



طراحی سیستم کنترل ترمز ضد قفل سازگار با شرایط مختلف جاده‌ای برای کامیونها

محمدحسین گلمحمدی¹، مهدی میرزایی^{2*}، بهروز نجاری³

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

* تبریز، صندوق پستی 1996-51335، mirzaei@sut.ac.ir

چکیده

سیستم ترمز ضد قفل خودرو با کنترل فشار ترمزی و تنظیم لغزش طولی چرخ‌ها در مقدار بهینه، مانع قفل شدن چرخ‌ها در طول ترمزگیری‌های شدید شده و در نتیجه فاصله‌ی توقف خودرو را به حداقل مقدار خود می‌رساند. در این مقاله، یک کنترل‌کننده‌ی جدید بصورت دولایه برای سیستم ترمز ضد قفل خودروهای سنگین با بیش از دو محور ارائه شده است که سازگار با شرایط مختلف جاده‌ای می‌باشد. در لایه بالایی، یک کنترل‌کننده‌ی فازی طراحی می‌شود که مقدار لغزش طولی بهینه هر چرخ را که به ازای آن بیشترین نیروی ترمزی چرخ در هر لحظه حاصل می‌شود برحسب شرایط مختلف جاده و نیز بار قائم تایلر محاسبه می‌نماید. در لایه پایینی نیز یک کنترل‌کننده‌ی غیرخطی با استفاده از یک رویکرد بهینه‌ی پیش‌بین به شکل تحلیلی طراحی می‌شود که با ردیابی مقدار بهینه‌ی لغزش طولی هر چرخ که توسط کنترل‌کننده فازی تعیین می‌شود، گشتاور ترمزی مطلوب را به چرخ‌ها اعمال می‌کند. به منظور کاهش خطای ردیابی ناشی از نامعینی‌های سیستم، تکنیک فیدبک انتگرال در طراحی کنترل‌کننده‌ی پیش‌بین نیز استفاده شده است. برای این که عملکرد سیستم کنترلی طراحی شده در یک شرایط واقعی‌تر تست گردد، شبیه‌سازی‌ها در نرم‌افزار دینامیک خودروهای سنگین (تراک سیم) به عنوان مدل کامل‌تری از خودرو در ترکیب با متلب-سیمولینک انجام شده است. نتایج تحلیل‌ها و شبیه‌سازی‌ها نشان از عملکرد مناسب سیستم کنترلی پیش‌بین-فازی در کنترل گشتاور ترمزی چرخ‌های کامیون با تغییر شرایط جاده‌ای از نظر زمان و مسافت توقف می‌باشد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 23 اردیبهشت 1394
پذیرش: 10 مرداد 1394
ارائه در سایت: 31 مرداد 1394
کلید واژگان:

سیستم ترمز ضد قفل
کنترل‌کننده‌ی غیرخطی
پیش‌بینی
خودروهای سنگین
کنترل‌کننده‌ی فازی

Design of Anti-lock Braking System Compatible with Different Road Conditions for Trucks

Mohammad Hossein Golmohammadi, Mehdi Mirzaei*, Behrouz Najjari

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

* P.O.B. 51335-1996, Tabriz, Iran, mirzaei@sut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 13 May 2015
Accepted 01 August 2015
Available Online 22 August 2015

Keywords:
Anti-lock braking system
Nonlinear controller
Prediction
Trucks
Fuzzy controller

ABSTRACT

Anti-lock braking system (ABS) prevents the wheels from being locked in hard braking conditions and reduces the vehicle stopping distance to the minimum value by regulating the tire longitudinal slip at its optimum value. This paper presents a two-layer controller for ABS of trucks which is adaptable with different road conditions. In the upper layer, a fuzzy controller is designed to calculate the optimum longitudinal slip of each wheel for which the maximum braking force is achieved in different conditions. In the lower layer, a nonlinear controller is analytically designed based on the predictive method to track the optimum wheel slips calculated from the upper layer. In order to increase the robustness of the controller in the presence of system uncertainties, the integral feedback technique is also appended to the predictive method. All simulation studies are conducted using the professional software of Truck Sim to evaluate the performance of the controlled system in a real condition. The results show the effectiveness of the proposed control system in improving the braking performance of trucks in different road conditions.

1- مقدمه

چرخ‌ها می‌باشد. این سیستم با تنظیم لغزش طولی هر چرخ در مقادیر مطلوب و بهینه، حداکثر نیروی ترمزی بین جاده و تایر را تولید می‌کند [3-1].

روش‌های کنترلی مختلفی برای طراحی سیستم ترمز ضد قفل انواع خودروهای سبک و سنگین ارائه شده است. روش کنترل مد لغزشی برای کنترل لغزش طولی چرخ‌ها به دفعات مورد استفاده قرار گرفته است [4].

