



کنترل مقاوم سیستم ترمز ضدقفل خودرو با استفاده از مدلغزشی ترمینال سریع بهینه

حمیدرضا مقدم¹، حامد مجللی^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی برق، دانشگاه آزاد اسلامی واحد قزوین، قزوین

2- دانشیار، مهندسی برق، دانشگاه گیلان، رشت

* رشت، صندوق پستی 41635-3756، mojallali@guilan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 26 دی 1395

پذیرش: 26 اسفند 1395

ارائه در سایت: 03 اردیبهشت 1396

کلید واژگان:

کنترل کننده مدلغزشی

کنترل کننده مدلغزشی ترمینال

کنترل کننده مدلغزشی ترمینال سریع

سیستم ترمز ضدقفل

چکیده

سیستم ترمز ضدقفل یکی از عوامل مهم ایجاد امنیت در طراحی خودروها می باشد. کنترل فشار ترمزی و ردیابی لغزش مطلوب در طول ترمزگیری های شدید باعث حفظ امنیت در خودروها می شود. به دلیل وجود عدم قطعیت در پارامترها و عوامل غیرخطی شدید، طراحی کنترل کننده مقاوم برای این سیستم مناسب می باشد. در این مقاله از انواع کنترل کننده مدلغزشی به منظور دستیابی به لغزش مطلوب خودرو و توقف آن استفاده خواهد شد. سطح لغزشی و جاذبه ترمینالی در کلیه کنترل کننده های طراحی شده مورد تحلیل و بررسی قرار خواهد گرفت. همچنین یک ساختار جدید با جاذبه ترمینالی بالا برای کنترل کننده مدلغزشی ترمینال سریع ارائه شده است. روش پیشنهادی خطای ردیابی را تا حد بسیار مطلوبی کاهش داده است. در این مقاله عملکرد این کنترل کننده با کنترل کننده مدلغزشی ترمینال معمولی و مدلغزشی ترمینال سریع مقایسه شده است. همچنین کلیه پارامترهای طراحی به منظور کاهش میزان خطا با استفاده از الگوریتم بهینه سازی ازدحام ذرات به دست خواهد آمد. این روش برای حل مسائل بهینه سازی پیچیده بر مبنای تابع هزینه مشخص، بسیار مناسب می باشد. نتایج شبیه سازی با استفاده از نرم افزار متلب، عملکرد بهتر کنترل کننده پیشنهادی نسبت به کنترل کننده مدلغزشی ترمینال معمولی و سریع را ارائه خواهد داد.

Robust control of anti-lock braking system using optimized fast terminal sliding mode controller

Hamidreza Moghaddam¹, Hamed Mojallali^{2*}

1- Department of Electrical, Biomedical and Mechatronics Engineering, Islamic Azad University, Qazvin Branch, Qazvin, Iran

2- Electrical Engineering Department, Faculty of Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

* P.O.B. 41635-3756, Rasht, Iran, mojallali@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 January 2017
Accepted 16 March 2017
Available Online 23 April 2017

Keywords:

Sliding mode controller
Terminal sliding mode controller
Fast terminal sliding mode controller
Anti-lock braking system

ABSTRACT

The anti-lock braking system is one of the main factors to provide safety in designing vehicles. The brake pressure control and desired slip tracking through severe braking ensure safety in vehicles. Because of uncertainty in parameters and severe nonlinear factors, robust controller designing is suitable for this system. In this paper, various types of sliding mode controller have been used to achieve a vehicle desired slip and its stop. Sliding surface and terminal attractions will be analyzed in all of the designed controllers. Also, a new structure with high terminal attraction has been used for the fast terminal sliding mode controller (FTSMC). The proposed method has reduced tracking error as well. In this paper, the performance of this controller is compared with normal terminal sliding mode controller and fast terminal sliding mode. Moreover, all design parameters are determined to decrease error ratio using particle swarm optimization (PSO) algorithm. This method is suitable for solving complex optimized solution based on certain cost function. Simulation results using MATLAB software, present better performance of the suggested controller in comparison with normal and fast terminal sliding mode controller.

1- مقدمه

و نگاه داشتن لغزش طولی خودرو در یک محدوده مطلوب در حین ترمزگیری های شدید می باشد. اگرچه در سال های گذشته تلاش بسیاری برای طراحی ایده آل این سیستم انجام گرفته است ولی هنوز هم این سیستم در حال بهبود و بررسی می باشد. در سیستم ترمز ضدقفل یکی از اساسی ترین بخش ها، بخش الکترونیکی آن می باشد که امروزه با توجه به پیشرفت هایی که در ساخت ترمزهای الکتریکی حاصل شده است، تمام سیستم های ترمز ضدقفل از کنترل کننده الکترونیکی استفاده می کنند. به علت وجود عوامل

امروزه خودروها یکی از ضروری ترین وسایل نقلیه محسوب می شوند. برای صنایع خودروسازی یکی از مهمترین مسائل، بهبود ایمنی و قابلیت اطمینان در خودروها می باشد. همچنین افزایش ایمنی در رانندگی یک چالش اصلی در طراحی خودروها محسوب می شود. سیستم های امنیتی متفاوتی در خودروها وجود دارند که یکی از مهمترین آن ها سیستم ترمز ضدقفل می باشد. هدف اصلی در طراحی سیستم ترمز ضدقفل، جلوگیری از قفل شدن چرخ ها

Please cite this article using:

H. R. Moghaddam, H. Mojallali, Robust control of anti-lock braking system using optimized fast terminal sliding mode controller, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 290-298, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

برای مدل‌سازی نیروهای وارد بر چرخ خودرو با توجه به رفتار غیرخطی در حین ترمزگیری از مدل یک‌چهارم خودرو استفاده خواهد شد [9]. این مدل که در برگزیده رفتار غیرخطی نیروهای چرخ در حین ترمزگیری‌های شدید می‌باشد برای طراحی کنترل‌کننده مناسب بوده و از ساختار دو درجه آزادی برخوردار است. سرعت طولی خودرو و سرعت زاویه‌ای چرخ خودرو، درجات آزادی این مدل را تشکیل می‌دهند. "شکل 1" مدل یک‌چهارم خودرو را به همراه نیروهای وارد بر چرخ خودرو نمایش می‌دهد.

براساس این مدل، معادلات حالت سیستم به‌صورت روابط (1) و (2) استخراج خواهند شد:

$$\dot{V} = -\frac{F_x}{m_t} \quad (1)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J}(RF_x - T_b) \quad (2)$$

که در روابط فوق، R شعاع چرخ، J ممان اینرسی چرخ، ω سرعت زاویه‌ای چرخ، V سرعت طولی خودرو، T_b گشتاور ترمزی، F_x نیروی طولی چرخ و m_t جرم یک‌چهارم خودرو طبق رابطه (3) می‌باشد:

$$m_t = \frac{1}{4}m_{vs} + m_w \quad (3)$$

که در آن m_{vs} جرم فنربندی خودرو و m_w جرم چرخ خودرو می‌باشد. بار قائم متشکل از دو عامل استاتیکی مربوط به توزیع جرم خودرو و عامل دینامیکی مربوط به انتقال بار در حین ترمزگیری است. بنابراین بار قائم در این مدل عبارت است از:

$$F_z = m_t g - F_l \quad (4)$$

F_l نیروی انتقال بار در حین ترمزگیری و g شتاب جاذبه زمین می‌باشد. در طول ترمزگیری، لغزش طولی چرخ به‌صورت رابطه (5) محاسبه می‌شود:

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V} \quad (5)$$

با مشتق‌گیری نسبت به زمان از رابطه (5) و با استفاده از روابط (1) و (2) داریم:

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{V} \left[\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{J} \right] + \left(\frac{R}{VJ} \right) T_b \quad (6)$$

