

# تخمین مقدار لغزش طولی مطلوب سیستم ترمز ضدقفل با استفاده از الگوریتم جستجوی اکستریم و روش فازی

کارشناسی ارشد، بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران، deylaghian889@gmail.com  
 دانشیار، بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران، h\_mirzaeinejad@uk.ac.ir

**سمیرا دیلاغان**  
**حسین میرزائی نژاد\***

## چکیده

سیستم ترمز ضدقفل (ABS) خودرو با تنظیم ضریب لغزش طولی در مقدار بهینه‌اش، نیروی طولی تایر را در بیشترین مقدار خود قرار می‌دهد. بدین ترتیب گشتاور ترمزی مناسب به خودرو اعمال شده و علاوه بر جلوگیری از قفل شدن چرخ‌ها، فاصله توقف خودرو نیز کاهش خواهد یافت. به دلیل وجود عوامل نامعین و با توجه به شرایط جاده، مقدار نیروی طولی بیشینه تایر متغیر است، به همین دلیل استفاده از یک مقدار ثابت برای لغزش طولی مطلوب مناسب نیست. برای حل این مشکل در این مقاله مقدار لغزش طولی مطلوب در هر لحظه با توجه به شرایط جاده و با استفاده از الگوریتم جستجوی اکستریم مبتنی بر مد لغزشی در ترکیب با روش فازی برای بیشینه شدن نیروی طولی تایر استفاده می‌شود. سپس کنترل کننده پیش‌بین غیرخطی، با تنظیم مقدار لغزش طولی در مقدار مطلوب محاسبه شده، مقدار گشتاور ترمزی مناسب را در هر لحظه پیدا می‌کند. شبیه‌سازی بر روی مدل غیرخطی خودرو انجام گرفته و نتایج این شبیه‌سازی عملکرد مناسب سیستم کنترلی طراحی شده و تاثیر استفاده از لغزش طولی مطلوب به صورت لحظه‌ای در کاهش فاصله توقف را نشان می‌دهد.

**واژه‌های کلیدی:** الگوریتم جستجوی اکستریم، روش فازی، سیستم ترمز ضدقفل، کنترل پیش‌بین، لغزش طولی، فاصله توقف.

## Optimum Longitudinal Wheel Slip Estimation of Anti-lock Braking System Using Extremum Seeking Algorithm and Fuzzy Method

**S. Deylaghian**  
**H. Mirzaeinejad**

Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University, Kerman, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University, Kerman, Iran

### Abstract

The anti-lock braking system (ABS) adjusts the longitudinal force of the tire by setting the coefficient of longitudinal slip of the car in its optimum value. This applies the proper braking torque to the car and in addition to reducing the car's stopping distance, prevents the wheels from locking. Due to the uncertainty and road conditions, the maximum length of the tire varies, so it is not appropriate to use a fixed value for the desired longitudinal slip. To solve this problem, in this paper, the desired longitudinal slip value is obtained at any moment using the sliding mode-based extremum seeking algorithm in combination with fuzzy method according to the road conditions to maximize the tire's braking force. Then the nonlinear prediction-based controller finds the right amount of braking torque at any moment by adjusting the longitudinal slip in the calculated desired value. The simulation is performed on a nonlinear vehicle model and the results of this simulation show the proper performance of the controller and the effect of using the desired instantaneous longitudinal slip to reduce the stopping distance.

**Keywords:** Extremum seeking algorithm, Fuzzy logic, Anti-lock braking system, Prediction control, Longitudinal wheel slip, stopping distance.

طولی تایر، رفتار غیرخطی نیروی تایر شروع شده و مقدار آن به اشباع رسیده و در ادامه کاهش می‌یابد. از طرفی درجات آزادی صرفه نظر شده در مدل‌سازی، تغییر پارامترهای خودرو از قبیل جرم، ضریب اصطکاک و ... به عنوان عوامل نامعین موجود می‌باشند [۱]. در اکثر کارهای انجام شده لغزش طولی مطلوب مقداری ثابت در نظر گرفته شده است [۳-۱] و کنترل کننده طراحی شده این مقدار ثابت را ردیابی می‌کند. اما از آنجایی که نیروی طولی تایر با توجه به شرایط جاده متغیر است، این فرض دارای خطای زیادی بوده و نمی‌تواند کمترین فاصله توقف را ایجاد کند. برای محاسبه بیشینه نیروی طولی و پیدا کردن لغزش طولی مطلوب بایستی در هر لحظه به اطلاعات ضریب اصطکاک بین تایر و جاده دسترسی داشت. این در حالی است که در حالت کلی اندازه‌گیری پارامتر ضریب اصطکاک توسط حسگر مقرون به صرفه نمی‌باشد و بایستی تخمین زده شود [۵،۴]. بنابراین استفاده از روشی که بتوان بدون نیاز به اطلاع از ضریب اصطکاک مقدار لغزش طولی مطلوب را محاسبه کرد از اهمیت زیادی برخوردار است. یکی از

### ۱- مقدمه

سیستم ترمز ضد قفل<sup>۱</sup> (ABS) موجب افزایش ایمنی خودرو و سرنشینان آن تحت شرایط ترمزگیری شدید می‌شود. این سیستم برای اعمال گشتاور ترمزی مناسب، لغزش طولی چرخ‌های خودرو را در مقدار بهینه خود تنظیم می‌کند که باعث حداکثر شدن نیروی طولی می‌شود. با حفظ شدن مقدار لغزش در مقدار بهینه خود، نیروی جانبی تایر نیز به صورت غیرمستقیم در مقدار مناسبش حفظ می‌شود. بدین ترتیب علاوه بر جلوگیری از قفل شدن چرخ‌ها و کاهش فاصله توقف، پایداری و فرمان‌پذیری خودرو نیز حفظ می‌شود. ویژگی‌های غیرخطی دینامیک خودرو به ویژه خاصیت اشباع نیروهای تایر و همچنین وجود عوامل نامعین از جمله موارد فوق‌العاده با اهمیت در طراحی کنترل کننده سیستم ترمز ضدقفل می‌باشند. با افزایش مقدار لغزش

<sup>1</sup> Antilock braking system

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: h\_mirzaeinejad@uk.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۱/۰۲/۰۹

تاریخ پذیرش: ۰۱/۰۹/۰۷

روش‌های مناسب برای پیدا کردن لغزش طولی مطلوب در هر لحظه، روش الگوریتم جستجوی اکستریم<sup>۱</sup> (ESA) می‌باشد. الگوریتم جستجوی اکستریم مبتنی بر کنترل مد لغزشی<sup>۲</sup> (SMC) یکی از قوی‌ترین الگوریتم‌هایی است که می‌تواند بیشترین یا کمترین مقدار یک تابع از یک سیستم غیرخطی را بدون داشتن دانش اولیه در مورد آن تابع پیدا کند. در واقع با استفاده از این الگوریتم مقدار لغزش طولی مطلوب به صورت لحظه‌ای به گونه‌ای محاسبه می‌شود که نیروی طولی تایلر در هر لحظه در بیشترین مقدار خود قرار گیرد [۶].