ترمزگیری‌های شدید و ناگهانی به‌ویژه در شرایط نامساعد جاده‌ای مانند جاده یخی، برفی یا مرطوب باعث کاهش کنترل‌پذیری خودرو و نیز افزایش زمان و مسافت توقف خودرو می‌شود. سیستم ترمز ضد قفل یکی از مهم‌ترین سیستم‌های ایمنی فعال خودرو بوده و وظیفه‌ی آن حفظ پایداری خودرو و کاهش مسافت توقف در حین ترمزگیری‌های شدید با جلوگیری از قفل شدن

Please cite this article using:

M. H. Golmohammadi, M. Mirzaei, B. Najjari, Design of Anti-lock Braking System Compatible with Different Road Conditions for Trucks, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 371-380, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

یک مدل دینامیکی مناسب برای طراحی سیستم کنترلی ارائه شده است. در بخش 3 کنترل‌کننده بهینه با نسخه‌های مختلف طراحی و عملکرد آن‌ها تحلیل و بررسی شده است. در بخش 4 نتایج شبیه‌سازی‌ها با نرم‌افزار حرفه‌ای دینامیک خودروهای سنگین آورده شده است و در نهایت، در بخش آخر یک نتیجه گیری کلی از کار انجام شده ارائه گردیده است.

2-مدل‌سازی خودرو

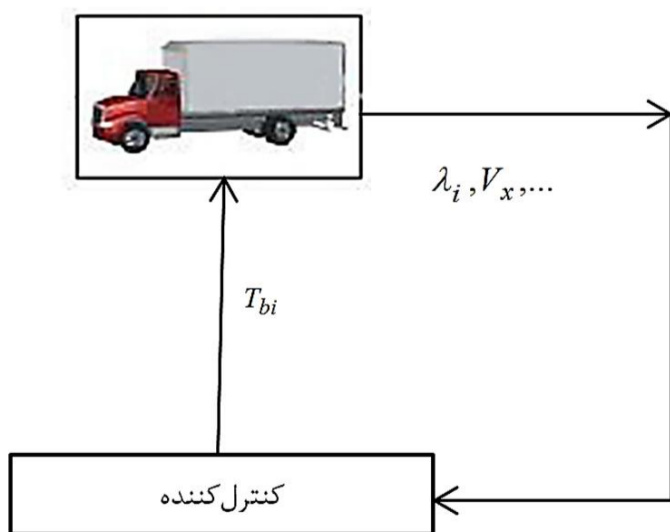
نخستین گام در طراحی کنترل‌کننده، به‌دست آوردن یک مدل دینامیکی از سیستم تحت کنترل می‌باشد. مدل دینامیکی شامل دو نوع مدل واقعی و مدل طراحی می‌باشد که مدل واقعی دربرگیرنده تمامی اثرات واقعی سیستم بوده و تمام شرایط واقعی را شبیه‌سازی می‌کند. اما مدل طراحی که قوانین کنترلی بر مبنای آن طراحی می‌شود، شکل ساده شده‌ای از مدل واقعی است. در مقاله حاضر برای مدل واقعی از نرم‌افزار دینامیک خودروهای سنگین استفاده شده است. این نرم‌افزار که دارای مدل کامل‌تر خودرو بوده، شرایط بهتری را برای شبیه‌سازی ایجاد می‌کند. برای مدل طراحی کنترل‌کننده نیز از مدل هفت درجه آزادی غیرخطی خودرو استفاده شده است. سرعت طولی خودرو و سرعت‌های زاویه‌ای شش چرخ، درجات آزادی این مدل را تشکیل می‌دهند. در شکل 1 بلوک دیاگرام ترکیبی مدل طراحی و مدل شبیه‌ساز برای سیستم ترمز ضد قفل نشان داده شده است که در آن خروجی‌های نرم‌افزار که λ_i (لغزش طولی تک تک تایرها) و V_x (سرعت خطی خودرو) هستند وارد کنترل‌کننده شده و در نهایت گشتاور ترمزی بهینه تولید و بعنوان ورودی به مدل نرم‌افزاری داده می‌شود. این گشتاور ترمزی نیز مقدار لغزش مطلوب چرخ‌ها را متناسب با شرایط جاده کنترل می‌کند. استفاده از مدل شبیه‌ساز و ترکیب آن با مدل طراحی به نتایج واقعی‌تر منجر می‌شود.

2-1- مدل هفت درجه آزادی خودرو

این مدل از هفت درجه آزادی شامل سرعت خودرو V ، سرعت‌های زاویه‌ای چرخ‌های جلو ω_{fL}, ω_{fR} ، چرخ‌های وسط ω_{mL}, ω_{mR} و چرخ‌های عقب ω_{rL}, ω_{rR} ، تشکیل شده است. در این مقاله مدل‌سازی خودروهای سنگین با سه محور مورد بررسی قرار گرفته شده است. بر این اساس معادله‌ی حاکم بر دینامیک طولی خودرو به صورت رابطه (1) بدست می‌آید:

$$m_t \dot{V} = - \sum_{i=2,3,4,5,6,7} F_{xi} \quad (1)$$

که در رابطه‌ی بالا V سرعت طولی خودرو، F_x نیروی طولی تایر و m_t جرم کل خودرو می‌باشد. همچنین اندیس i مربوط به شماره چرخ‌ها بوده که بصورت $2 = fL, 3 = fR, 4 = mL, 5 = mR, 6 = rL, 7 = rR$ تعریف می‌شود.