با در نظر گرفتن سرعت طولی خودرو و لغزش طولی چرخ به‌عنوان متغیرهای حالت و با استفاده از روابط (1) و (6)، معادلات حالت سیستم به‌صورت رابطه (7) محاسبه می‌شوند:

$$\begin{cases} \dot{V} = -\frac{F_x}{m_t} \\ \dot{\lambda} = -\frac{1}{V} \left(\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{J} \right) + \left(\frac{R}{VJ} \right) T_b \\ y = \lambda \end{cases} \quad (7)$$

در معادلات فوق گشتاور ترمزی T_b نشان‌دهنده ورودی کنترلی سیستم می‌باشد که از قانون کنترلی به‌دست خواهد آمد. در واقع ورودی کنترلی باید طوری اعمال گردد که لغزش طولی چرخ، رفتار مدل مرجع را دنبال کند تا ضمن جلوگیری از قفل شدن چرخ‌ها، مقدار بیشینه نیروی ترمزی نیز به چرخ‌ها اعمال گردد. در این مقاله به‌منظور در نظر گرفتن خواص اشباع چرخ از مدل چرخ داگوف استفاده شده است [54].

$$F_x = \frac{C_i \lambda}{1 - \lambda} f(S) \quad (8)$$

$$f(S) = \begin{cases} S(2 - S) & S < 1 \\ 1 & S > 1 \end{cases} \quad (9)$$

$$S = \frac{\mu F_z (1 - \varepsilon_r V \sqrt{\lambda^2 + \tan^2 \alpha}) (1 - \lambda)}{2 \sqrt{C_i^2 \lambda^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha}} \quad (10)$$

که در آن، C_i سختی طولی تایر، C_α سختی سرپیچ تایر، μ ضریب اصطکاک جاده، α زاویه لغزش و ε_r فاکتور کاهش چسبندگی جاده می‌باشد.

غیرخطی شدید در این سیستم و همچنین عدم قطعیت در پارامترهایی از قبیل جرم و ضریب اصطکاک بین سطح جاده و چرخ خودرو نیاز به طراحی یک کنترل‌کننده مقاوم برای این سیستم می‌باشد. در این زمینه کارهای متنوعی تا کنون انجام گرفته است. در مرجع [1] کنترل‌کننده مدل‌گزینی مرتبه کسری برای سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده است. در این مقاله نشان داده شده است که این کنترل‌کننده از مقاومت خوبی در مقابل عدم قطعیت در پارامترها برخوردار است. نتایج حاصل از طراحی کنترل‌کننده نیز با کنترل‌کننده‌های نوع P و PI مقایسه شده است. در مرجع [2] طراحی کنترل‌کننده مدل‌گزینی معمولی برای تنظیم لغزش خودرو در چرخ جلو و عقب خودرو موفقیت‌آمیز بوده است. همچنین در این مقاله کنترل‌کننده طراحی شده برای شرایط مختلف جاده‌ای (آسفالت خشک، مرطوب، برفی و...) مورد بررسی قرار گرفته است. در مرجع [3] یک مدل مرجع بهینه برای لغزش مطلوب خودرو در نظر گرفته شده است. همچنین با استفاده از یک الگوریتم کنترل غیرخطی، مدل مرجع برای یک چرخ خودرو به خوبی ردیابی شده است. نتایج حاصل از طراحی در شرایط مختلف جاده‌ای مورد بررسی قرار گرفته شده و عملکرد کنترل‌کننده مورد نظر با کنترل‌کننده مدل‌گزینی معمولی مقایسه شده است. در مرجع [4] کنترل‌کننده غیرخطی برای هر چهار چرخ خودرو در نظر گرفته شده است که از مقاومت خوبی در مقابل عدم قطعیت در پارامترها برخوردار است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عملکرد کنترل‌کننده با پارامترهای مختلف طراحی را نشان داده است. در مرجع [5] برای تخمین اصطکاک بین چرخ خودرو و سطح جاده از رویکرد مدل‌گزینی معمولی استفاده شده است. همچنین مقاومت کنترل‌کننده در شرایط مختلف جاده‌ای از آسفالت خشک تا برفی مورد بررسی قرار گرفته است. در مرجع [6] ترکیبی از کنترل‌کننده مدل‌گزینی معمولی و PID مورد استفاده قرار گرفته شده است که در مقابل عدم قطعیت در پارامترها بسیار مقاوم بوده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عملکرد بهتر طراحی نسبت به کنترل‌کننده مدل‌گزینی معمولی را نشان داده است. در مرجع [7] برای مقاومت بیشتر در مقابل عدم قطعیت در پارامترها از روش پس‌خور انتگرالی استفاده شده است. همچنین نتایج حاصل از این طراحی نسبت به کنترل‌کننده مدل‌گزینی معمولی مورد مقایسه قرار گرفته است. در مرجع [8] در سیستم ترمز ضد قفل از رویکرد فازی برای تخمین سرعت خودرو استفاده شده است و با توجه به آن طراحی کنترل‌کننده صورت گرفته است.

در این مقاله به‌منظور جلوگیری از لغزش خودرو و مقابله با عدم قطعیت در پارامترها، انواع کنترل‌کننده مدل‌گزینی برای سیستم طراحی شده است. همچنین یک ساختار جدید برای کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع با قابلیت جاذبه ترمینالی بالا ارائه گردیده است. مقدار بهینه پارامترهای طراحی در این مقاله با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات به‌دست آورده شده است.

در این مقاله در بخش دوم مدل سیستم ارائه گردیده است. سپس در بخش سوم انواع کنترل‌کننده‌های مدل‌گزینی طراحی شده است. در همین بخش ساختار جدید برای کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع ارائه شده است و پارامترهای طراحی از طریق الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات بدست آورده شده‌اند. در بخش چهارم شبیه‌سازی‌های مربوطه ارائه شده است. بخش پنجم و ششم نیز شامل نتیجه‌گیری و مراجع می‌باشد.

2- مدل‌سازی سیستم

2-1- توصیف مدل یک‌چهارم خودرو

محدوده‌ای قرار دارد که اگر لغزش چرخ خودرو در این محدوده قرار بگیرد بیشترین ضریب اصطکاک بین سطح جاده و چرخ خودرو فراهم می‌شود. مشخص است که هرچه مقدار ضریب اصطکاک افزایش پیدا کند، به همان اندازه لغزش کاهش پیدا خواهد کرد.

3- طراحی کنترل کننده

3-1- طراحی کنترل کننده مدل‌لغزشی معمولی

به علت وجود عدم قطعیت در پارامترها و همچنین عوامل غیرخطی شدید در مدل سیستم از کنترل کننده مدل‌لغزشی معمولی به منظور دستیابی به لغزش مطلوب و توقف خودرو در زمان محدود استفاده خواهد شد. برای طراحی این کنترل کننده با در نظر گرفتن خطای ردیابی به صورت رابطه (13)، یک سطح لغزشی خطی به صورت رابطه (14) در نظر می‌گیریم [13,12]:

$$e = \lambda - \lambda_d \quad (13)$$

$$s(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + \beta \right)^{n-1} e \quad (14)$$

که β یک ثابت مثبت می‌باشد. برای سیستم مرتبه اول $n = 1$ در نظر گرفته می‌شود. با ساده‌سازی و بازنویسی رابطه (7):

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= h(\lambda) + \left(\frac{R}{VJ} \right) T_b \\ h(\lambda) &= -\frac{1}{V} \left(\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{J} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