تاکنون تحقیقات زیادی در این زمینه با استفاده از روش‌های مختلف کنترلی به انجام رسیده که در ادامه به طور مختصر به برخی از آن‌ها اشاره خواهد شد. در مرجع [۷] برای حداکثر کردن نیروی کششی بین تایلر و جاده از یک رؤیت‌گر نیروی اصطکاک و یک کنترل‌کننده مد لغزشی استفاده شده که در آن یک مسئله جستجوی اکستریم در یک شرایط بسیار نامشخص فرموله شده است. همچنین نیروی اصطکاک به عنوان خروجی سیستم دینامیکی در نظر گرفته شده که شامل معادلات حرکت مکانیکی و معادلات مدار هیدرولیک است. در [۸] یک طراحی مبتنی بر رؤیت‌گر غیرخطی برای کنترل کشش خودرو شرح داده شده است که در تأمین ایمنی و دستیابی به حرکت طولی مطلوب خودرو اهمیت دارد. برای این کار یک کنترل‌کننده مد لغزشی برای حفظ لغزش چرخ در مقدار معین طراحی شده که رؤیت‌گر غیرخطی سرعت وسیله نقلیه را از خروجی سیستم تخمین می‌زد. همچنین در تحقیقی دیگر از یک کنترل‌کننده تنظیم‌کننده برای ایجاد تعادل در سیستم حلقه بسته استفاده شده است. در این کنترل‌کننده از یک روش بهینه‌سازی مدل‌لغزشی برای انطباق پارامترها در مدت زمان کوتاه‌تر استفاده شده تا عملکرد سیستم افزایش یابد [۹]. در مرجع [۱۰]، یک سیستم کنترل ترکیبی از کنترل‌کننده ایده‌آل و یک کنترل‌کننده جبرانی با یک رؤیت‌گر شبکه عصبی برای سیستم‌های ترمز ضدقفل توسعه داده شده است. کنترل‌کننده ایده‌آل، کنترل‌کننده اصلی است که شامل یک رؤیت‌گر نامعین شبکه عصبی است و کنترل‌کننده جبرانی، جبران‌کننده تفاوت بین نامعینی سیستم و نامعینی تخمین زده شده است. در [۲]، یک کنترل‌کننده مد لغزشی برای کنترل لغزش چرخ بر اساس مدل خودروی دو محوره طراحی شده است. این کنترل‌کننده طراحی شده با استفاده از سطح سوئیچینگ یکپارچه اثرات پدیده نوسانات ناخواسته<sup>۳</sup> را کاهش داد. در [۱۱]، نیز یک کنترل‌کننده پیش‌بین برای ترمزگیری بهینه‌ی یک وسیله نقلیه جاده‌ای پیشنهاد داده شده که بر روی رفتار دینامیکی زاویه‌ای چرخ متمرکز است. از دیگر کارهای انجام شده در این زمینه می‌توان به طراحی یک قانون کنترل گشتاور ترمز مبتنی بر بهینه‌سازی با استفاده از پیش‌بینی پاسخ لغزش چرخ از یک مدل خودروی غیرخطی، برای ترمز ضدقفل اشاره کرد [۱]. در اینجا برای افزایش قدرت کنترل‌کننده، روش بازخورد انتگرال به روش طراحی اضافه شده است و خطای ردیابی لغزش چرخ توسط کنترل‌کننده پیشنهادی به طور چشم‌گیری کاهش یافته است. همچنین یک

الگوریتم جستجوی اکستریم برای نگه‌داشتن منحنی نیرو-لغزش طولی در نقطه بیشینه آن و افزایش نیروی جانبی برای بهبود پایداری خودرو ارائه شده [۱۲] که در آن نسبت لغزش مطلوب بین لنت تایلر و جاده بدون نیاز به تخمین شرایط اصطکاک جاده به صورت آنلاین جستجو شده است. در تحقیقی دیگر، یک الگوریتم کنترل خود بهینه‌ساز مبتنی بر الگوریتم جستجوی اکستریم برای کنترل سیستم‌های نامعین توسعه داده شده است [۱۳]. همچنین یک کنترل‌کننده لغزش چرخ برای وسایل نقلیه الکتریکی با موتور محرکه مجهز به سیستم‌های ترمز ضدقفل هیدرولیکی و ترمز احیاکننده در [۱۴] طراحی شده است. در این کنترل‌کننده ترکیب کنترل پیش‌بین بهینه و نظریه لیاپانوف مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین یک استراتژی توزیع گشتاور ترمز جدید نیز برای دستیابی به تنظیم هموار فشار هیدرولیک ارائه شده است. برای یک مدل آزمایشگاهی ABS نیز، یک کنترل‌کننده مد لغزشی فازی و سازگار با ترکیب منطق فازی و کنترل‌کننده مد لغزشی [۱۵] پیشنهاد شده است. از روش فازی هم برای پیدا کردن فاکتور وزن در ورودی قانون کنترل بهینه در سیستم ترمز و فرمان استفاده شده است [۱۶]. این منطق با استفاده از شاخص پایدار به دست آمده توسط تجزیه و تحلیل صفحه فاز مدل غیرخطی خودرو تعریف شده، بنابراین کنترل‌کننده پیشنهادی برای شرایط مختلف رانندگی تنظیم شده است. در [۱۷] یک کنترل‌کننده پیش‌بین برای ترمز ضدقفل طراحی شده که پایداری سیستم را در برابر عدم قطعیت تضمین می‌کند. برای این کار ابتدا یک قانون کنترل بهینه در مرحله اول برای ABS با استفاده از روش پیش‌بین غیرخطی طراحی شده و سپس عوامل نامعین ناشناخته با استفاده از یک شبکه عصبی به طور تطبیقی تقریب زده شدند. در سال‌های اخیر نیز کارهایی مبنی بر روش مد لغزشی و فازی انجام شده است. در مرجع [۱۸] یک کنترل‌کننده مد لغزشی با استفاده از الگوریتم فازی برای تنظیم ضریب لغزش در هنگام شتاب‌گیری طراحی شده است که از لغزش چرخ‌ها جلوگیری می‌کند. از کنترل‌کننده مد لغزشی به تنهایی در سیستم ترمز پنوماتیک و برای کنترل لغزش تایلر نیز استفاده شده است [۱۹]. همچنین در مرجع [۲۰] از روش فازی برای تخمین ضریب چسبندگی سطح جاده استفاده شده است تا بتوان با تشخیص سطح جاده، مقدار مطلوب لغزش طولی را پیدا کرد. در مرجع [۲۱] برای سطوح مختلف جاده محدوده‌ای برای مقدار لغزش مطلوب در نظر گرفته شد و کنترل‌کننده‌ای طراحی شد تا مقدار لغزش طولی را در آن محدوده‌ها با توجه به سطح جاده ردیابی کند.

همان طور که قبلاً اشاره شد، در بسیاری از کارهای انجام شده برای طراحی سیستم ترمز ضدقفل، مقدار لغزش طولی مطلوب ثابت [۲-۱] در نظر گرفته شده است. از طرفی دیگر در مواردی که سیستم کنترلی در ترکیب با الگوریتم جستجوی اکستریم طراحی شده است، ضرایب استفاده شده در الگوریتم ذکر شده معمولاً ثابت [۹] در نظر گرفته شده‌اند. این در حالی است که با نزدیک شدن به مقدار بیشینه تابع، بهتر است که ضرایب استفاده شده در الگوریتم کاهش یابد تا هم شرط پایداری برقرار باشد و هم مقدار مطلوب لغزش طولی سریع‌تر پیدا شود. بنابراین در این مقاله سعی شده است که برای بهبود و تسریع الگوریتم، ضرایب موجود در الگوریتم با استفاده از روش فازی محاسبه شود. سپس کنترل‌کننده مناسب باید این لغزش طولی مطلوب به دست

<sup>۱</sup> Extremum-seeking algorithm

<sup>۲</sup> Sliding mode control

<sup>۳</sup> Chattering

با توجه به شکل ۱ معادلات دینامیکی غیرخطی حاکم برای مدل خودرو با چهار درجه آزادی با استفاده از قانون دوم نیوتن به صورت زیر استخراج می‌شوند:

$$\dot{V} = \frac{(F_{xf} + F_{xr} - F_{loss})}{M_h} \quad (1)$$

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{ti}}(T_i - f_{roll}F_{zi} - R_i F_{xi} - T_{bi}), i = f, r \quad (2)$$

$$\dot{q} = \frac{1}{I_\theta}(-l_h \dot{V} M_h - D_\theta q - K_\theta \theta) \quad (3)$$

در معادلات فوق  $V$  سرعت طولی خودرو،  $\omega_i$  سرعت زاویه‌ای هر چرخ،  $F_{xf}$  و  $F_{xr}$  به ترتیب نیروهای طولی چرخ‌های جلو و عقب،  $F_{zf}$  و  $F_{zr}$  نیز بارهای عمودی چرخ‌های جلو و عقب هستند. اندیس‌های  $f$  و  $r$  به ترتیب مربوط به چرخ‌های جلو و عقب می‌باشند. همچنین  $q$  نرخ پیچ،  $\theta$  زاویه پیچ،  $I_\theta$  ممان اینرسی خودرو حول محور پیچ،  $K_\theta$  و  $D_\theta$  به ترتیب معادل ضریب سختی و میرایی پیچ می‌باشند.  $M_h$  جرم نصف خودرو،  $R_f$  و  $R_r$  شعاع چرخ‌های جلو و عقب،  $l_h$  ارتفاع مرکز ثقل از سطح جاده و  $l_{tr}$  و  $l_{tf}$  ممان اینرسی چرخ جلو و عقب می‌باشند.  $f_{roll}$  ضریب مقاومت غلتشی است و  $F_{loss}$  ترکیبی از نیروهای آیرودینامیک و مقاومت غلتشی است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$F_{loss} = c_x V^2 \cdot \text{sign}(V) + f_{roll} M_h g \quad (4)$$

که در آن  $c_x$  ضریب پسای طولی باد است.