شکل 1 بلوک دیاگرام ترکیب مدل طراحی و مدل شبیه‌ساز

برای جلوگیری از بروز پدیده چترینگ در پیاده‌سازی کنترل مد لغزشی، تکنیک‌های مختلفی در سیستم ترمز ضد قفل نیز ارائه شده‌اند [5]. از مشاهده‌گر مد لغزشی و کنترل‌کننده فازی در سیستم ترمز ضد قفل اتوبوس استفاده شده است [6]. در این کار با کنترل فشار ترمزی هر چرخ، میزان لغزش چرخ در محدوده‌ی مناسب تنظیم و سرعت خودرو با استفاده از مشاهده‌گر مد لغزشی تخمین زده شده است. میرزایی‌نژاد و میرزایی [8,7] کنترل‌کننده‌های غیرخطی مبتنی بر پیش‌بین را برای مدل‌های یک‌چهارم و نصف خودرو با دو محور طراحی کرده‌اند. در مقاله‌ی دیگر با ترکیب منطق فازی و شبکه‌ی تصمیم‌گیر منطقی یک کنترل‌کننده دیجیتال برای ترمز ضد قفل طراحی شده است [9]. این کنترل‌کننده با شناسایی شرایط جاده براساس مقادیر فعلی و گذشته‌ی ضریب لغزش و فشار ترمزی، مقدار فشار مورد نیاز برای ترمزگیری را تولید می‌کند. کنترل‌کننده تناسبی - مشتق‌گیر - انتگرالی غیرخطی¹ برای سیستم ترمز ضد قفل کلاس خاصی از کامیون‌ها معرفی شده است [10]. مزیت استفاده از این کنترل‌کننده در مقایسه با کنترل‌کننده تناسبی - مشتق‌گیر - انتگرالی متدوال، مقاومت بالا و تنظیم آسان آن گزارش شده است.

در اکثر مطالعات ذکر شده در بالا، مقادیر لغزش طولی مرجع چرخ‌ها که توسط کنترل‌کننده‌ها ردیابی می‌شود برای تمامی چرخ‌ها و برای شرایط مختلف رانندگی ثابت در نظر گرفته شده است. این در حالی است که مقادیر لغزش بهینه که متناسب با آن بیشترین نیروهای ترمزی در چرخ‌ها ایجاد می‌شود متناسب با بار قائم هر چرخ در طول ترمزگیری، ضریب اصطکاک جاده و دیگر شرایط از جمله سرعت خودرو تغییر می‌کند. در مرجع [8] مقادیر لغزش بهینه‌ی چرخ‌ها با مشتق‌گیری لحظه به لحظه از نیروهای طولی تایرها محاسبه شده است. این کار علی‌رغم بهبود وضعیت ترمزگیری، کار نسبتاً پیچیده بوده و مشکلات پیاده‌سازی عملی را می‌تواند دنبال داشته باشد. ضمن این‌که در اکثر کارهای انجام شده، تغییرات ناگهانی ضریب اصطکاک جاده در حین ترمزگیری و اثر سرعت‌های مختلف خودرو بر عملکرد سیستم کنترلی مورد بررسی و شبیه‌سازی قرار نگرفته است.

در مقاله‌ی حاضر یک سیستم کنترلی جدید و جامع با دو لایه‌ی بالا و پایین برای سیستم ترمز ضد قفل خودروهای سنگین با بیش از دو محور طراحی شده است. در لایه بالا یک کنترل‌کننده فازی با قابلیت سوئیچینگ نرم، مقدار لغزش بهینه‌ی هر چرخ را متناسب با بار قائم، ضریب اصطکاک جاده و سرعت خودرو محاسبه می‌نماید. این کنترل‌کننده قادر خواهد بود تا میزان لغزش بهینه را در محدوده‌های مختلف، متناسب با شرایط جاده‌ای بصورت نرم تغییر دهد به طوری که بیشینه نیروی ترمزی در هر لحظه توسط هر کدام از چرخ‌ها قابل تولید باشد. در لایه پایین یک کنترل‌کننده غیرخطی با مقاومت افزایش یافته توسط روش بهینه مبتنی بر پیش‌بین طراحی می‌شود که با ردیابی لغزش بهینه‌ی محاسبه شده در لایه بالا، میزان گشتاور ترمزی هر چرخ را تنظیم می‌نماید. روش فیدبک انتگرال برای افزایش مقاومت سیستم به روش کنترل پیش بین اضافه شده است. از دیگر نکات قابل توجه در این مقاله ترکیب سیستم کنترلی طراحی شده با نرم‌افزار حرفه‌ای دینامیک خودروهای سنگین (تراک سیم²) است تا عملکرد سیستم کنترلی در شرایط واقعی‌تر مورد ارزیابی قرار گیرد. شبیه‌سازی‌ها در انواع شرایط جاده‌ای مورد بررسی و تحلیل قرار خواهد گرفت.

این مقاله از بخش‌های زیر تشکیل شده است. بعد از مقدمه در بخش 2

1- Nonlinear proportional Integral Derivative
2- Truck Sim

$$\dot{x}_i = f_i(x) + \frac{R}{I_w x_1} T_{bi}, \quad i = 2, \dots, 7 \quad (7)$$

$$y = [x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7] \quad (8)$$

که در رابطه‌ی (7)، $f_i(x)$ توابعی غیرخطی هستند که دربرگیرنده‌ی مدل نیروهای غیرخطی تایر با خاصیت اشباع می‌باشند. این توابع غیرخطی از رابطه‌ی (9) به دست می‌آید:

$$f_i(x) = \frac{1}{x_1} [f_1(1 - x_i) - \frac{R^2 F_{xi}}{I_w}] \quad (9)$$

در روابط بالا گشتاور ترمزی چرخ‌های جلو، وسط و عقب به عنوان ورودی‌های سیستم کنترلی می‌باشند. هدف سیستم کنترلی این است که برای هر چرخ لغزش طولی مطلوب آن را ردیابی کند.