عدم قطعیت در جرم و ضریب اصطکاک وجود دارد که این دو پارامتر در تابع $h(\lambda)$ قرار دارند. با محاسبه مشتق اول سطح لغزشی نسبت به زمان و مساوی صفر قرار دادن آن به یک قانون کنترل معادل می‌رسیم:

$$\hat{T}_b = \frac{VJ}{R} (\dot{\lambda}_d - \hat{h}(\lambda)) \quad (16)$$

که $\hat{h}(\lambda)$ تخمینی از تابع $h(\lambda)$ می‌باشد که در آن عدم قطعیت در پارامترها لحاظ می‌شود. حال قانون کنترل اصلی را با اضافه کردن یک قانون کلیدزنی به کنترل معادل محاسبه می‌کنیم:

$$T_b = \hat{T}_b - k \operatorname{sgn}(s) \quad (17)$$

که k بهره کنترل کننده می‌باشد و با استفاده از پایداری لیاپانوف حاصل می‌شود:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \Rightarrow s \dot{s} \leq -\eta |s| \quad (18)$$

که η یک ثابت مثبت می‌باشد. با مشتق گرفتن از رابطه (14) و جایگذاری رابطه (17) در آن داریم:

$$s[h(\lambda) + \frac{R}{VJ}(\hat{T}_b - k \operatorname{sgn}(s)) - \dot{\lambda}_d] \leq -\eta |s| \quad (19)$$

که با استفاده از رابطه (16) و ساده‌سازی داریم:

$$s[h(\lambda) - \hat{h}(\lambda) - \left(\frac{R}{VJ} \right) k \operatorname{sgn}(s)] \leq -\eta |s| \quad (20)$$

که در آن بیشترین میزان عدم قطعیت به صورت رابطه (21) بیان می‌شود:

$$|h(\lambda) - \hat{h}(\lambda)| \leq H \quad (21)$$

در آخر بهره کنترل کننده نیز به صورت رابطه (22) بیان می‌شود:

$$k = \frac{VJ}{R} (H + \eta) \quad (22)$$

3-2- طراحی کنترل کننده مدل‌لغزشی ترمینال

در طراحی کنترل کننده مدل‌لغزشی ترمینال از یک سطح لغزشی غیرخطی به منظور همگرایی سیستم به نقاط تعادل در زمان محدودتر و با سرعت بیشتر استفاده می‌شود [14]. سطح لغزشی غیرخطی در این کنترل کننده بصورت رابطه (23) در نظر گرفته می‌شود [16,15]:

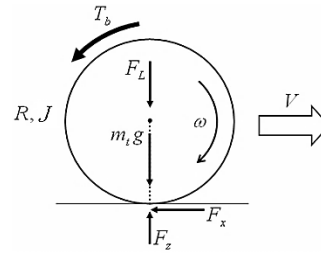


Fig. 1 The quarter car model

شکل 1 مدل یک‌چهارم خودرو

2-2- مدل مرجع لغزش

برای به دست آوردن مدل مرجع برای لغزش مطلوب نیازمند محاسبه ضریب اصطکاک برحسب ضریب لغزش جاده می‌باشیم:

$$\mu(\lambda) = C_1(1 - e^{-C_2 \lambda}) - C_3 \lambda \quad (11)$$

ضرایب فوق با توجه به شرایط مختلف جاده‌های (آسفالت خشک، مرطوب، برفی و ...) تغییر می‌کنند [11,10].

در "شکل 2" مشخص است که بیشترین ضریب اصطکاک در بازه‌ای اتفاق می‌افتد که لغزش بین 0.1 و 0.2 قرار داشته باشد. پس مدل مرجع برای لغزش مطلوب را به صورت رابطه (12) در نظر می‌گیریم:

$$\lambda_d = 0.15 - 0.15e^{-20t} \quad (12)$$

که در "شکل 3" نشان داده شده است. در رابطه (12) تابع نمایی که به عنوان لغزش مطلوب چرخ خودرو در نظر گرفته شده است از لحاظ اندازه در

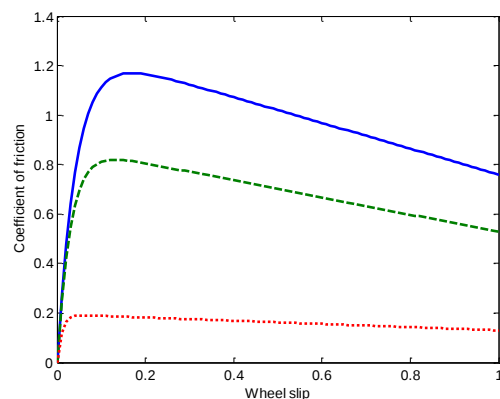


Fig. 2 Coefficient of friction, Dry (solid line), Wet (dashed line), Snow (dotted line)

شکل 2 ضریب اصطکاک، خشک (خط توپر)، مرطوب (خط چین)، برف (نقطه چین)

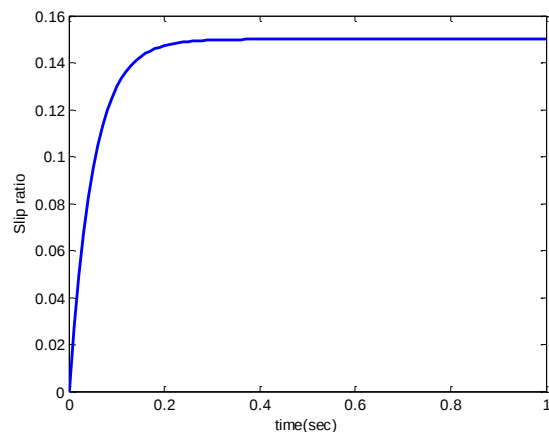


Fig. 3 Desired slip ratio

شکل 3 ضریب لغزش مطلوب

4-3- طراحی کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع با تابع

پیشنهادی

در این قسمت به معرفی تابعی پرداخته می‌شود که دارای جاذبه ترمینالی منحصر به فردی در نزدیکی نقاط تعادل می‌باشد.

$$f(\lambda) = -w(0.5 - \frac{1}{(1 + e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}}})}) \quad (33)$$

در این تابع چهار پارامتر w, a, p, q برای تنظیم جاذبه ترمینالی در نظر گرفته شده است. هر کدام از این ضرایب تاثیر منحصر به فردی در جاذبه ترمینالی از خود نشان می‌دهند. در ادامه به تاثیر این پارامترها در جاذبه ترمینالی پرداخته می‌شود. در "شکل 4" جاذبه ترمینالی این تابع به ازای مقادیر مختلف p و q مورد بررسی قرار داده شده است. مشخص است که نسبت این دو پارامتر هرچه به یک نزدیکتر باشد جاذبه ترمینالی بهتر است. در "شکل 5" تاثیر پارامتر a در جاذبه ترمینالی مورد بررسی قرار داده شده است. مشخص است که برای مقادیر کوچک این پارامتر، شیب منحنی بسیار آهسته می‌باشد. برای مقادیر بزرگتر از 4 گرچه شیب نمودار تند می‌باشد و جاذبه ترمینالی بیشتر می‌شود ولی افزایش مقدار شیب ناچیز می‌باشد. برای مقادیر خیلی بزرگ نیز این تابع همانند تابع علامت برخورد می‌کند که

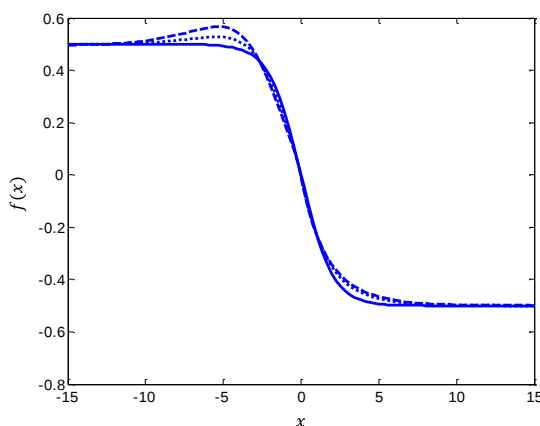


Fig. 4 The terminal attraction versus amounts of ratio of (p/q) , 0.75 (dashed line), 0.8 (dotted line), 0.99 (solid line)