در معادله (۲)،  $T_i$  گشتاور محرک خودرو و  $T_{bi}$  گشتاور ترمزی است که در هنگام ترمزگیری می‌توان نوشت:

$$T_i = 0, i = f, r \quad (5)$$

بارهای قائم روی چرخ‌های جلو و عقب،  $F_{zf}$  و  $F_{zr}$  تحت تاثیر دو عامل استاتیکی ناشی از توزیع جرم خودرو روی چرخ‌ها و عامل دینامیکی در اثر انتقال وزن و ممان ایجاد شده حول مرکز جرم خودرو در طی شتاب‌گیری می‌باشند. این بارها با گشتاورگیری حول نقاط تماس چرخ‌ها با زمین محاسبه می‌شوند. بنابراین:

$$F_{zf} = \frac{l_r M_h g + l_h M_h \dot{V} + (I_\theta + M_h l_r^2) \dot{q}}{l_f + l_r} \quad (6)$$

$$F_{zr} = \frac{l_f M_h g + l_h M_h \dot{V} + (I_\theta + M_h l_f^2) \dot{q}}{l_f + l_r} \quad (7)$$

در معادلات بالا  $l_f$  و  $l_r$  به ترتیب فاصله افقی مرکز ثقل تا محور جلو و عقب می‌باشند. لغزش طولی در هنگام ترمزگیری برای مدل نصف خودرو به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\lambda_i = 1 - \frac{R_i \omega_i}{V}, i = f, r \quad (8)$$

با مشتق‌گیری از لغزش طولی و جایگذاری معادلات (۱) و (۲) در آن برای چرخ‌های جلو و عقب می‌توان نوشت:

$$\lambda_i = -\frac{1}{V} \left[ -(1-\lambda)(F_{xf} + F_{xr} - F_{loss}) \right] \quad (9)$$

$$-\frac{R_i}{I_{ti}}(f_{roll} F_{zi} + R_i F_{xi}) + \frac{R_i}{V I_{ti}} T_{bi}, i = f, r$$

که  $\lambda_f$  و  $\lambda_r$  به ترتیب لغزش طولی چرخ‌های جلو و عقب و  $R_i$  شعاع چرخ‌ها می‌باشند. در این مدل معادلات (۲) و (۹) معادلات حرکتی حاکم در فرم فضای حالت را تشکیل می‌دهند. در اینجا متغیرهای حالت سرعت طولی خودرو  $V$ ، لغزش طولی چرخ‌ها  $\lambda_f$  و  $\lambda_r$  و زاویه پیچ  $\theta$  هستند و قانون کنترلی مقدار گشتاور ترمز  $T_{bi}$  را برای هر چرخ محاسبه می‌کند.

در اینجا نیروی ترمزی چرخ‌ها را می‌توان از مدل تاپر داگوف [۲۳]، به دست آورد. که معادلات آن به شکل زیر توصیف می‌شود:

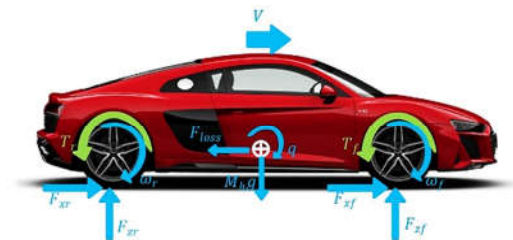
آمده از روش الگوریتم جستجوی اکستریم و فازی را ردیابی کرده و گشتاور ترمزی مناسب را به سیستم اعمال کند. در اینجا از کنترل‌کننده پیش‌بین برای ردیابی مقدار بهینه لغزش طولی استفاده شده است. روش کنترل بهینه پیش‌بین که اساس کار آن حداقل کردن اختلاف پاسخ‌های پیش‌بینی شده و مطلوب می‌باشد یکی از روش‌های کنترلی است که در آن اثرات غیرخطی و عوامل نامعین موجود در مدل دینامیکی خودرو نیز در نظر گرفته شده است. از طرفی دیگر در بسیاری از کارهای انجام شده [۷، ۸، ۱۰، ۱۱]، مدل طراحی فقط شامل دینامیک طولی و دورانی چرخ‌ها بوده و دینامیک پیچ<sup>۱</sup> نادیده گرفته شده است. این در حالی است که انتقال بار در ترمزگیری و شتاب‌گیری تاثیر قابل ملاحظه‌ای در عملکرد ترمزگیری و شتاب‌گیری دارد [۲۲].

به طور خلاصه می‌توان نوآوری‌های کار حاضر را بدین صورت بیان نمود: در این تحقیق ترکیب روش کنترل پیش‌بین غیرخطی با الگوریتم جستجوی اکستریم فازی برای طراحی کنترل‌کننده لغزش طولی توسعه داده شده است. همچنین دینامیک پیچ هم در طراحی سیستم کنترلی که نقش مهمی در ترمزگیری و شتاب‌گیری دارد در نظر گرفته شده است.

ساختار مقاله به این شکل است که ابتدا مدل خودروی استفاده شده در شبیه‌سازی معرفی می‌شود. سپس الگوریتم جستجوی اکستریم برای به دست آوردن لغزش طولی مطلوب ارائه شده که در آن از روش فازی برای به دست آوردن ضرایب استفاده شده است. در ادامه برای محاسبه گشتاور ترمزی مناسب یک قانون کنترلی غیرخطی مبتنی بر روش پیش‌بین استخراج می‌شود. در پایان، نتایج شبیه‌سازی انجام شده بر روی مدل غیرخطی چهار درجه آزادی خودرو در شرایط مختلف جاده نشان داده شده است.

## ۲- مدل‌سازی

در اینجا از مدل نصف خودرو با چهار درجه آزادی استفاده شده است. درجات آزادی این مدل را سرعت طولی خودرو، سرعت زاویه‌ای چرخ‌های جلو و عقب و همچنین دینامیک پیچ تشکیل می‌دهد. در این مدل فرض شده است که حرکت خودرو روی مسیر مستقیم می‌باشد و از حرکت جانبی صرفه نظر شده است (زاویه فرمان  $\delta = 0$ ). دیگرگرم جسم آزاد این مدل در شکل ۱ نشان داده شده است.

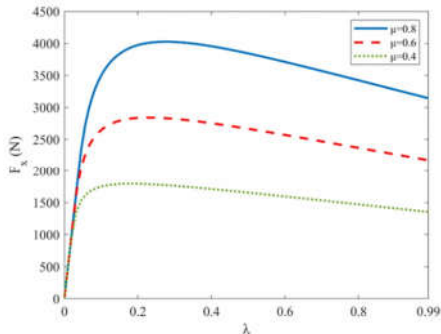


شکل ۱- نمودار جسم آزاد مدل نصف خودرو

<sup>۱</sup>Pitch

$$\dot{\lambda} = M \operatorname{sgn} \left[ \sin \left( \frac{Hs}{\gamma} \right) \right] \quad (16)$$

که در آن  $\gamma$  و  $M$  دو عدد مثبت ثابت می‌باشند. با قرار دادن معادله (۱۶) در (۱۵) نتیجه می‌شود:



شکل ۲- نیروی طولی تایلر بر حسب لغزش چرخ برای سطوح مختلف

$$\dot{s} = \frac{dF_x(\lambda)}{d\lambda} M \operatorname{sgn} \left[ \sin \left( \frac{Hs}{\gamma} \right) \right] + \rho \quad (17)$$

تا زمانی که شرط زیر برقرار باشد بدون داشتن دانش اولیه از اصطکاک جاده بیشترین نیروی طولی به دست می‌آید:

$$\left| \frac{dF_x(\lambda)}{d\lambda} \right| > \frac{\rho}{M} \quad (18)$$

همچنین با گذشت زمان  $s$  با هر مقدار اولیه‌ای به یک مقدار ثابت  $ky$  که در آن  $k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$  همگرا می‌شود که وجود تابع  $\operatorname{sgn}$  در معادله باعث می‌شود این همگرایی در زمان محدودی اتفاق بیفتد. هرچه مقدار  $\gamma$  کمتر باشد،  $s$  با سرعت بیشتر و در زمان کمتری به مقدار ثابت خود همگرا می‌شود. بنابراین:

$$s = ky = F_x(\lambda) + \rho t + \rho_0 \quad (19)$$

$$F_x(\lambda) = -\rho t + ky - \rho_0 \quad (20)$$

$$\dot{F}_x(\lambda) = -\rho \quad (21)$$

با توجه به معادله (۲۱) می‌توان با انتخاب  $\rho$  بزرگتر رسیدن به نقطه بهینه را تسریع بخشید. نیروی طولی ترمز  $F_x$  که مقدار آن منفی است با شیب  $\rho$  افزایش می‌یابد این به این معنی است که نقطه کاری تایلر به نقطه اوج منحنی نیرو-لغزش طولی نزدیک می‌شود. شرط آورده شده در معادله (۱۸) شرط شیب است. این شرط نشان می‌دهد که در کدام ناحیه از منحنی نیرو-لغزش طولی، الگوریتم جستجوی اکستریم کار خواهد کرد و نقطه مطلوب را جستجو می‌کند. تا جایی که شیب بزرگتر از مقدار  $\rho/M$  باشد، الگوریتم جستجوی اکستریم تابع هدف را وادار به افزایش می‌کند. سرانجام نیروی طولی  $F_x$  به یک همسانی کوچک از نقطه‌ی اوج خود نزدیک می‌شود جایی که شیب به اندازه‌ی کافی بزرگ نیست و شرط (۱۸) برقرار نیست. با نزدیک شدن به نقطه اوج نمودار نیرو-لغزش طولی، مقدار شیب  $|dF_x(\lambda)/d\lambda|$  کوچکتر و کوچکتر می‌شود و با سرعت بیشتری به ناحیه‌ای که شرط (۱۸) در آن برقرار نیست، نزدیک می‌شود. هرچه شرط در مدت زمان کوتاه‌تری برقرار باشد، مقدار  $F_x$  در زمان کمتری افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر، تایلر فراتر از حداکثر مقدار نیروی عمل می‌کند. مزیت این کار این است نیروهای جانبی تایلر بزرگ خواهند بود و باعث افزایش توانایی فرمان‌پذیری خودرو می‌شود.

$$F_{xi} = \frac{C_j \lambda_i}{1 - \lambda_i} f_i(S) \quad (10)$$

$$f_i(S) = \begin{cases} S_i(2 - S_i) & \text{if } S_i < 1 \\ 1 & \text{if } S_i > 1 \end{cases} \quad (11)$$

$$S_i = \frac{\mu F_{zi}(1 - \varepsilon_r V \sqrt{\lambda_i^2 + \tan^2 \alpha})(1 - \lambda_i)}{2 \sqrt{C_f^2 \lambda_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha}} \quad (12)$$

در معادلات بالا  $i = f, r$  مربوط به چرخ‌های جلو و عقب است.  $C_j$  سختی طولی تایلر و  $\varepsilon_r$  ضریب چسبندگی جاده می‌باشد. همچنین  $\mu$  ضریب اصطکاک جاده و  $C_\alpha$  سختی جانبی تایلر می‌باشد.

فرم فضای حالت برای مدل نصف خودرو به صورت زیر خواهد بود:

$$\begin{aligned} x_1 &= V, x_2 = \lambda_r, x_3 = \lambda_r, x_4 = \theta \\ \dot{x}_1 &= \frac{(F_{xf} + F_{xr} - F_{loss})}{M_h} \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{x_1} \left[ -\dot{x}_1(1 - x_2) - \frac{R_f}{I_{tf}} (f_{roll} F_{zf} + R_f F_{xf}) \right] \end{aligned} \quad (13)$$

$$+ \frac{R_f}{x_1 I_{tf}} T_{bf} = f_f + \frac{R_f}{x_1 I_{tf}} T_{bf}$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{1}{x_1} \left[ -\dot{x}_1(1 - x_3) - \frac{R_r}{I_{tr}} (f_{roll} F_{zr} + R_r F_{xr}) \right] +$$

$$\frac{R_r}{x_1 I_{tr}} T_{br} = f_r + \frac{R_r}{x_1 I_{tr}} T_{br}$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{1}{I_\theta} (q D_\theta + l_h \dot{x}_1 M_h + K_\theta x_4)$$

که  $x_2$  و  $x_3$  خروجی‌های سیستم و  $T_{br}$  و  $T_{bf}$  ورودی‌های کنترلی می‌باشند.

### ۳- الگوریتم جستجوی اکستریم

برای بیشینه شدن مقدار نیروی ترمزی از الگوریتم جستجوی اکستریم در مدل مرجع مطلوب استفاده شده است. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است مقدار مطلوب لغزش طولی برای بیشترین نیروی ترمز در شرایط جاده مختلف، متفاوت است. زمانی که مقدار لغزش طولی بر روی یک مقدار مطلوب مشخص تنظیم می‌شود، نمی‌توان بیشترین نیروی طولی را برای تمامی شرایط جاده به دست آورد. بنابراین در اینجا از الگوریتم جستجوی اکستریم برای محاسبه لحظه‌ای مقدار لغزش مطلوب هر چرخ استفاده شده است.

الگوریتم جستجوی اکستریم نیازی به دانش اولیه در مورد شرایط جاده یا ضریب اصطکاک آن ندارد و مقدار مطلوب لغزش طولی را به صورت لحظه‌ای به گونه‌ای می‌یابد که نیروی طولی بیشینه شود. در روش مد لغزشی جستجوی اکستریم ابتدا یک سطح لغزش تعریف خواهد شد که در آن تابع هدف که در اینجا نیروی طولی تایلر است، مجبور به دنبال کردن یک تابع افزایش زمانی شود و یک تابع تغییر ناپیوسته برای پارامتر بهینه‌سازی انتخاب می‌شود.

سطح لغزش متشکل از یک تابع ناپیوسته از لغزش طولی مطلوب و یک تابع افزایش زمان است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s = F_x(\lambda) + \rho t + \rho_0 \quad (14)$$

در معادله بالا  $\rho$  و  $\rho_0$  یک عدد ثابت مثبت می‌باشند.

از آنجایی که الگوریتم جستجوی اکستریم ضریب لغزش مطلوب تایلر را جستجو می‌کند. این الگوریتم در تغییر مقادیر بار تایلر نیز کار خواهد کرد. همچنین مشتق زمانی رابطه فوق به صورت زیر می‌باشد:

$$\dot{s} = \frac{dF_x(\lambda)}{d\lambda} \dot{\lambda} + \rho \quad (15)$$

ضریب لغزش در اینجا به صورت زیر انتخاب می‌شود:

## ۵- کنترل کننده غیرخطی پیش بین

در این بخش، کنترل کننده بهینه غیرخطی برای مدل نصف خودرو طراحی می شود. در فرم فضای حالت  $x = [V \ \lambda_r \ \lambda_r \ \theta]^T$  بردار حالت و  $\gamma_1$  و  $\gamma_2$  خروجی های سیستم می باشند.  $T_{br}$  و  $T_{bf}$  ورودی های کنترلی را نشان می دهند و  $f_r(x)$  و  $f_r(x)$  نیز در معادله (۱۳) مشخص شده اند.

$$\gamma_1 = x_2 \quad (22)$$

$$\gamma_2 = x_3 \quad (23)$$

برای طراحی کنترل کننده ای که لغزش طولی مطلوب چرخ را ردیابی کند از روش کنترل غیرخطی بهینه پیش بین استفاده شده است [۲۶-۲۴]. در این روش با استفاده از بسط تیلور پاسخ غیرخطی لغزش طولی چرخ را برای بازه زمانی بعدی پیش بینی کرده و با حداقل کردن خطای پیش بینی شده مقدار گشتاور ترمز محاسبه می شود. لغزش طولی چرخ به عنوان خروجی سیستم در نظر گرفته می شود. در مدل نصف خودرو استفاده شده در این مقاله به دلیل داشتن دو ورودی کنترلی مستقل، دو قانون کنترل گشتاور ترمز برای چرخ های جلو و عقب وجود دارد. برای طراحی قانون کنترلی ابتدا پاسخ غیرخطی لغزش طولی چرخ های جلو و عقب را در هر لحظه با استفاده بسط سری تیلور برای زمان بعدی پیش بینی شده و سپس با حداقل کردن خطای پیش بینی شده، گشتاور ترمزی مورد نیاز برای ردیابی لغزش طولی چرخ ها در مقدار مطلوب به دست می آید. بسط تیلور برای لغزش طولی عبارتست از:

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\dot{\lambda}_i(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{\lambda}_i(t) + \dots + \frac{h^k}{k!}\lambda_i^{(k)}(t); i = f, r \quad (24)$$

که در آن زمان پیش بینی ( $h$ ) یک عدد مثبت حقیقی است و مرتبه بسط ( $k$ ) مجموع درجه نسبی سیستم ( $\rho$ ) و مرتبه کنترلی می باشد. درجه نسبی از معادلات دینامیکی سیستم غیرخطی به دست می آید و برابر است با پایین ترین مرتبه خروجی که در آن ورودی کنترلی برای اولین بار به طور صریح در معادلات ظاهر می شود. با توجه به معادلات دینامیکی سیستم درجه نسبی سیستم یک ( $\rho = 1$ ) می باشد. همچنین به منظور پایین و ثابت ماندن انرژی کنترلی و جلوگیری از ظاهر شدن مشتقات ورودی کنترلی در پیش بینی خروجی، مرتبه کنترلی سیستم صفر در نظر گرفته می شود. انتخاب مرتبه کنترلی صفر باعث می شود که انرژی کنترلی در یک بازه پیش بینی ثابت مانده و مشتقات ورودی کنترلی در پیش بینی خروجی ظاهر نشود. بسط تیلور مرتبه اول برای لغزش طولی چرخ های جلو و عقب به صورت زیر نوشته می شود:

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\dot{\lambda}_i(t); i = f, r \quad (25)$$

شاخص عملکرد  $J_i$  نیز به صورت زیر نوشته می شود:

$$J_i = \frac{1}{2}[\lambda_i(t+h) - \lambda_{di}(t+h)]^2; i = f, r \quad (26)$$

معادله زیر شرط لازم برای بهینه بودن می باشد:

$$\frac{\partial J}{\partial T_b} = 0 \quad (27)$$

با جایگذاری معادلات (۲۵) و (۲۶) در معادله (۲۷) نتیجه می شود:

$$\lambda_r(t+h) = \lambda_r(t) + h[f_r(x) + \frac{(1-\lambda_r)}{I_{tr}\omega_r}T_{br}] \quad (28)$$

همان طور که گفته شد تا زمانی که شرط (۱۸) برقرار باشد الگوریتم مقدار  $F_x$  را افزایش می دهد تا به مقدار بیشینه اش برسد. پس هرچه مقدار  $M$  انتخابی بزرگ تر باشد، شرط برای مدت زمان کوتاه تری برقرار خواهد بود و نیروی طولی در مدت زمان کوتاه تری افزایش می یابد و به بیشترین مقدارش نزدیک می شود. در مقابل هرچه سمت راست معادله (۱۸) کوچک تر انتخاب شود این شرط طولانی تر خواهد شد و در نهایت تاثیر به حداکثر مقدار خود می رسد. هنگامی که ورودی فرمان صفر باشد یعنی در ترمز در مسیر مستقیم، ناحیه عملیاتی باید تا حد ممکن نزدیک به حداکثر مقدار نیروی تاثیر باشد. بنابراین سمت راست معادله باید کوچک باشد. اما همان طور که از شکل ۲ پیداست در نزدیکی نقطه بهینه، گرادین  $F_x$  مقدار کوچکتری دارد و به اندازه کافی بزرگ نیست پس از مقدار سمت راست شرط (۱۸) کمتر است و شرط برقرار نیست در نتیجه  $s$  به یک مقدار ثابت همگرا نمی شود و با سرعت  $s$  افزایش می یابد و  $\lambda$  با نوسان زیادی به مقدار مطلوب خود نزدیک می شود. برای کم شدن نوسانات می توان از یک مقدار کوچک  $M$  استفاده کرد اما  $M$  کوچک در جاهایی که از نقطه بهینه فاصله زیادی داریم و همچنین شرط (۱۸) برقرار نیست، سرعت رسیدن به نقطه بهینه را به شدت کاهش می دهد.

## ۴- روش فازی

در اینجا از روش فازی برای پیدا کردن  $M$  مناسب استفاده شده است. در این روش باید توابع عضویت و قوانین لازم برای گرفتن پاسخ مناسب تعریف شود. ابتدا ورودی را فازی سازی کرده و سپس با توجه به توابع عضویت تعریف شده و اعمال قوانین لازم خروجی مورد نیاز به دست می آید. در اینجا از توابع عضویت مثلثی و گوسی برای پیدا کردن ضریب  $M$  استفاده شده است. در ادامه سطح لغزش تعریف شده در معادله (۱۹) به عنوان ورودی دریافت می شود. سپس با تعریف توابع عضویت براساس مقادیر  $M$  و  $s$  و با توجه به شرط های تعریف شده در منطق فازی،  $M$  مناسب محاسبه می شود. در این روش شرط ها به گونه ای تنظیم شده اند که در ابتدا که مقدار  $s$  کم است و از نقطه اکسترمم فاصله داریم مقدار  $M$  انتخابی به نسبت بقیه بزرگتر است و با افزایش مقدار  $s$  مقدار  $M$  انتخابی کوچکتر می شود تا در نهایت نقطه ماکزیمم را پیدا کند. همچنین سعی شده مقادیر  $\gamma$  و  $\rho$  در مناسب ترین حالت برای تمامی شرایط جاده انتخاب شود.

قوانین فازی در نظر گرفته شده برای  $M$  به شرح زیر می باشند:

- اگر مقدار سطح لغزش  $s$  کم باشد (فاصله از نقطه بیشینه و شیب نمودار زیاد است)، مقدار  $M$  زیاد است.

- اگر مقدار سطح لغزش  $s$  متوسط باشد، مقدار  $M$  متوسط است.

- اگر مقدار سطح لغزش  $s$  زیاد باشد (فاصله از نقطه بیشینه و شیب نمودار کم است)، مقدار  $M$  کم است.

با دریافت سطح لغزش در هر لحظه و پیدا کردن  $M$  مناسب، لغزش طولی مطلوبی که  $F_x$  را بیشینه کند در هر لحظه محاسبه شده و به کنترل کننده داده می شود تا با ردیابی آن فاصله توقف خودرو کاهش یابد.

10000 $\frac{N.m}{rad}$	$K_\theta$	معادل ضریب سختی پیچ
-------------------------	------------	---------------------

این شبیه‌سازی برای بررسی بهتر در شرایط مختلف جاده با ضرایب اصطکاک مختلف صورت گرفته است. در اینجا فرض شده است که خودرو با سرعت اولیه 20 m/s، روی یک جاده صاف در حرکت است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با استفاده از الگوریتم جستجوی اکستریم و منطق فازی برای سطوح مختلف جاده ارائه شده است. این نتایج با نتایج حاصل از مدل‌های مرجع قبلی که در آن مقدار مطلوب لغزش چرخ‌ها مقدار ثابت 0.15 در نظر گرفته شده و همچنین با روش الگوریتم جستجوی اکستریم مورد استفاده در مرجع [۱۲]، مقایسه شده‌اند. برای مدل نصف خودرو نیز زمان پیش‌بین در کنترل‌کننده  $h = 0.001$  در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار  $\gamma$  در الگوریتم جستجوی اکستریم 4600 انتخاب شده است. مقدار  $\rho$  و  $\rho_0$  برای چرخ جلو به ترتیب 180000 و 2150 در نظر گرفته شده است. همچنین این مقادیر،  $\rho$  و  $\rho_0$ ، برای چرخ عقب 180000 و 2500 در نظر گرفته شده است. همانطور که در بخش قبل گفته شد مقدار  $M$  برای چرخ‌های جلو و عقب از روش فازی محاسبه شده است.

در ادامه نتایج شبیه‌سازی توسط الگوریتم جستجوی اکستریم با استفاده از روش فازی در هنگام ترمزگیری خودرو روی جاده با سطح خشک ( $\mu = 0.8$ ) ارائه شده است. همچنین در جدول ۲ مقایسه‌ی فاصله توقف شبیه‌سازی انجام شده در  $\mu = 0.8$  نشان داده شده است. همان‌طور که در جدول ۲ نشان داده شده فاصله توقف در شبیه‌سازی انجام شده در  $\mu = 0.8$ ، در مقایسه با ترمزگیری در همین شرایط با استفاده از مقدار لغزش طولی مطلوب ثابت 0.54 متر کاهش یافته است. همچنین نسبت به روش الگوریتم جستجوی اکستریم بدون روش فازی [۱۲]، 0.45 متر کاهش داشته است. مقدار انتگرال مجذور گشتاور ترمز در چرخ‌های جلو و عقب نیز در جدول ۲، برای روش استفاده شده در این مقاله و کارهای قبلی آورده شده است.