لازم به ذکر است از معادلات (1) تا (9) برای طراحی کنترل کننده و استخراج قوانین کنترلی در بخش‌های بعد استفاده خواهد شد.

2-2- مدل مرجع برای لغزش چرخ

مدل مرجع مطلوب برای لغزش طولی که توسط کنترل کننده ردیابی می‌شود را باید طوری انتخاب کرد که مقدار نیروی ترمزی در طول ترمزگیری در شرایط مختلف جاده‌ای بیشینه باشد. باید توجه کرد که نیروی طولی تایر تابع غیرخطی از لغزش چرخ بوده و همچنین طبق مدل تایر دوگاف، بار قائم تایر و ضریب اصطکاک جاده تأثیر قابل ملاحظه‌ای روی رفتار تایر و مقدار بیشینه آن دارد.

در بسیاری از کارهای انجام شده، برای مقادیر بهینه‌ی لغزش طولی، λ_{opt} که به ازای آن بیشینه نیروی ترمزی حاصل می‌شود یک مقدار ثابت در بازه‌ی 0/1 تا 0/2 در نظر گرفته شده است [5,7]. در این مقاله به منظور لحاظ نمودن اثر تغییرات بار قائم و ضریب اصطکاک جاده و نیز سرعت خودرو، مقدار بهینه‌ی لغزش طولی در هر لحظه با مشتق‌گیری از نیروی طولی نسبت به لغزش محاسبه می‌شود. در نهایت با جمع آوری داده‌های لازم در شرایط مختلف، از یک منطق فازی برای تعیین مقدار بهینه‌ی لغزش طولی، λ_{opt} در هر لحظه استفاده شده است.

به منظور لحاظ نمودن پاسخ گذرا برای مدل مرجع و جلوگیری از ایجاد خطای ردیابی بزرگ و انرژی زیاد کنترلی در شروع ترمزگیری، مدل مرتبه اول رابطه (10) برای لغزش مطلوب جهت ردیابی توسط کنترل کننده در نظر گرفته می‌شود:

$$\lambda_d(t) = \lambda_{opt}(1 - e^{-at}) \quad (10)$$

که در این رابطه λ_d لغزش مطلوب و λ_{opt} لغزش بهینه است که از مدل فازی بدست می‌آید. همچنین $a = 20$ ثابت زمانی است.

3- طراحی سیستم کنترلی

3-1- طراحی کنترل کننده غیرخطی بدون فیدبک انتگرال

در این بخش کنترل کننده بهینه‌ی غیرخطی مبتنی بر مدل هفت درجه آزادی خودرو طراحی می‌شود. با توجه به روابط (5) تا (9) قانون کنترلی غیرخطی پیش‌بین مبتنی بر بهینه‌سازی برای طراحی کنترل کننده‌ای که لغزش مطلوب را ردیابی کند، ارائه می‌شود. ابتدا در هر لحظه، پاسخ غیرخطی لغزش چرخ برای بازه زمانی بعدی، $\lambda(t+h)$ توسط بسط سری تیلور پیش-بینی شده و سپس دستور کنترلی $T_b(t)$ براساس حداقل کردن خطای پیش-بینی شده، حاصل می‌گردد. h زمان پیش‌بینی بوده و یک عدد حقیقی مثبت می‌باشد. در ابتدا $\lambda_i(t+h)$ به وسیله‌ی سری تیلور مرتبه‌ی k ام در زمان t به صورت رابطه (11) بسط داده می‌شود:

همچنین مطابق شکل 2 دینامیک دورانی برای هر چرخ به صورت رابطه (2) مدل می‌شود:

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_w} (-T_{bi} + R F_{xi}) \quad (2)$$

که در آن T_b گشتاور ترمزی، ω سرعت زاویه‌ای، R شعاع چرخ و I_w ممان اینرسی چرخ می‌باشد. لازم به ذکر است برای جلوگیری از پیچیدگی تنها دیاگرام چرخ جلو-راست در شکل 2 رسم شده است.

با تعریف لغزش طولی هر تایر به هنگام ترمزگیری به صورت $\lambda_i = 1 - \frac{R\omega_i}{v}$ و مشتق‌گیری از این رابطه نسبت به زمان و جای‌گذاری روابط (1) و (2) در آن، رابطه‌ی (3) به دست می‌آید:

$$\dot{\lambda}_i = -\frac{1}{V} \left[\frac{1}{m_t} \left(\sum F_{xi} \right) (1 - \lambda_i) + \frac{R^2}{VI_w} F_{xi} \right] + R \frac{T_{bi}}{VI_w} \quad (3)$$

در این مقاله از مدل غیرخطی دوگاف¹ برای توصیف رفتار اشباع نیروهای تایر در حالت ترمزگیری استفاده شده است. مدل دوگاف یک مدل غیرخطی معتبر برای تعریف نیروهای تایر است که قادر به توصیف رفتار نیروهای ترکیبی طولی و عرضی تایر می‌باشد و براساس مفهوم بیضی اصطکاک تعریف شده است. این مدل در برگیرنده‌ی خاصیت اشباع نیروها می‌باشد و در لغزش‌های بالا قفل شدن چرخ‌ها را به خوبی نمایش می‌دهد.

