f = k_8 x_1 + k_9 x_2 + k_{10} z_u + k_{11} \dot{z}_u + k_{12} f_a + k_{13} f_d$ $+ k_{14} x_{sp} + k_{15} i_{sv} + k_{16} f_s + k_{17} \dot{f}_s + k_{18} f_{dis}$ (28) قضیه 2: ورودی زیر برای سیستمهای (3) و (4) یا (3) و (9) موجب می شود

$$\begin{split} \lambda_{sv} &= -\frac{\eta_2 f_{sf} + k_{16} f_s + k_{17} \dot{f}_s + k_8 x_1 + k_9 x_2}{\mathbf{k}_{15}} \\ &= \frac{\eta_2 f_{sf} + k_{16} f_s + k_{17} \dot{f}_s + k_8 x_1 + k_9 x_2}{\mathbf{k}_{15}} \\ &= \frac{k_{10} z_u + k_{11} \dot{z}_u + k_{12} f_a + k_{13} f_d + k_{14} x_{sp}}{k_{15}} \end{split}$$
(29)

$$\begin{aligned} \eta_2 &= |k_{18} f_{dis}| + \varepsilon_i \varepsilon > \mathbf{0} \qquad (29) \\ &= \lambda_{sf} \\ &= s_f (\xi_s) \\ &= \delta_s \\ \end{bmatrix} \\ &= \delta_s \\ &= \delta_s \\ \\ &= \delta_s \\ \\ &= \delta_s \\ \\ &= s_f (k_8 x_1 + k_9 x_2 + k_{10} z_u + k_{11} \dot{z}_u + k_{12} f_a \\ &= k_{13} f_d + k_{14} x_{sp} + k_{15} \dot{s}_{sv} + k_{16} f_s \\ &= s_f (k_{18} f_{dis} - \eta_2 f_{sf}) \\ &= s_f (k_{18} f_{dis} - \eta_2 f_{sf}) \\ &= s_f (k_{18} f_{dis} - \eta_2 f_{sf}) \\ &= \delta_s \\ \\ &= -\varepsilon |s_f| \leq \mathbf{0} \end{aligned}$$
(30)

که نتیجهای به صورت $\frac{|s(0)|}{\varepsilon} \leq t_s \leq t_s$ 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 مطلوب ما را دنبال نماید. به بیان دیگر، به صورتی تعیین میشود که $f_a - f_a$ 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 f_a وجود

دارد و بنابراین بدون سوییچینگ میباشد. زیرا انتگرال گیر همانند یک فیلتر پایین گذر 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

مى شود كە $x_1 x_2 x_1 = x_2$ و $x_3 = x_2 x_1 = x_2$ بە صفر ھمگرا شوند و در نتيجە: $b_s \dot{z}_u + k_s z_u = -f_d$ (31)

یعنی سیگنالهای $u_{L} e_{u} e_{u}$ نیز به صورت غیر مستقیم تحت کنترل هستند. ت. در صورت استفاده از کنترل حالت لغزشی معمولی (به جای دینامیکی) برای محاسبه v_{sv} در معادله (29)، x_{sp} به جای v_{sv} محاسبه میشود. این امر موجب ظهور ناپیوستگی در x_{sp} شده و به علاوه برای محاسبه میشود. این امر دیفرانسیلی (3) باید حل شود. حل معادله (3) یعنی استفاده از انتگرال گیر که موجب افزایش اثر نویز خواهد شد. به علاوه دقت نمایید که در کنترل حالت لغزشی معمولی سطح لغزش به صورت زیر تعریف میشود. $s_f = \lambda_5(f_a - f_a)$ (32) که در این حالت، هنگام محاسبه، چترینگ در f_a ظاهر خواهد شد.

6- شېيەسازى

مقادیر پارامترهای استفاده شده برای سیستم تعلیق در جدول 1 نشان داده شدهاند [7]. به علاوه پارامترهای کنترل کننده به صورت زیر انتخاب شدهاند. $\lambda_1 = 5, \lambda_2 = 10, \lambda_3 = 10, \lambda_4 = 20,$ $\lambda_5 = 0.1, \varepsilon = 10, \varphi = 0.1$ برای شبیه سازی، پستی و بلندی زمین به عنوان نامعینی به صورت زیر به چرخ خودرو اعمال می شود.

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

مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2



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

متغير	مقدار	واحد (ديمانسيون)
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	\mathbf{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	Ра
γ	1.545 × 10 ⁹	N/m ^{5/2} kg ^{1/2}

معادله (34) به صورت ترسیمی در شکل 7 نشان داده شده است. شبیه سازی با نرمافزار متلب¹ 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 عمودی² چرخ خودرو را نشان می-دهند، 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 قفل³ اهمیت زیادی دارد. زیرا در این ترمزها چرخ خودرو نباید لغزش داشته باشد.

تذکر: در همه این شکلها مقیاس محور افقی⁴ وابسته به سرعت خودرو یعنی v میباشد. معادله این تغییر مقیاس t = vt است؛ که b جابجایی خودرو است. به عنوان مثال اگر سرعت خودرو 60 کیلومتر بر ساعت باشد 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 (250 \cong 16.67 × 15)؛ بنابراین پستی و بلندی اعمال شده به خودرو در

معادله (34) در حدود 16.67 متر می باشد (یک ثانیه).



4- Scale of Horizontal Axis

مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2

شكلهاى 13 و 14 نيز به ترتيب $z_s - z_u$ يعنى انحراف تعليق و یعنی انحراف چرخها را نشان میدهند. همانطور که دوباره مشاهده $z_u - z_r$ مى شود انحراف تعليق بهبود يافته اما انحراف چرخها تفاوت زيادى 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 ترسيم شده است. واضح است كه دامنه اين جريان نيز بزرگ نمى باشد.

1- Matlab

2- Vertical Displacement and Velocity

3- Antilock Braking System or ABS





7- نتيجه گيري

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.









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) شكل 13 انحراف تعليق (خطوط ييوسته: فعال، نقطهاى: غير فعال)



- [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 proportionalintegral sliding mode control with application to active suspension system, *Elsevier, Systems and Control Letters*, Vol. 51, pp. 217–223, 2004.



مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2

علی کرمی ملائی

- [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.
- [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.

مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1395، دوره 16، شماره 2