در شکل ۴ نمودار سرعت خودرو و چرخ‌های جلو و عقب آن در هنگام ترمزگیری نشان داده شده و همانطور که از ۴-ب مشخص است با شروع ترمزگیری به دلیل انتقال بار از چرخ عقب به جلو، بار قائم چرخ عقب کاهش یافته و بار قائم چرخ جلو افزایش می‌یابد. در شکل ۵ نیز لغزش طولی مطلوبی که الگوریتم برای چرخ جلو و عقب به صورت لحظه‌ای به دست می‌آورد نشان داده شده است، این لغزش طولی به صورت لحظه‌ای برای هر یک از چرخ‌ها در محدوده‌های متفاوتی در حال تغییر است این در حالیست که معمولاً مقدار لغزش طولی به طور میانگین روی مقدار ثابت 0.15 در نظر گرفته می‌شود. مقدار لغزش طولی مطلوب به دست آمده برای شرایط مختلف جاده نیز متفاوت است و برای جاده با ضرایب اصطکاک پایین‌تر در محدوده پایین‌تری قرار می‌گیرد، به همین دلیل برای ضرایب اصطکاک پایین‌تر از 0.8 فاصله توقف به مقدار بیشتری کاهش یافته است.

$$\lambda_r(t+h) = \lambda_r(t) + h[f_r(x) + \frac{(1-\lambda_r)}{I_{tr}\omega_r} T_{br}] \quad (29)$$

با ساده‌سازی معادلات بالا قوانین کنترلی برای گشتاورهای ترمزی،  $T_{br}$  و  $T_{bf}$ ، به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$T_{bf}(t) = -\frac{I_{tf}\omega_f}{(1-\lambda_f)h} [e_f + h(f_f - \lambda_{fd})] \quad (30)$$

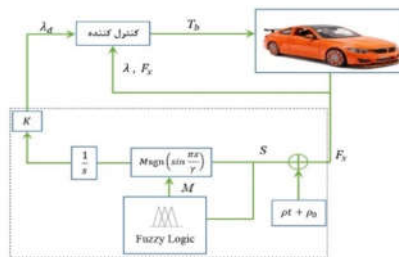
$$T_{br}(t) = -\frac{I_{tr}\omega_r}{(1-\lambda_r)h} [e_r + h(f_r - \lambda_{rd})] \quad (31)$$

که در آن  $e_f$  و  $e_r$  خطای ردیابی است که اختلاف بین لغزش طولی به دست آمده و لغزش طولی مطلوب ( $\lambda_{id}$ ) را نشان می‌دهد و به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$e_f = \lambda_f - \lambda_{fd} \quad (32)$$

$$e_r = \lambda_r - \lambda_{rd} \quad (33)$$

همانطور که در بخش قبل گفته شد به ازای تمامی  $h > 0$  سیستم پایدار نمایی است و لغزش مطلوب چرخ‌ها در تمامی زمان‌ها ردیابی می‌شود. همچنین به دلیل اینکه در هنگام ترمزگیری سرعت خودرو تا زمان توقف کامل کاهش می‌یابد، دینامیک داخلی سیستم نیز پایدار می‌باشد. شکل ۳ ساختار کلی روش پیشنهادی با استفاده از روش فازی را نشان می‌دهد.



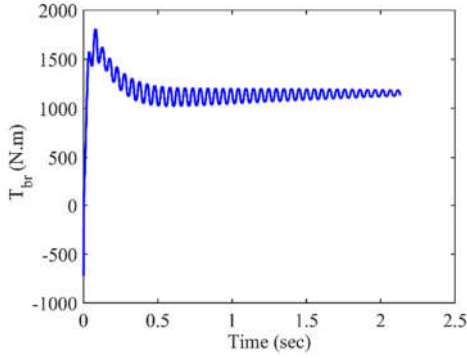
شکل ۳- ساختار کلی روش پیشنهادی

## ۶- نتایج شبیه‌سازی

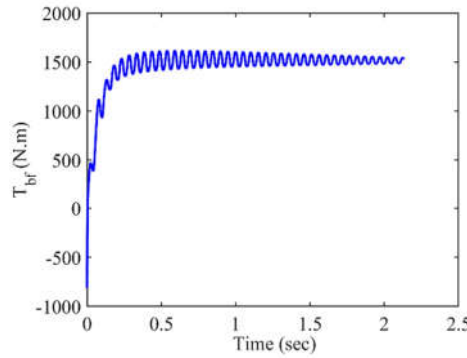
در این مقاله همانطور که گفته شد شبیه‌سازی بر روی مدل نصف خودرو با چهار درجه آزادی انجام شده است. پارامترهای استفاده شده برای این مدل در جدول ۱ آورده شده‌اند.

جدول ۱- پارامترهای مدل نصف خودرو

اندازه	نماد	توضیحات
0.326 m	$R_f$ و $R_r$	شعاع چرخ جلو و عقب
0.53 m	$l_h$	ارتفاع مرکز ثقل از سطح جاده
1.15 m	$l_f$	فاصله افقی مرکز ثقل تا محور جلو
1.45 m	$l_r$	فاصله افقی مرکز ثقل تا محور عقب
1202 kg	$M_h$	جرم مدل نصف خودرو
1.07 kg.m <sup>2</sup>	$I_{tf}$	ممان اینرسی چرخ جلو
1.07 kg.m <sup>2</sup>	$I_{tr}$	ممان اینرسی چرخ عقب
0.015	$\varepsilon$	ضریب چسبندگی جاده
50000	$C_j$	سختی طولی تایر
0.013	$f_{roll}$	ضریب مقاومت غلتشی
0.4	$c_x$	ضریب درگ طولی باد
1684 kg.m <sup>2</sup>	$I_\theta$	ممان اینرسی خودرو حول محور پیچ
6348 $\frac{N.m.sec}{rad}$	$D_\theta$	معادل ضریب دمپینگ پیچ

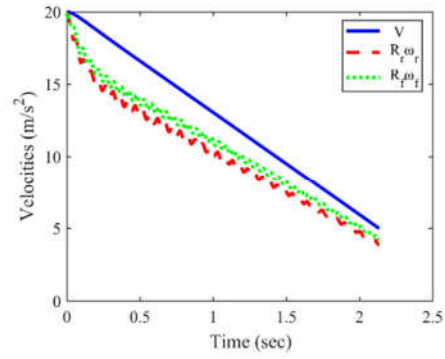


(الف)

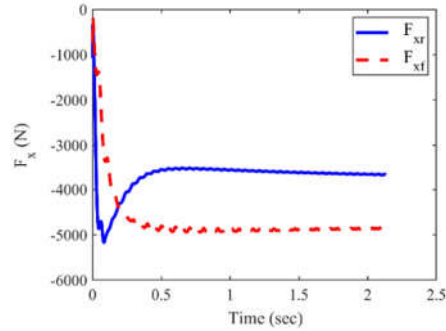


(ب)

شکل ۴- الف) نمودار گشتاور ترمزی برای چرخ عقب، ب) نمودار گشتاور ترمزی برای چرخ جلو در جاده خشک ( $\mu = 0.8$ )



(الف)



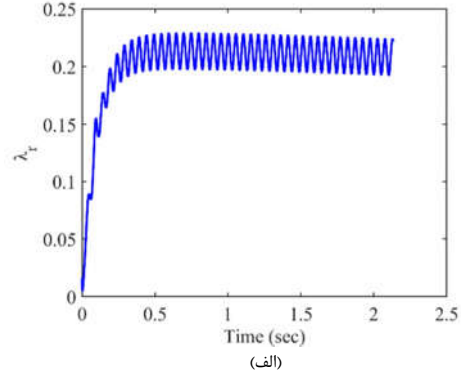
(ب)

شکل ۴- الف) نمودار تغییرات سرعت، ب) نمودار نیروی طولی چرخ‌های جلو و عقب در هنگام ترمزگیری در جاده خشک ( $\mu = 0.8$ )

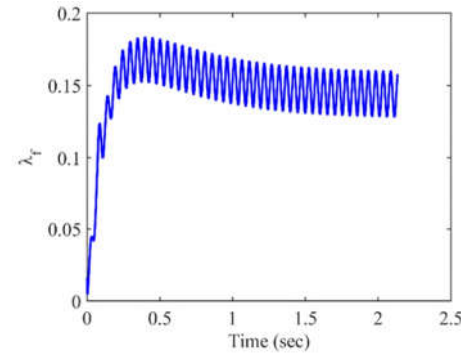
جدول ۲- مقادیر فاصله و زمان توقف در  $\mu = 0.8$

انتهال مجذور گشتاور ( $\times 10^6$ )	زمان توقف (s)		فاصله توقف (m)	لغزش طولی مطلوب ( $\lambda_d$ )
	چرخ عقب	چرخ جلو		
2.80	4.77	2.17	27.37	0.15
2.95	4.65	2.16	27.28	بدون روش فازی
2.98	4.79	2.13	26.83	به روش فازی

در ادامه نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای سطح یخ‌زده با ضریب اصطکاک  $\mu = 0.4$  نیز در شکل های ۷ تا ۹ ارائه شده است. در  $\mu = 0.4$  فاصله توقف 51.96 متر است که در مقایسه با ثابت در نظر گرفتن لغزش طولی مطلوب 6.31 متر کاهش داشته است که در جدول ۳ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود استفاده از روش فازی فاصله توقف را به اندازه 0.63 متر کاهش داده است. همچنین مقدار انتهال مجذور گشتاور در جدول ۳ مقایسه شده است.