روابط نیروهای طولی و جانبی در مدل دوگاف به صورت رابطه (4) می‌باشد:

$$F_{xi} = \frac{C_\lambda \lambda_i}{1 - \lambda_i} f(s)$$

$$F_{yi} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 - \lambda_i} f(s)$$

$$f(s) = \begin{cases} s(2-s) & \text{if } s < 1 \\ 1 & \text{if } s \geq 1 \end{cases}$$

$$S = \frac{\mu F_z \left(1 - \varepsilon_r \mu \sqrt{\lambda_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \right)}{2 \sqrt{C_i^2 \lambda_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}} (1 - \lambda_i) \quad (4)$$

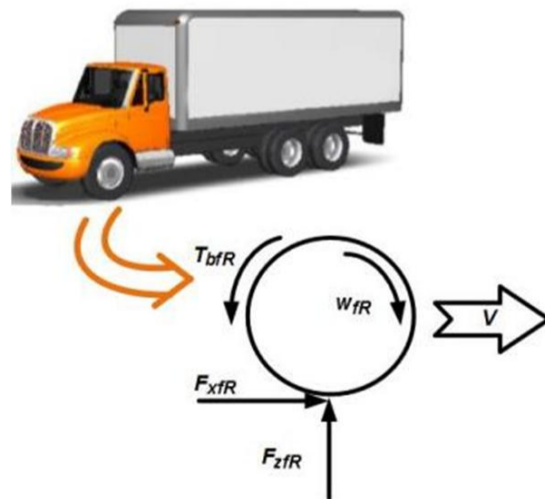
که در روابط فوق F_x و F_y به ترتیب نیروی طولی و جانبی تایر، F_z بار قائم، C_λ و C_α به ترتیب سفتی طولی و جانبی تایر، α لغزش جانبی تایر و ε_r ضریب کاهش چسبندگی تایر می‌باشند. لازم به ذکر است که دینامیک جانبی در این مقاله بررسی نشده و در روابط، α برابر صفر در نظر گرفته شده است.

سرعت خودرو و لغزش چرخ‌ها به عنوان متغیرهای حالت به صورت رابطه (5) تعریف شده است:

$$x = [V \ \lambda_{fL} \ \lambda_{fR} \ \lambda_{mL} \ \lambda_{mR} \ \lambda_{rL} \ \lambda_{rR}] \quad (5)$$

اکنون مدل فضای حالت به صورت روابط (6)، (7) و (8) بدست می‌آید:

$$\dot{x}_1 = f_1(x) \quad (6)$$



شکل 2 دیاگرام آزاد چرخ جلو-راست برای مدل هفت درجه آزادی

با توجه به این که $\dot{\lambda}_{FR} - \dot{\lambda}_{dFR} = \dot{e}_2$ است لذا دینامیک خطای ردیابی به صورت رابطه (19) بدست می‌آید:

$$\dot{e}_2 + \frac{1}{h}e_2 = f_2 - \hat{f}_2 \quad (19)$$

نامعینی‌های مدل‌سازی در این مقاله ناشی از دو عامل بوده است. یکی به دلیل عدم قطعیت پارامترهای سیستم می‌باشد که ناشی از اختلاف مقادیر آن‌ها در قوانین کنترلی و در مدل شبیه‌ساز تراک سیم می‌باشد (نامعینی‌های با ساختار). دیگری ناشی از اختلاف دینامیک مدل طراحی (مدل 7 درجه) و مدل شبیه‌ساز (تراک سیم) است که همان دینامیک مدل نشده است (نامعینی‌های بدون ساختار). در معادلات (18) و (19)، انحراف f_2 از مدل نامی \hat{f}_2 ، ناشی از دو عامل ذکر شده می‌باشد.

با توجه به اینکه در دینامیک f_2 ، نیروی تایلر F_x وجود دارد، خطای تخمین f_2 از تخمین نیروی اصطکاک \hat{F}_x ناشی می‌شود. اگر خطای تخمین F_x کراندار باشد، خطای تخمین f_2 نیز می‌تواند طبق رابطه (20) به وسیله‌ی ثابت مشخص F محدود شود.

$$|f_2 - \hat{f}_2| \leq F \quad (20)$$

با اعمال محدوده‌ی رابطه‌ی (20) به رابطه‌ی (19) و حل این معادله دیفرانسیل مرتبه‌ی اول با شرایط صفر، خطای ردیابی $e_2(t)$ به صورت رابطه (21) محدود می‌شود [13,12]:

$$-e_m \leq e_2(t) \leq e_m, \quad t \geq 0 \quad (21)$$

به طوری که e_m بصورت رابطه (22) می‌باشد:

$$e_m = Fh \quad (22)$$

رابطه‌ی (22) نشان می‌دهد که نامعینی‌های مدل F همیشه منجر به خطای ردیابی می‌گردد که می‌توان این خطای ردیابی را با پارامتر آزاد h تنظیم کرد. درجه‌ی بالایی از مقاوم بودن در برابر نامعینی‌ها به واسطه‌ی مقادیر کوچک h فراهم می‌شود. با توجه به این نکته، به منظور کاهش خطای ردیابی بایستی مقدار h را کاهش داد. البته باید توجه داشت که به دلیل وجود h در مخرج کسر نمی‌توان مقدار آن را از یک حد معین، کوچک‌تر کرد زیرا انرژی کنترلی شروع به نوسان شدید می‌کند.