شکل 4 جاذبه ترمینالی برحسب مقادیر نرخ (p/q) , 0.75 (خط چین)، 0.8 (نقطه چین)، 0.99 (خط توپر)

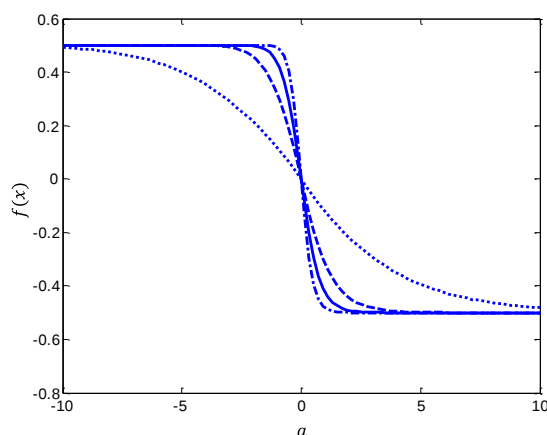


Fig. 5 The terminal attraction versus amounts of ratio of a , 0.5 (dotted line), 1.5 (dashed line), 2.5 (solid line), 4 (dash-dotted line)

شکل 5 جاذبه ترمینالی برحسب مقدار نرخ a , 0.5 (نقطه چین)، 1.5 (خط چین)، 2.5 (خط توپر)، 4 (نقطه خط چین)

$$s(x, t) = (\frac{d}{dt} + \lambda)^{n-1} e^{\frac{p}{q}} \quad (23)$$

p و q اعداد صحیح فرد مثبت می‌باشند به طوری که $p < q < 2p$ می‌باشد [18,17]. با قرار دادن $n = 1$ در رابطه (23) و در نظر گرفتن خطا به صورت $e = \lambda - \lambda_d$ ، سطح لغزشی و مشتق آن به صورت روابط (24) و (25) بیان می‌شوند:

$$s = (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}} \quad (24)$$

$$\dot{s} = \frac{p}{q} (\dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d) (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1} \quad (25)$$

که با مساوی صفر قرار دادن رابطه (25) کنترل معادل به صورت رابطه (16) حاصل می‌شود که با اضافه کردن قانون کلیدزنی به آن، قانون کنترل اصلی همانند رابطه (17) بیان می‌شود. با استفاده از پایداری لیپانوف و سطح لغزشی غیرخطی معرفی شده و با ساده‌سازی روابط، داریم:

$$s(\frac{p}{q} (\dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d) (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}) \leq -\eta |s|$$

$$s(h(\lambda) + (\frac{R}{VJ}) T_b - \dot{\lambda}_d) \leq -\eta (\frac{1}{\frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}}) |s| \quad (26)$$

با قرار دادن قانون کنترلی طبق رابطه (17) در معادله (26) نتایج رابطه (27) حاصل می‌شود:

$$s(h(\lambda) + (\frac{R}{VJ}) [\hat{T}_b - k \operatorname{sgn}(s)] - \dot{\lambda}_d) \leq -\eta (\frac{1}{\frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}}) |s|$$

$$s(h(\lambda) - \hat{h}(\lambda) - k (\frac{R}{VJ}) \operatorname{sgn}(s)) \leq -\eta (\frac{1}{\frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}}) |s| \quad (27)$$

با در نظر گرفتن بیشترین میزان عدم قطعیت به صورت رابطه (21)، بهره کنترل‌کننده به صورت رابطه (28) طراحی شده است:

$$k = \frac{VJ}{R} [F + \eta (\frac{1}{\frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}})] \quad (28)$$

3-3- طراحی کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع

مشکل اصلی در کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال، سرعت پایین همگرایی در نقاط دورتر از مبدا می‌باشد. جاذبه ترمینالی باعث افزایش سرعت همگرایی در محدوده نزدیکتر به مبدا می‌شود. برای حل این مشکل و افزایش سرعت همگرایی در نقاط دورتر از مبدا، کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع پیشنهاد شده است. در این کنترل‌کننده یک سطح لغزشی خطی با سطح لغزشی غیرخطی ترکیب شده و مشکل همگرایی در نقاط دورتر از مبدا را حل کرده است. سطح لغزشی مطابق رابطه (29) در نظر گرفته شده است [19]:

$$s(x, t) = e + e^{\frac{p}{q}} \quad (29)$$

مشتق سطح لغزشی به صورت رابطه (30) بیان می‌شود:

$$\dot{s} = (\dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d) (1 + \frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}) \quad (30)$$

قانون کنترل اصلی همانند رابطه (17) بیان می‌شود. با استفاده از پایداری لیپانوف که در رابطه (18) بیان شده است، رابطه (31) حاصل شده است:

$$s(h(\lambda) - \hat{h}(\lambda) - k (\frac{R}{VJ}) \operatorname{sgn}(s)) \leq -\eta (\frac{1}{1 + \frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}}) |s| \quad (31)$$

بهره کنترل‌کننده نیز به صورت رابطه (32) محاسبه شده است:

$$k = \frac{VJ}{R} [F + \eta (\frac{1}{1 + \frac{p}{q} (\lambda - \lambda_d)^{\frac{p}{q}-1}})] \quad (32)$$

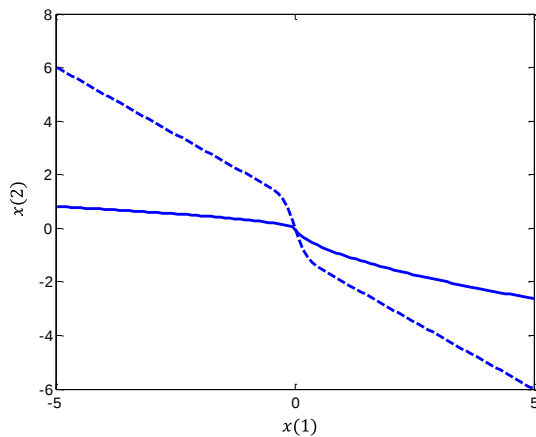


Fig.8 State trajectory of the TSMC (solid line) and proposed FTSMC (dashed line) in phase plane

شکل 8 مسیر حالت مدل‌گزینی ترمینال (خط توپر) و ترمینال سریع پیشنهادی (خط چین) در صفحه فاز

$$\dot{s} = (\dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d) \left(1 + \frac{wa \left(\frac{p}{q}\right) (\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}-1\right)} e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}}}{\left(1 + e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}}\right)^2} \right) \quad (36)$$

با صفر قرار دادن مشتق سطح لغزشی موردنظر، کنترل معادل به صورت رابطه (37) حاصل شده است.

$$\hat{T}_b = \frac{VJ}{R} (\dot{\lambda}_d - \hat{h}(\lambda)) \quad (37)$$

برای به دست آوردن گشتاور کنترل اصلی یک قانون کلیدزنی به رابطه (37) اضافه خواهد شد.

$$T_b = \hat{T}_b - k \operatorname{sgn}(s) \quad (38)$$

که k بهره کنترل کننده می باشد و با استفاده از پایداری لیاپانوف حاصل خواهد شد. سطح لغزشی در پایداری لیاپانوف به صورت رابطه (39) در نظر گرفته شده است.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \Rightarrow s \dot{s} \leq -\eta |s| \quad (39)$$

این شرط کاهش $|s|$ را در صورتی که حالات روی سطح لغزشی نباشند را تضمین می کند. ما به دنبال طراحی یک کنترل کننده می باشیم که شرط لغزشی (39) را برآورده نماید. در این صورت حالات در زمان محدود به سطح لغزشی خواهند رسید، بر روی آن باقی خواهند ماند و خطای ردیابی به صفر همگرا خواهد شد. با توجه به شرط لغزشی (39) و روابط (35) و (38)، رابطه (40) حاصل شده است.