(الف)

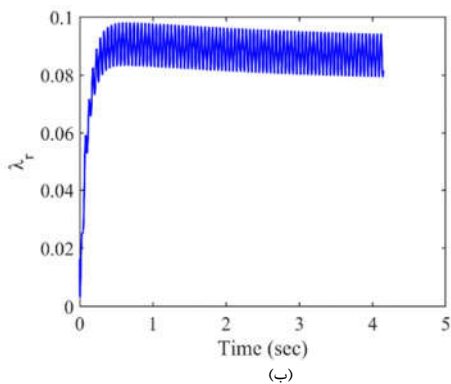


(ب)

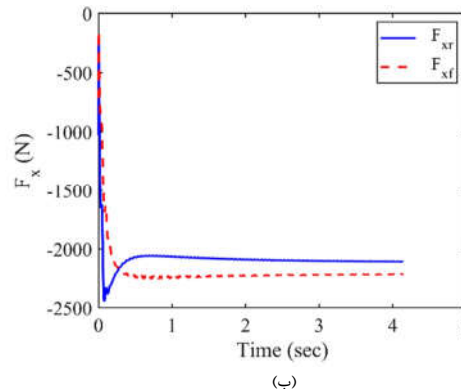
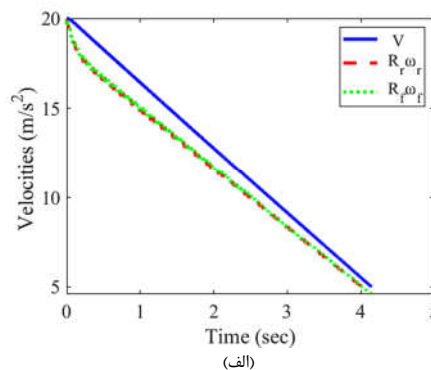
شکل ۵- الف) نمودار لغزش طولی مطلوب برای چرخ عقب، ب) نمودار لغزش طولی مطلوب برای چرخ جلو در هنگام ترمزگیری در جاده خشک ( $\mu = 0.8$ )

جدول ۳- مقادیر فاصله و زمان توقف در  $\mu = 0.4$

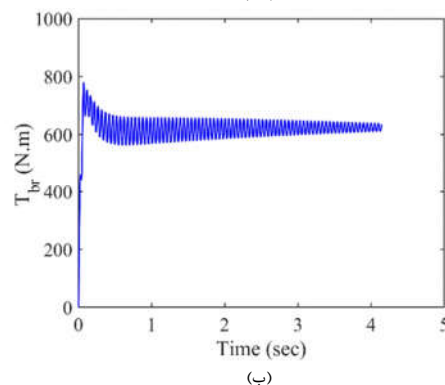
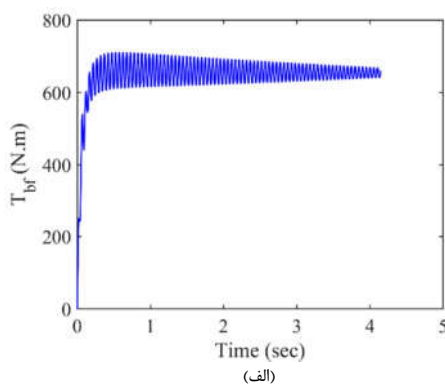
انتگرال مجذور گشتاور ( $\times 10^6$ )		زمان توقف (s)	فاصله توقف (m)	لغزش طولی مطلوب ( $\lambda_d$ )
چرخ عقب	چرخ جلو			
1.40	1.44	4.68	58.21	0.15
1.58	1.77	4.18	52.53	ESA بدون روش فازی
1.68	1.85	4.14	51.90	ESA به روش فازی



شکل ۸- الف) نمودار لغزش طولی مطلوب برای چرخ جلو، ب) نمودار لغزش طولی مطلوب برای چرخ عقب در هنگام ترمزگیری در جاده یخزده ( $\mu = 0.4$ )



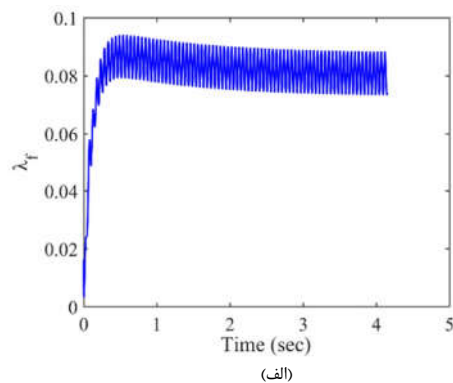
شکل ۷- الف) نمودار تغییرات سرعت، ب) نمودار نیروی طولی چرخ‌های جلو و عقب در هنگام ترمزگیری در جاده یخزده ( $\mu = 0.4$ )



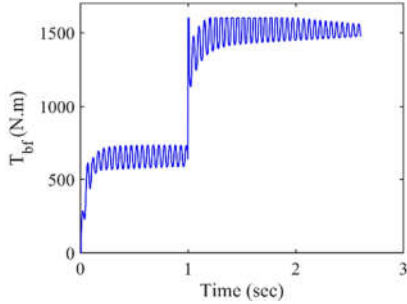
شکل ۹- نمودار گشتاور ترمزی برای چرخ جلو، ب) نمودار گشتاور ترمزی برای چرخ عقب در جاده یخزده ( $\mu = 0.4$ )

جدول ۴- مقادیر فاصله و زمان توقف در جاده یخزده و خشک با ضرایب اصطکاک  $\mu = 0.4$  و  $\mu = 0.8$

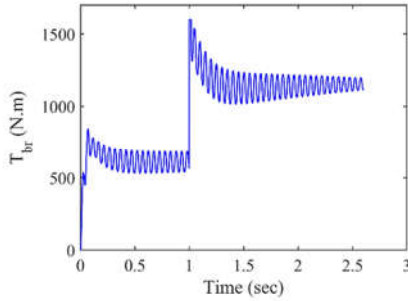
انتگرال مجذور گشتاور ( $\times 10^6$ )		زمان توقف (s)	فاصله توقف (m)	لغزش طولی مطلوب ( $\lambda_d$ )
چرخ عقب	چرخ جلو			
2.45	4.11	2.66	36.35	0.15
2.54	4.04	2.63	35.90	ESA بدون روش فازی
2.61	4.14	2.60	35.44	ESA به روش فازی







(الف)



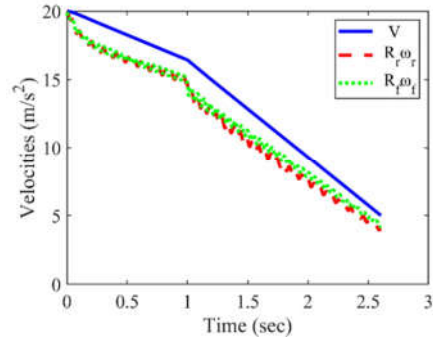
(ب)

شکل ۱۲- نمودار گشتاور ترمزی برای چرخ جلو، (ب) نمودار گشتاور ترمزی برای چرخ عقب در جاده با دو سطح یخ‌زده و خشک با ضرایب اصطکاک  $\mu = 0.8$  و  $\mu = 0.4$

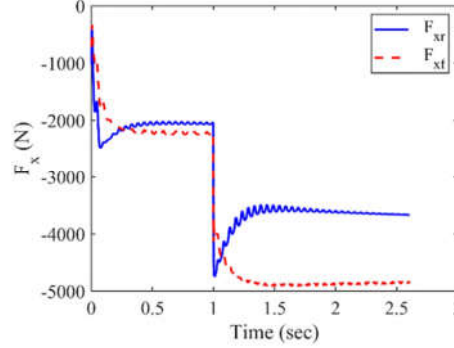
شبیه‌سازی در شرایطی که سطح جاده در ابتدا به مدت یک ثانیه یخ‌زده با ضریب اصطکاک 0.4 و بعد از گذشت یک ثانیه خشک با ضریب اصطکاک 0.8 باشد نیز انجام شده است. نتایج این شبیه‌سازی در شکل‌های ۱۰ تا ۱۲ آورده شده است. در جدول ۴ فاصله توقف خودرو و انتگرال مجذور گشتاور ترمز مقایسه شده است. با توجه به مقایسه انجام شده در جدول ۴، فاصله توقف خودرو با اعمال روش فازی بر روی الگوریتم جستجوی اکستریم به اندازه‌ی 0.46 متر کاهش داشته است.