اکنون حالتی را در نظر می‌گیریم که هیچ‌گونه نامعینی در مدل نداشته باشد، در این صورت دینامیک خطای لغزش چرخ از رابطه‌ی (23) به دست می‌آید:

$$\dot{e}_2 + \frac{1}{h}e_2 = 0 \quad (23)$$

رابطه بالا نشان می‌دهد که دینامیک خطای لغزش در این حالت خطی و مستقل از زمان است. همچنین سیستم حلقه بسته خطی و به ازای هر $h > 0$ پایدار نمایی می‌باشد. زمانی که خطای ردیابی لغزش چرخ صفر است، ردیابی کامل لغزش چرخ برای تمام زمان‌ها حفظ خواهد شد.

3-3- طراحی کنترل کننده غیرخطی با فیدبک انتگرال

در این بخش با هدف افزایش مقاومت کنترل کننده و کاهش خطای ردیابی ناشی از نامعینی‌ها بدون نوسانات شدید در ورودی‌های کنترلی، تکنیک فیدبک انتگرال به کنترل کننده افزوده می‌شود. معادلات حاکم برای طراحی کنترل کننده همانند کنترل کننده بدون فیدبک انتگرال می‌باشد با این تفاوت که در این روش، انتگرال خروجی سیستم به عنوان متغیر حالت جدید به صورت رابطه (24) به سیستم افزوده می‌شود.

$$\dot{x}_8 = x_2, \dot{x}_9 = x_3, \dot{x}_{10} = x_4, \dot{x}_{11} = x_5, \dot{x}_{12} = x_6, \dot{x}_{13} = x_7 \quad (24)$$

هدف سیستم کنترلی این است که مقدار لغزش چرخ‌ها و نیز مقدار انتگرال

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\dot{\lambda}_i(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{\lambda}_i(t) + \dots + \frac{h^k}{k!}\lambda_i^{(k)}(t) \quad (11)$$

برای دستیابی به انرژی کنترلی پایین، مرتبه‌ی بسط k که تعیین کننده بالاترین مشتق مورد استفاده در پیش‌بینی است توسط درجه نسبی سیستم غیرخطی مشخص می‌گردد. لازم بذکر است که معمولاً مرتبه بسط که مشخص کننده بالاترین مرتبه مشتق خروجی استفاده شده در پیش‌بینی است، به جمع درجه نسبی سیستم غیرخطی و مرتبه کنترلی انتخاب شده محدود می‌گردد [11]. درجه نسبی از معادلات دینامیکی سیستم غیرخطی قابل حصول بوده و برابر است با پایین‌ترین مرتبه مشتق خروجی که در آن ورودی کنترلی برای اولین بار بطور صریح ظاهر می‌گردد. با توجه به روابط معادله (6)، (7) و (8)، دینامیک سیستم دارای درجه نسبی $(\rho = 1)$ نسبت به خروجی لغزش چرخ‌ها می‌باشد. از طرف دیگر برای داشتن حداقل انرژی کنترلی و جلوگیری از پیچیدگی قوانین کنترلی، مرتبه کنترلی صفر در نظر گرفته شده است. مرتبه کنترلی صفر باعث می‌شود که انرژی کنترلی در یک بازه پیش‌بینی ثابت مانده و مشتقات ورودی کنترلی در پیش‌بینی خروجی ظاهر نگردد. انتخاب مرتبه کنترلی صفر برای سیستم‌های غیرخطی با درجات نسبی پایین مناسب می‌باشد [11-13].

با توجه به دلایل اشاره شده در بالا، سری تیلور مرتبه اول متناسب با درجه نسبی سیستم برای مرتبه‌ی k در بسط (11) کافی می‌باشد. در نتیجه رابطه (12) بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\dot{\lambda}_i(t) \quad (12)$$

با جایگذاری معادله‌ی (7) در معادله‌ی (12)، رابطه (13) بدست می‌آید:

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\left(f_i + \frac{R}{I_w x_1} T_{bi}\right) \quad (13)$$

اکنون برای توسعه‌ی قانون کنترل گشتاور ترمزی براساس پیش‌بینی، یک شاخص عملکرد به نحوی که خطاهای ردیابی در لحظه‌ی بعدی را جریمه کند به صورت رابطه (14) نوشته می‌شود:

$$I[T_{bi}(t)] = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^7 w_i e_i^2(t+h) \quad (14)$$