$$\left(h(\lambda) + \left(\frac{R}{VJ} \right) T_b - \dot{\lambda}_d \right) \leq \frac{-\eta \operatorname{sgn}(s)}{\left(1 + \frac{wa \left(\frac{p}{q}\right) (\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}-1\right)} e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}}}{\left(1 + e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}}\right)^2} \right)} \quad (40)$$

با جایگذاری رابطه (38) در رابطه فوق، رابطه (41) حاصل شده است.

$$\begin{aligned} & \left(h(\lambda) - \hat{h}(\lambda) \right) - k \left(\frac{R}{VJ} \right) \operatorname{sgn}(s) \\ & \leq \frac{-\eta \operatorname{sgn}(s)}{\left(1 + \frac{wa \left(\frac{p}{q}\right) (\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}-1\right)} e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}}}{\left(1 + e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}}\right)^2} \right)} \end{aligned} \quad (41)$$

مناسب نیست و باعث ایجاد نوسان در خروجی می شود. مقدار پارامتر w نیز اندازه تابع را تغییر می دهد. در "شکل 6" تاثیر پارامتر w در اندازه تابع مشخص شده است. در "شکل 8" نیز وجود جاذبه ترمینالی در این تابع به ازای $(p/q)=0.9$ و $a=8$ و $w=10$ نشان داده شده است. در "شکل 8" مسیر حالت مدل‌گزینی ترمینال سریع و ترمینال معمولی در صفحه فاز نشان داده شده است.

با توجه به توصیفات که در این بخش ارائه گردیده شد، سطح لغزشی برای کنترل کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع با ساختار جدید به صورت رابطه (34) در نظر گرفته شده است.

$$s = (\lambda - \lambda_d) - w \left(0.5 - \frac{1}{\left(1 + e^{-a(\lambda - \lambda_d)^{\left(\frac{p}{q}\right)}} \right)} \right) \quad (34)$$

پایداری طرح کنترلی موردنظر با استفاده از پایداری لیاپانوف مورد بررسی قرار گرفته است. اگر معادلات حالت سیستم به صورت رابطه (35) بیان شده باشد، اثبات پایداری به شرح زیر می باشد.

$$\dot{\lambda} = h(\lambda) + \left(\frac{R}{VJ} \right) T_b \quad (35)$$

برای به دست آوردن کنترل معادل، مشتق سطح لغزشی به صورت رابطه (36) در نظر گرفته شده است.

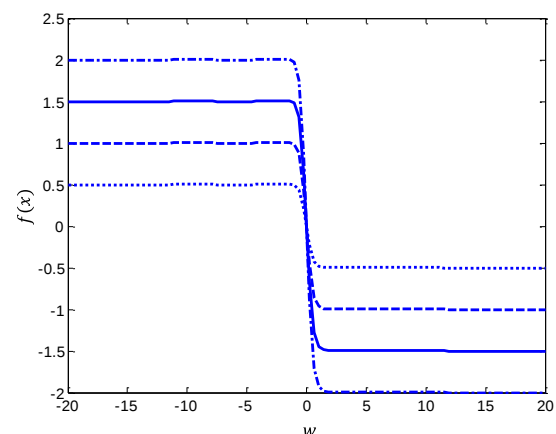


Fig. 6 The terminal attraction versus amounts of ratio of w , 0.5 (dotted line), 2 (dashed line), 3 (solid line), 4 (dash-dotted line)

شکل 6 جاذبه ترمینالی بر حسب مقدار نرخ w ، 0.5 (نقطه چین)، 1.5 (خط چین)، 2.5 (خط توپر)، 4 (نقطه خط چین)

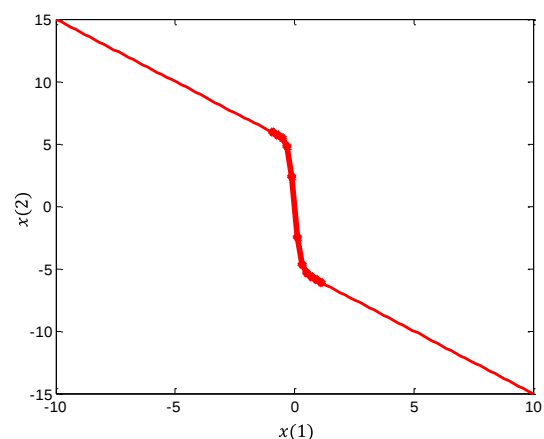


Fig.7 Terminal attraction

شکل 7 جاذبه ترمینالی

ذره می‌باشد. در این مقاله تابع هزینه را که به دنبال کمینه کردن آن می‌باشیم، انتگرال اندازه خطای ردیابی لغزش مطلوب در نظر گرفته‌ایم.

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (47)$$

پارامترهای بهینه‌سازی شده برای طراحی انواع کنترل‌کننده‌ها، با در نظر گرفتن اندازه جمعیت معادل 10، تعداد 500 تکرار و برای 40 بار اجرای برنامه در جدول 1 ارائه شده است. پارامتر η بیان‌کننده سرعت رسیدن به سطح لغزشی می‌باشد، بنابراین در کلیه کنترل‌کننده‌ها به یک اندازه تاثیر - گذار است. پس مقدار این پارامتر برای کلیه کنترل‌کننده‌های طراحی شده 0.9 در نظر گرفته شده است. دو پارامتر a و w نیز فقط در کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع پیشنهادی وجود دارند که آن‌ها نیز توسط الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات به بهترین شکل به‌دست آمده‌اند. محدوده انتخابی پارامترها به‌گونه‌ای است که $0.5 < p/q < 1$ ، $1 \leq a \leq 20$ و $1 \leq w \leq 20$ می‌باشد.

4- شبیه‌سازی

برای اعتبارسنجی عملکرد کنترل‌کننده طراحی شده بر روی سیستم ترمز ضد قفل، با استفاده از نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی‌های مربوطه انجام داده شده است. برای این منظور، 10 درصد عدم قطعیت برای جرم یک‌چهارم خودرو و همچنین 10 درصد عدم قطعیت برای ضریب اصطکاک بین سطح جاده و چرخ خودرو در نظر گرفته شده است. این میزان عدم قطعیت در اصطکاک بین سطح جاده و چرخ خودرو ناشی از شرایط مختلف جاده‌ای (آسفالت خشک، آسفالت مرطوب، آسفالت یخ زده و ...) می‌باشد. سرعت خودرو نیز 72km/h یا 20m/s در نظر گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی به‌صورت شکل‌های مختلف ارائه خواهد شد. همچنین برای شفاف‌سازی برخی از نتایج شبیه‌سازی به‌صورت جدول‌های مختلف ارائه شده است. مقادیر پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی به‌صورت جدول 2 در نظر گرفته شده است [7,3]. در ابتدا نتایج حاصل از طراحی کنترل‌کننده مدل‌گزینی ترمینال سریع با ساختار جدید ارائه شده است. در "شکل 9" سرعت طولی خودرو و سرعت دورانی چرخ خودرو نشان داده شده است. مشخص است که این دو پارامتر در یک محدوده قرار گرفته‌اند و با آهنگ ثابت و همواری به یکدیگر نزدیک شده‌اند. اگر در لحظه‌ای که سرعت دورانی چرخ خودرو صفر می‌شود، سرعت طولی خودرو ادامه پیدا کند و صفر نشود، خودرو سر خورده و دچار لغزش می‌شود. در "شکل 10" ردیابی لغزش مطلوب ارائه شده است. در این شکل مشخص است که ردیابی لغزش مطلوب به‌صورت قابل قبولی صورت گرفته است. این عمل باعث می‌شود که بیشترین ضریب اصطکاک بین سطح جاده و چرخ خودرو ایجاد شود که این امر برای حفظ خودرو در مقابل لغزش بسیار مطلوب می‌باشد. "شکل 11" خطای ردیابی مقدار مطلوب لغزش را نشان می‌دهد که این میزان خطا بسیار مطلوب می‌باشد و با گذشت زمان بسیار کوچک شده است. این میزان خطا نشان از عملکرد مطلوب کنترل‌کننده پیشنهادی دارد. در "شکل 12" نیز گشتاور ترمزی نشان داده شده است. این