## ۷- نتیجه‌گیری

در این تحقیق از الگوریتم جستجوی اکستریم در ترکیب با کنترل‌کننده غیرخطی پیش‌بین برای بهبود عملکرد ترمز ضدقفل استفاده می‌شود. استفاده از الگوریتم جستجوی اکستریم برای به دست آوردن مقدار لغزش طولی مطلوب در هر لحظه این امکان را ایجاد می‌کند که بدون داشتن دانش اولیه در مورد شرایط جاده و تأثیر لغزش طولی مطلوب در هر شرایطی تعیین شود. در ادامه کنترل‌کننده طراحی شده با ردیابی این مقدار مطلوب، گشتاور ترمزی مناسب را محاسبه می‌کند. همچنین برای بهبود عملکرد الگوریتم جستجوی اکستریم ضرایب تعریف شده در این الگوریتم با استفاده از روش فازی به دست آورده شده است. نتایج نشان داد که ترکیب الگوریتم جستجوی اکستریم و روش فازی تأثیر چشم‌گیری در بهبود ترمز ضدقفل داشته است و باعث کاهش فاصله توقف و افزایش فرمان‌پذیری خودرو در هنگام ترمزگیری شدید می‌شود. به طور متوسط استفاده از

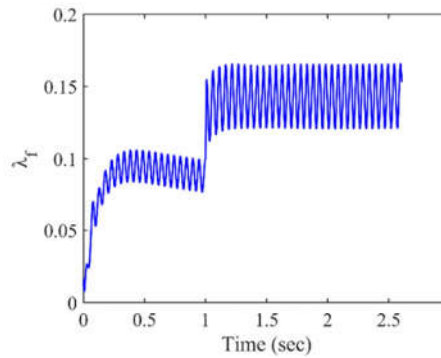


(الف)

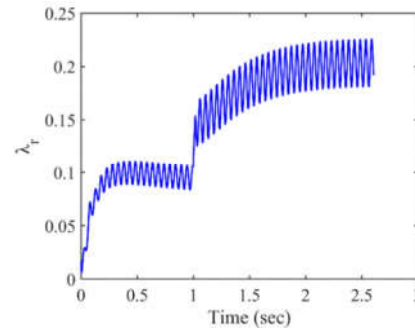


(ب)

شکل ۱۰- (الف) نمودار تغییرات سرعت، (ب) نمودار نیروی طولی چرخ‌های جلو و عقب در هنگام ترمزگیری در جاده با دو سطح یخ‌زده و خشک با ضرایب اصطکاک  $\mu = 0.8$  و  $\mu = 0.4$



(الف)



(ب)

شکل ۱۱- (الف) نمودار لغزش طولی مطلوب برای چرخ جلو، (ب) نمودار لغزش طولی مطلوب برای چرخ عقب در هنگام ترمزگیری در جاده با دو سطح یخ‌زده و خشک با ضرایب اصطکاک  $\mu = 0.8$  و  $\mu = 0.4$

*Journal of engineering research*, Vol. 4, No. 2, pp. 132-150, 2016.

- [16] Mirzaei M., Mirzaeinejad H., Fuzzy Scheduled Optimal Control of Integrated Vehicle Braking and Steering Systems, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 22, No. 5, pp. 2369-2379, 2017.
- [17] Mirzaeinejad H., Robust predictive control of wheel slip in antilock braking systems based on radial basis function neural network, *Applied Soft Computing*, Vol. 70, pp. 318-329, 2018.
- [18] Shi Q., Wang M., He Z., Yao C., Wei Y. and He L., A Fuzzy-based Sliding Mode Control Approach for Acceleration Slip Regulation of Battery Electric Vehicle. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 35, No.1, pp.1-11, 2022.
- [19] Marzbanrad A., Bruzelius F. and Jacobson B., Enhanced Sliding Mode Wheel Slip Controller for Heavy Goods Vehicles, EuroBrake, EB2020- IBC-012, 2020.
- [20] Qi, G., Fan, X., Zhu, S., Chen, X., Wang, P. and Li, H., Research on Robust Control of Automobile Anti-lock Braking System Based on Road Recognition. *JJMIE*, Vol. 16, No. 3, 2022.
- [21] Qiu, Y. and Dai, Z., Adaptive constrained antilock braking control under unknown time-varying slip-friction characteristics. *Nonlinear Dynamics*, Vol. 108, No. 4, pp.3467-3484, 2022.
- [22] Tchamma R., Youn E., Youn I., Combined control effects of brake and active suspension control on the global safety of a full-car nonlinear model, *Vehicle Syst. Dyn., Int. J. Vehicle Mech. Mobility*, vol. 52, pp. 69-91. 2014.
- [23] Smith D. E., & Starkey J. M., Effect of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers: Model development, validation and comparison. *Vehicle System Dynamics*, 24, pp.163-181, 1995.
- [24] Mirzaeinejad H., Optimization-based nonlinear control laws with increased robustness for trajectory tracking of non-holonomic wheeled mobile robots, *Journal of Transportation Research Part C*, 101, pp.1-17, 2019.
- [25] Mirzaeinejad H., Mirzaei M., Rafatnia S., A novel technique for optimal integration of active steering and differential braking with estimation to improve vehicle directional stability, *ISA Transactions*, 80, pp.513-527, 2018.
- [26] Jafari M., Mirzaei M., Mirzaeinejad H., Optimal nonlinear control of vehicle braking torques to generate practical stabilizing yaw moments, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 11, pp.26-39, 2015.

این الگوریتم 6.35% کاهش فاصله توقف خودرو را در پی خواهد داشت که با توجه به مدل و شرایط مختلف مقدار این کاهش بین 1.97% تا 10.7% درصد متغیر خواهد بود که بیشترین مقدار آن برای ترمزگیری مدل نصف خودرو بر روی سطح یخ‌زده با ضریب اصطکاک 0.4 بوده است. همچنین استفاده از روش فازی در الگوریتم جستجوی اکستریم فاصله توقف را در جاده با ضریب اصطکاک 0.4 و 0.8، به ترتیب 1.09% و 1.65% کاهش داده است.

## ۸- مراجع

- [1] Mirzaeinejad H., Mirzaei M., 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.
- [2] Harifi A., Aghagolzadeh A., Alizadeh G., Sadeghi M., Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems, *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, Vol. 16, No. 6, pp. 731-741, 2008.
- [3] Hsu C.F., Intelligent exponential sliding-mode control with uncertainty estimator for antilock braking systems, *Neural Computing and Applications*, Vol. 27, No. 6, pp. 1463-1475, 2016.
- [4] Lee Y., Zak S.H., Designing a genetic neural fuzzy antilock-brake-system controller, *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, Vol. 6, No. 2, pp. 198-211, 2002.
- [5] Patel N., Edwards C., Spurgeon S.K., Optimal braking and estimation of tyre friction in automotive vehicles using sliding modes, *International Journal of Systems Science*, Vol. 38, No. 11, pp. 901-912, 2007.
- [6] Zhang C., Ordóñez R., *Extremum-Seeking Control and Applications a Numerical Optimization-Based Approach*, London: Springer, pp. 47-65, 2012.
- [7] Drakunov S., Ozguner U., Dix P., Ashrafi B., ABS control using optimum search via sliding modes, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 3, No. 1, pp. 79-85, 1995.
- [8] Unsal C., Kachroo P., Sliding mode measurement feedback control for antilock braking systems, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 7, No. 2, pp. 271-281, 1999.
- [9] Haskara I.b., O'zgu'ner U.m., Winkelman J., Extremum Control for Optimal Operating Point Determination and Set Point Optimization Via Sliding Modes, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 122, No. 4, pp. 719-724, 2000.
- [10] Chih-Min L., Hsu C.F., Neural-network hybrid control for antilock braking systems, *IEEE Transactions on Neural Networks*, Vol. 14, No. 2, pp. 351-359, 2003.
- [11] Jacquet A., Chamaillard Y., Basset M., Gissinger G., Frank D., Garcia J.P., Anti-Lock Braking System Using Predictive Control and On-Line Tire/Road Characteristics Estimation, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 41, No. 2, pp. 2099-2104, 2008.
- [12] Dinçmen E., Güvenç B.A., Acarman T., Extremum-Seeking Control of ABS Braking in Road Vehicles With Lateral Force Improvement, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 22, No. 1, pp. 230-237, 2014.
- [13] Dinçmen E., Extremum seeking control of uncertain systems, *TWMS Journal of Applied and Engineering Mathematics*, Vol. 7, No. 1, pp. 131-141, 2017.
- [14] Wang B., Huang X., Wang J., Guo X., Zhu X., A robust wheel slip ratio control design combining hydraulic and regenerative braking systems for in-wheel-motors-driven electric Vehicles, *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 352, No. 2, pp. 577-602, 2015.
- [15] Abudhahir A.M.B.a.A., Adaptive fuzzy sliding mode controller for wheel slip control in antilock braking system,