که w_i ضرایب وزنی بوده و e_i خطاهای ردیابی لغزش طولی برای هر چرخ مطابق رابطه (15) می‌باشد:

$$e_i(t+h) = \lambda_i(t+h) - \lambda_{id}(t+h) \quad (15)$$

اکنون با جای‌گذاری معادلات (12) و (13) در معادله‌ی (14)، شاخص عملکرد بسط داده شده، به صورت تابعی از ورودی کنترلی بدست می‌آید. با اعمال شرط لازم بهینگی به صورت رابطه (16):

$$\frac{\partial I}{\partial T_{bi}} = 0 \quad (16)$$

گشتاورهای ترمزی برای چرخ‌های جلو، وسط و عقب به صورت رابطه (17) بدست می‌آیند:

$$T_{bi} = -\frac{VI_w}{Rh} [e_i + h(f_i - \dot{\lambda}_{id})] \quad (17)$$

3-2- تحلیل و ارزیابی قانون کنترلی

با جاگذاری قانون کنترلی (17) که براساس مدل نامی به دست آمده، در مدل واقعی (7) دینامیک خطای ردیابی به صورت رابطه (18) محاسبه می‌شود. لازم به ذکر است برای جلوگیری از پیچیدگی محاسبات تنها دینامیک خطای چرخ جلو - راست محاسبه شده است:

$$\dot{\lambda}_{FR} = f_2 - \frac{1}{h}(e_2 + h(\hat{f}_2 - \dot{\lambda}_{dFR})) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \beta_{fR} &= \frac{w_8}{w_2} & \beta_{fL} &= \frac{w_9}{w_3} \\ \beta_{mR} &= \frac{w_{10}}{w_4} & \beta_{mL} &= \frac{w_{11}}{w_5} \\ \beta_{rR} &= \frac{w_{12}}{w_6} & \beta_{rL} &= \frac{w_{13}}{w_7} \end{aligned} \quad (40)$$

3-4- تحلیل و ارزیابی قانون کنترلی با فیدبک انتگرال

با بکاربردن قوانین کنترلی محاسبه شده در بخش قبلی که براساس مدل نامی به دست آمده در مدل واقعی معادله‌ی (7)، دینامیک خطای ردیابی محاسبه می‌شود. به عنوان نمونه برای چرخ جلو راست رابطه بصورت رابطه (41) محاسبه می‌شود:

$$\dot{\lambda}_{fR} = f_2 - \frac{1}{1 + 0.25\beta_{fR}h^2} [(1 + 0.5\beta_{fR}h^2)e_2 + (0.5\beta_{fR}h)e_8 + h(1 + 0.25\beta_{fR}h^2)(\dot{f}_2 - \dot{\lambda}_{dfR})] \quad (41)$$

با توجه به این که $\dot{\lambda}_{fR} - \dot{\lambda}_{dfR} = \dot{e}_2$ است لذا دینامیک خطای لغزش چرخ جلو راست به صورت رابطه (42) نوشته می‌شود:

$$\dot{e}_2 + \frac{\alpha_2}{h} e_2 = -\alpha_3 e_8 + (f_2 - \dot{f}_2) \quad (42)$$

در معادله‌ی (42) مقادیر α_2 و α_3 به صورت روابط (43) و (44) تعریف می‌شوند:

$$\alpha_2 = \frac{1 + 0.5\beta_{fR}h^2}{1 + 0.25\beta_{fR}h^2} \quad (43)$$

$$\alpha_3 = \frac{0.5\beta_{fL}h}{1 + 0.25\beta_{fL}h^2} \quad (44)$$

که $\alpha_3 \geq 0$ و $\alpha_2 \geq 1$ است.

با توجه به این که سمت راست معادله‌ی (42) شامل دو عبارت با علامت‌های مخالف هم می‌باشد، لذا وجود خطای متغیر انتگرالی در معادله‌ی (42) اثر نامعینی‌های مدل را کاهش می‌دهد.

3-5- طراحی کنترل کننده فازی

استفاده از منطق فازی به دلیل سادگی قوانین حاکم بر آن که بر مبنای قضایای شرطی است، در بسیاری از تحقیقات به کار گرفته می‌شود [14-16]. یکی از ویژگی‌هایی که سیستم ترمز ضد قفل باید دارا باشد، قابلیت تطبیق بودن با شرایط مختلف جاده‌ای است. با افزایش بار قائم برای یک سطح مشخص، مقدار بیشینه نیروی تایلر افزایش یافته و این افزایش نیروی تایلر منجر به تغییر موقعیت لغزش طولی بهینه می‌شود. بنابراین جهت نشان دادن اثر تغییرات بار قائم و ضریب اصطکاک جاده از منطق فازی استفاده شده است.

در این مقاله هدف از کنترل کننده فازی یافتن لغزش بهینه متناسب با شرایط مختلف جاده‌ای است. در کنترل کننده‌های طراحی شده در مطالعات قبلی از مقدار لغزش ثابت برای تمام ضرایب اصطکاک و بارهای قائم استفاده شده است، اکنون از خروجی کنترل کننده فازی یا همان مقدار لغزش بهینه، استفاده می‌شود. ورودی‌های کنترل کننده فازی بار قائم تایلر، ضریب اصطکاک جاده و نیز سرعت خودرو هستند. داده‌های منطق فازی با استفاده از مدل دوگاف، که این مدل نیز توسط داده‌های تجربی ارزیابی شده است. در واقع، با مشتق گیری از نیروهای تایلر در مدل دوگاف، موفقیت لغزش بهینه در مقادیر مختلف سرعت طولی خودرو، بار قائم تایلر و ضریب اصطکاک سطح جاده به دست آمده است. محدوده‌ی تغییرات سرعت، ضریب اصطکاک و نیز بار قائم که در جدول 1 آمده است. با توجه به این که سیستم ترمز ضد قفل برای تمام چرخ‌ها طراحی شده است، لذا برای تک تک چرخ‌ها باید منطق