جدول 1 پارامترهای بهینه

Table 1 The optimal parameters			
کنترل‌کننده	p/q	a	w
مدل‌گزینی ترمینال معمولی	0.85	-	-
مدل‌گزینی ترمینال سریع	0.87	-	-
مدل‌گزینی ترمینال سریع جدید	0.99	8	20

در رابطه فوق تابع $h(\lambda)$ دقیقاً معلوم نمی‌باشد ولی تخمین آن به‌صورت $\hat{h}(\lambda)$ و بیشترین میزان عدم قطعیت در پارامترها توسط تابع H مشخص شده است. با در نظر گرفتن بیشترین میزان عدم قطعیت به‌صورت رابطه (42)، بهره کنترل‌کننده به‌صورت رابطه (43) بیان شده است.

$$|h(\lambda) - \hat{h}(\lambda)| \leq H \quad (42)$$

$$k = \frac{VJ}{R} \left(H + \frac{\eta}{\left(1 + \frac{wa(\frac{p}{q})^{(\lambda-\lambda_d)(\frac{p}{q}-1)} e^{-a(\lambda-\lambda_d)(\frac{p}{q})}}{(1+e^{-a(\lambda-\lambda_d)(\frac{p}{q})})^2} \right)} \right) \quad (43)$$

3-5- قاعده کلیدزنی هموار

قاعده کنترل لغزشی در طول سطح لغزش $s(t)$ گسستگی دارد. از آنجایی که پیاده‌سازی کلیدزنی نمی‌تواند کامل باشد و در سیستم‌های کنترل دیجیتال می‌باید از سیگنال‌ها نمونه‌برداری کنیم، این امر باعث ایجاد نوسان در فاز رسیدن به سطح لغزشی می‌باشد. این نوسان به‌دلیل این که می‌تواند دینامیک فرکانس بالایی ایجاد نماید، مطلوب نمی‌باشد. یک راه جلوگیری از نوسان ایجاد یک لایه مرزی نازک در همسایگی سطح لغزشی توسط تابع اشباع به‌صورت رابطه (44) می‌باشد، به‌طوری که کنترل به‌طور پیوسته در میان این لایه مرزی تغییر نماید [20]:

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\varphi}\right) = \begin{cases} -1 & , \quad \frac{s}{\varphi} \leq -1 \\ \frac{s}{\varphi} & , \quad -1 < \frac{s}{\varphi} \leq 1 \\ 1 & , \quad \frac{s}{\varphi} > 1 \end{cases} \quad (44)$$

که φ نشان دهنده ضخامت لایه مرزی می‌باشد. یعنی اگر $|s/\varphi| > 1$ باشد، آنگاه $\text{sat}(s/\varphi) = \text{sgn}(s)$ بوده و برقراری شرط لغزشی (18) در خارج از لایه مرزی تضمین خواهد شد.

3-6- بهینه‌سازی پارامترها

در این مقاله بمنظور انتخاب بهینه‌ترین پارامترها برای طراحی کنترل‌کننده‌ها از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات استفاده شده است. الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات یک روش بهینه‌سازی فرا ابتکاری بر مبنای هوش اجتماعی است. این روش برای حل مسائل بهینه‌سازی پیچیده بر مبنای تابع هزینه مشخص بسیار مناسب است. در الگوریتم ازدحام ذرات، تعدادی از موجودات وجود دارند که آن‌ها را ذره می‌نامیم و در فضای جستجو پخش شده‌اند. هر ذره مقدار تابع هدف را در موقعیتی از فضا که در آن قرار گرفته است، محاسبه می‌کند. سپس با استفاده از ترکیب اطلاعات محل فعلی‌اش و بهترین محلی که قبلاً در آن بوده است و همچنین اطلاعات یک یا چند ذره از بهترین ذرات موجود در جمع، جهتی را برای حرکت خود انتخاب می‌کند. پس از انجام حرکت جمعی، یک مرحله از الگوریتم به پایان می‌رسد. این مراحل چندین بار تکرار می‌شوند تا آن که بهینه‌ترین پاسخ به‌دست آید. معادلات توصیف کننده رفتار ذرات در این الگوریتم به صورت روابط (45) و (46) بیان شده است [21].

$$V_i(t+1) = WV_i(t) + r_1 c_1 (P_i(t) - X_i(t)) + \quad (45)$$

$$r_2 c_2 (g(t) - X_i(t)) \quad (46)$$

که در روابط فوق V_i سرعت ذره، W ضریب اینرسی، r_1 و r_2 اعدادی تصادفی با توزیع یکنواخت، c_1 ضریب یادگیری شخصی، c_2 ضریب یادگیری جمعی، P_i بهترین خاطره شخصی، g بهترین خاطره جمعی و X_i موقعیت

جدول 2 پارامترهای شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار	واحد
شعاع چرخ R	0.326	m
ممان اینرسی چرخ J	1.7	kgm ²
جرم چرخ m_w	40	kg
یک‌چهارم جرم فنربندی $\frac{1}{4}m_{vs}$	415	kg
ارتفاع از مرکز گرانش خودرو h_{cg}	0.5	m
فاصله محور عقب تا جلو l	2.5	m
سختی طولی چرخ c_i	50000	N/rad
سختی سر پیچ چرخ c_α	30000	N/(unit slip)
بار قائم F_z	6000	N
فاکتور کاهش چسبندگی ε_r	0.015	
زاویه لغزش α	0	

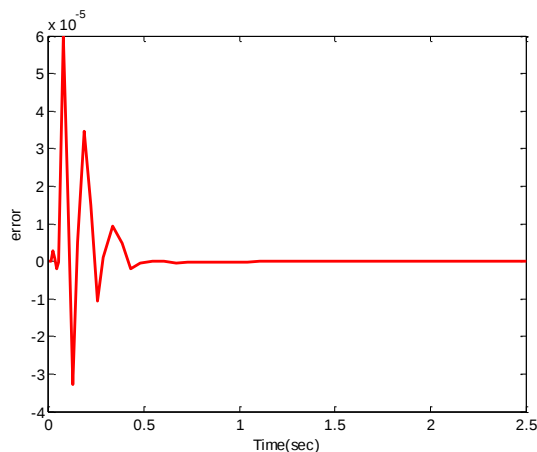


Fig. 11 Wheel slip tracking error

شکل 11 خطای ردیابی لغزش چرخ

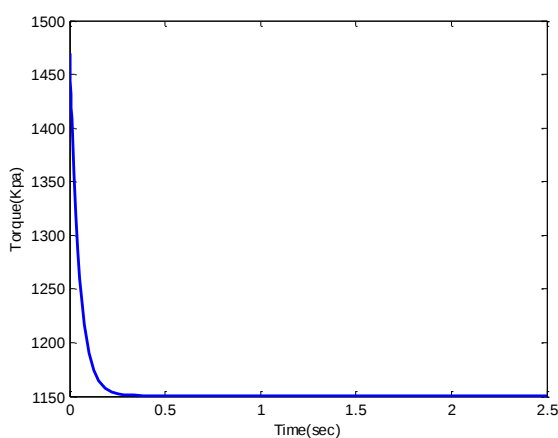


Fig. 12 Braking pressure

شکل 12 فشار ترمز

دو کنترل‌کننده دیگر بسیار کمتر و مناسب‌تر می‌باشد. در "شکل 15" نیز گشتاور ترمزی با یکدیگر مقایسه شده است. به دلیل انتخاب سطح لغزشی متفاوت در کنترل‌کننده‌ها، عملکرد کنترل‌کننده‌ها با یکدیگر متفاوت شده است. سطح لغزشی در کنترل‌کننده مدل‌لغزشی ترمینال به گونه‌ای است که در

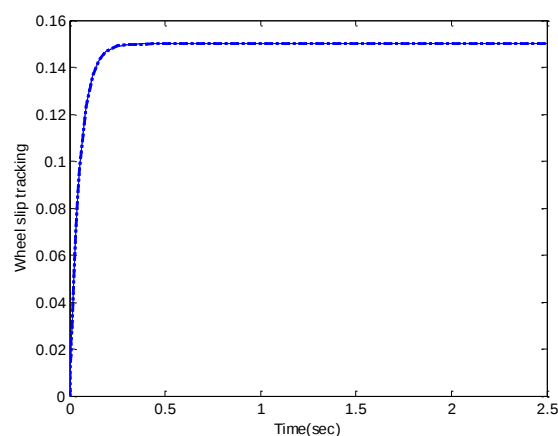


Fig. 13 Wheel slip tracking, Desired (solid line), TSMC (dashed line), FTSMC (dash-dotted line), newFTSMC (dotted line)

شکل 13 ردیابی لغزش چرخ، لغزش مطلوب (خط توپر)، TSMC (خط چین)، FTSMC (نقطه خط چین)، newFTSMC (نقطه چین)

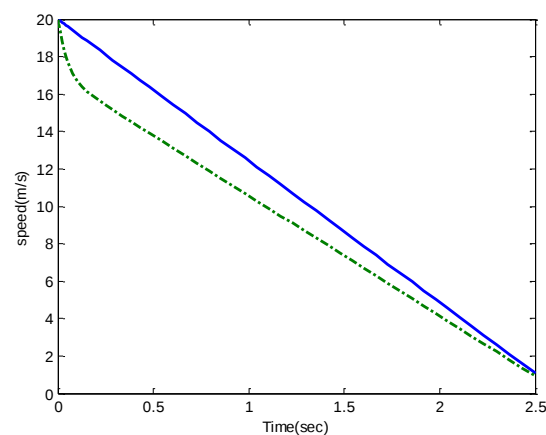
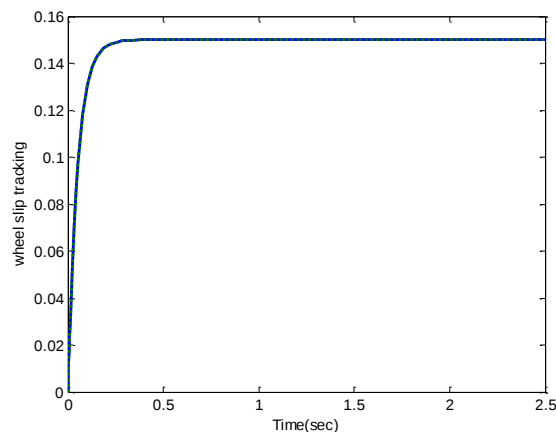
Fig. 9 Wheel and vehicle speed, V (solid line), R_w (dashed line)شکل 9 سرعت خودرو و چرخ، V (خط توپر)، R_w (خط چین)

Fig. 10 Wheel slip tracking, Desired (solid line), Wheel slip (dotted line)

شکل 10 ردیابی لغزش چرخ، لغزش مطلوب (خط توپر)، لغزش چرخ (خط چین)

گشتاور بسیار هموار و مناسب می‌باشد. در این شکل اثر نامطلوب پدیده نوسان بسیار کم و ناچیز می‌باشد.

در این قسمت نتایج حاصل از طراحی‌های مختلف با یکدیگر مقایسه شده است. در "شکل 13" ردیابی لغزش مطلوب مقایسه شده است. "شکل 14" خطای ردیابی لغزش مطلوب را در کنترل‌کننده‌های مختلف نشان داده است. در این شکل میزان خطای ردیابی در کنترل‌کننده پیشنهادی نسبت به

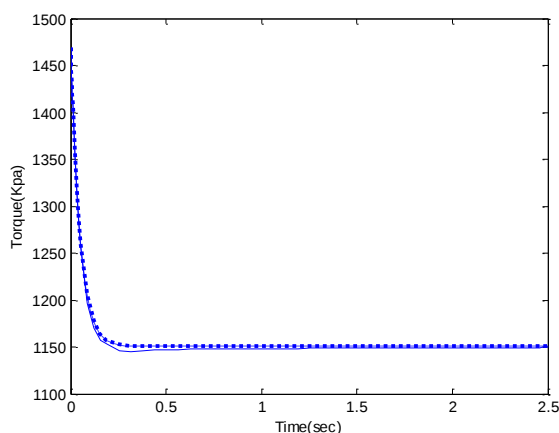


Fig. 15 Braking pressure, TSMC (solid line), FTSMC (dashed line), newFTSMC (dotted line)

شکل 15 فشار ترمزی، TSMC (خط توپر)، FTSMC (خط چین)، newFTSMC (نقطه چین)

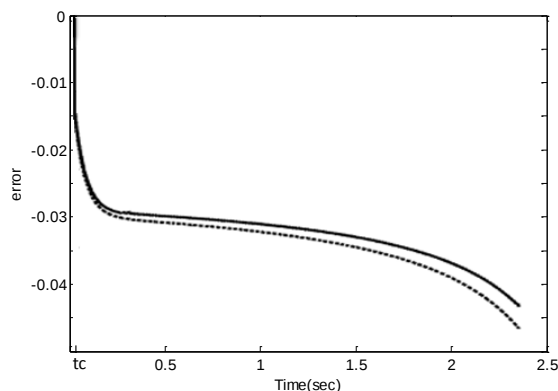


Fig. 16 error in [4], present study (solid line), sliding mode (dotted line)
شکل 16 خطا در [4]، مطالعه حاضر (خط توپر)، مدل‌گزشی (نقطه چین)

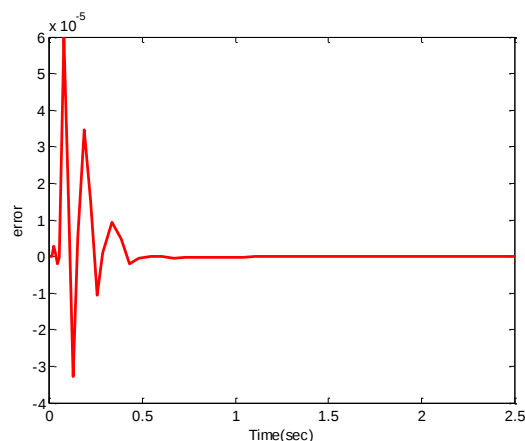


Fig. 17 error in newFTSMC

شکل 17 خطا در مدل‌گزشی ترمینال سریع جدید

نتایج حاصل از شبیه‌سازی و مقایسه، عملکرد بهتر کنترل‌کننده مدل‌گزشی ترمینال سریع با ساختار جدید را نسبت به انواع مرسوم دیگر بیان نمود.

6- مراجع

- [1] Y. Tang, X. Zhang, D. Zhang, G. Zhao, X. Guan, Fractional order sliding mode controller design for antilock braking system, *Neurocomputing*, Vol. 111, No. 1, pp. 122-130, 2013.

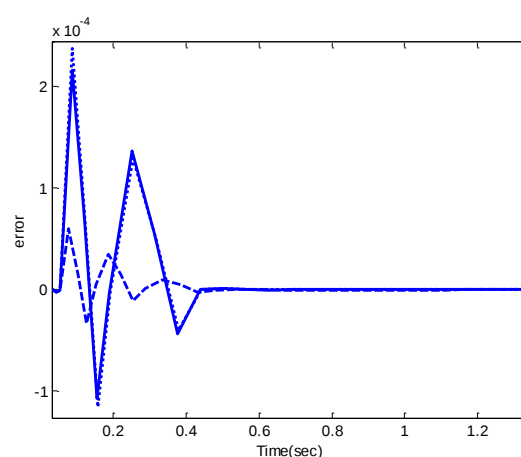


Fig. 14 Wheel slip tracking error, TSMC (dotted line), FTSMC (solid line), newFTSMC (dashed line)

شکل 14 خطای ردیابی لغزش چرخ، TSMC (نقطه چین)، FTSMC (خط توپر)، newFTSMC (خط چین)

نزدیکی نقطه تعادل سرعت همگرایی بالا می‌باشد ولی در نقاط دور از مبدا این گونه نیست. در مدل‌گزشی ترمینال سریع سطح لغزشی هم در نقاط نزدیک به مبدا و هم در نقاط دورتر از مبدا دارای سرعت همگرایی بالایی می‌باشد. در کنترل‌کننده پیشنهادی نیز با توجه به جاذبه ترمینالی ایجاد شده، سرعت همگرایی در نقاط نزدیک به مبدا بسیار بالا می‌باشد. در این سه شکل نشان داده شده است که طراحی کنترل‌کننده با ساختار جدید عملکرد بهتری را از خود برای کنترل این سیستم نشان داده است.

در جدول 3 به مقایسه پارامتر انتگرال اندازه خطای سه کنترل‌کننده مدل‌گزشی ترمینال، مدل‌گزشی ترمینال سریع و مدل‌گزشی ترمینال سریع پیشنهادی پرداخته شده است.

در این قسمت نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقالات دیگری که در این سطح انجام شده‌اند مقایسه شده است. برای این منظور خطای ردیابی در مقالات مختلف در شرایط یکسان به تصویر کشیده شده است. در "شکل 16" خطای ردیابی در مرجع [4] نشان داده شده است. برای این که مقایسه در شرایط یکسان انجام شود کلیه پارامترها و عدم قطعیت‌ها در سیستم یکسان در نظر گرفته شده است. در این شکل با گذشت زمان مقدار خطا برای هر دو کنترل‌کننده طراحی شده رو به افزایش می‌باشد. ولی در کنترل‌کننده پیشنهادی طراحی شده در این مقاله با گذشت زمان میزان خطا به مقدار صفر نزدیک‌تر شده است. "شکل 17" خطای ردیابی در کنترل‌کننده مدل‌گزشی ترمینال سریع که در این مقاله طراحی شده است را نشان می‌دهد.

5- نتیجه‌گیری

در این مقاله به طراحی و بررسی کامل انواع کنترل‌کننده‌های مدل‌گزشی برای سیستم ترمز ضدقفل پرداخته شد. همچنین یک ساختار جدید با قابلیت جاذبه ترمینالی بالا برای کنترل‌کننده مدل‌گزشی ترمینال سریع ارائه گردید. در این مقاله به منظور دستیابی به کمترین میزان اندازه خطا، کلیه پارامترهای طراحی با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات به‌دست آورده شد.

جدول 3 مقایسه سه کنترل‌کننده

Table 3 Comparison of three controllers

پارامتر	TSMC	FTSMC	newFTSMC
انتگرال اندازه خطا	0.00065	0.00063	0.00019

- 181-195, 2012.
- [12] M. Wu, M. Shih, Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding-mode pwm control, *Mechatronics*, Vol. 13, No. 4, pp. 331-351, 2003.
- [13] E. Kayanacan, Y. Ozin, O. Kaynak, A grey system modeling approach for sliding mode control of antilock braking systems, *The IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 8, pp. 3244-3252, 2009.
- [14] S. Hasanpour, A. Baghrmian, H. Mojjallali, Fast terminal sliding mode controller design with a new structure for DC-DC buck converter, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 112-120, 2016. (in Persian فارسی)
- [15] Z. Zhu, Y. Yan, Space-based line-of-sight tracking control of GEO target using nonsingular terminal sliding mode, *Advance in Space Research*, Vol. 54, No. 6, 1064-1076, 2014.
- [16] J. Yang, S. Li, J. Su, X. Yu, Continuous nonsingular terminal sliding mode control for systems with mismatched disturbances, *Automatica*, Vol. 49, No. 7, pp. 2287-2291, 2013.
- [17] Y. Feng, X. Yu, F. Han. On nonsingular terminal sliding-mode control of nonlinear systems, *Automatica*, Vol. 49, No. 6, pp. 1715-1722, 2013.
- [18] S. Mondal, C. Mahanta, Adaptive second order terminal sliding mode controller for robotic manipulators, *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 351, No. 4, pp. 2356-1377, 2014.
- [19] H. Komurcugil, Fast terminal sliding mode control for single-phase UPS inverters, *The IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Gdansk, Poland, pp. 277-282, 2011.
- [20] L. Wang, *A Course In Fuzzy Systems and Control*, 1st Edition, pp. 308-309, (Translated by M. Teshneh lab, N. Saffarpour, D. Afyouni), Khaje Nasireddin Toosi University Press, 2012.
- [21] J. Kennedy, R. Eberhart, Particle swarm optimization, *The IEEE International Conference on Neural Networks*, Washington-DC, USA, Vol. 4, pp. 1942-1948, 1995.
- [2] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, M. Sadeghi, Designing a sliding mode controller for slip control of anti-lock brake systems, *Transportation Research Part C*, Vol. 16, No. 6, pp. 731-741, 2008.
- [3] M. Mirzaei, H. Mirzaeinejad, Optimal design of a non-linear controller for anti-lock braking system, *Transportation Research Part C*, Vol. 24, No. 1, pp. 19-35, 2012.
- [4] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, Optimization of nonlinear control strategy for anti-lock braking system with improvement of vehicle directional stability on slip- μ roads, *Transportation Research Part C*, Vol. 46, No. 1, pp. 1-15, 2014.
- [5] N. Patra, K. Datta, Observer based road_tire friction estimation for slip control of braking system, *International Conference on Modelling, Optimisation and Computing*, TamilNadu, India, pp. 1566-1574, 2012.
- [6] N. Patra, K. Datta, Sliding mode controller for wheel-slip control of anti-lock braking system, *the IEEE International Conference on Advanced Communication Control and Computing Technologies*, pp. 385-391, 2012.
- [7] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems, *Control Engineering Practice*, Vol. 18, No. 8, pp. 918-926, 2010.
- [8] H. Du, W. Li, Y. Zhang, Tracking control of wheel slip ratio with velocity estimation for vehicle anti-lock braking system, *the IEEE 27 th Chinese Control and Decision Conference*, Qingdao, China, pp. 1900-1905, 2015.
- [9] M. Mirzaei, H. Mirzaeinejad, S. Vahidi, D. Heidari, M. J. Khosrowjerdi, Nonlinear control and estimation of tire longitudinal slip for using in anti-lock braking system, *Journal of Control*, Vol. 5, No. 4, pp. 31-42, 2012. (in Persian فارسی)
- [10] E. J. Park, D. Stoikov, L. Falcao da Luz, A. Suleman, A performance evaluation of an automotive magnetorheological brake design with a sliding mode controller, *Mechatronics*, Vol. 16, No. 7, pp. 405-416, 2006.
- [11] R. Bhandri, S. Patil, R. K. Singh, Surface prediction and control algorithms for anti-lock brake system, *Transportation Research Part C*, Vol. 21, No. 1,