آن‌ها را نزدیک پاسخ مطلوبشان حفظ کند. لذا شاخص عملکرد به صورت رابطه (25) تعریف می‌شود:

$$I[T_{bi}(t)] = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^{13} w_i e_i^2(t+h), \quad i = 2, \dots, 13 \quad (25)$$

که e_i خطاهای ردیابی لغزش طولی برای چرخ‌ها می‌باشد که از رابطه‌ی (26) بدست می‌آید:

$$e_i(t+h) = \lambda_i(t+h) - \lambda_{id}(t+h) \quad (26)$$

مشابه حالت قبل هر یک از متغیرهای $\lambda_i(t+h)$ به وسیله‌ی بسط سری تیلور مرتبه‌ی k بسط داده می‌شود که مرتبه‌ی بسط برابر درجه نسبی هر کدام از متغیرهاست. از روی معادلات حالت، دینامیک سیستم دارای درجه نسبی یک ($\rho = 1$)، برای خروجی‌های اصلی و درجه نسبی دو ($\rho = 2$)، برای خروجی‌های انتگرالی می‌باشد. بنابراین روابط (27) و (28) بصورت زیر بدست می‌آیند:

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\dot{\lambda}_i(t) \quad (27)$$

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\dot{\lambda}_i(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{\lambda}_i(t) \quad (28)$$

با جای گذاری معادله‌ی (7) در روابط (27) و (28) معادله‌های (29) و (30) بدست می‌آیند:

$$\lambda_i(t+h) = \lambda_i(t) + h\left(f_i + \frac{R}{I_w x_1} T_{bi}\right), \quad i = 2, \dots, 7 \quad (29)$$

$$\lambda_n(t+h) = \lambda_n(t) + h\lambda_{n-6}(t) + \frac{h^2}{2}(f_{n-6} + \frac{R}{I_w x_1} T_{bi}), \quad n = 8, \dots, 13 \quad (30)$$

مقادیر مطلوب را نیز می‌توان به صورت روابط (31) و (32) بسط داد:

$$\lambda_{id}(t+h) = \lambda_{id}(t) + h\dot{\lambda}_{id}(t), \quad i = 2, \dots, 7 \quad (31)$$

$$\lambda_{nd}(t+h) = \lambda_{nd}(t) + h\lambda_{(n-6)d}(t) + \frac{h^2}{2}\dot{\lambda}_{(n-6)d}(t), \quad n = 8, \dots, 13 \quad (32)$$

با جای گذاری معادلات (29) تا (32) در (25)، شاخص عملکرد بسط داده شده به صورت تابعی از ورودی کنترلی بدست می‌آید. با اعمال شرط بهینگی به صورت رابطه (33):

$$\frac{\partial I}{\partial T_{bi}} = 0 \quad (33)$$

قوانین گشتاور ترمزی برای چرخ‌ها به صورت روابط (34)-(39) بدست می‌آید:

$$T_{bfR} = \frac{-x_1}{Rh} \frac{1}{1+0.25\beta_{fR}h^2} [(1 + 0.5\beta_{fR}h^2)e_2 + (0.5\beta_{fR}h)e_8 + h(1 + 0.25\beta_{fR}h^2)(f_2 - \dot{x}_{2d})] \quad (34)$$

$$T_{bfL} = \frac{-x_1}{Rh} \frac{1}{1+0.25\beta_{fL}h^2} [(1 + 0.5\beta_{fL}h^2)e_3 + (0.5\beta_{fL}h)e_9 + h(1 + 0.25\beta_{fL}h^2)(f_3 - \dot{x}_{3d})] \quad (35)$$

$$T_{bmR} = \frac{-x_1}{Rh} \frac{1}{1+0.25\beta_{mR}h^2} [(1 + 0.5\beta_{mR}h^2)e_4 + (0.5\beta_{mR}h)e_{10} + h(1 + 0.25\beta_{mR}h^2)(f_4 - \dot{x}_{4d})] \quad (36)$$

$$T_{bmL} = \frac{-x_1}{Rh} \frac{1}{1+0.25\beta_{mL}h^2} [(1 + 0.5\beta_{mL}h^2)e_5 + (0.5\beta_{mL}h)e_{11} + h(1 + 0.25\beta_{mL}h^2)(f_5 - \dot{x}_{5d})] \quad (37)$$

$$T_{brR} = \frac{-x_1}{Rh} \frac{1}{1+0.25\beta_{rR}h^2} [(1 + 0.5\beta_{rR}h^2)e_6 + (0.5\beta_{rR}h)e_{12} + h(1 + 0.25\beta_{rR}h^2)(f_6 - \dot{x}_{6d})] \quad (38)$$

$$T_{brL} = \frac{-x_1}{Rh} \frac{1}{1+0.25\beta_{rL}h^2} [(1 + 0.5\beta_{rL}h^2)e_7 + (0.5\beta_{rL}h)e_{13} + h(1 + 0.25\beta_{rL}h^2)(f_7 - \dot{x}_{7d})] \quad (39)$$

در روابط بالا ضرایب وزنی به صورت رابطه (40) تعریف می‌شوند:

جدول 2 قواعد فازی برای تعیین لغزش بهینه

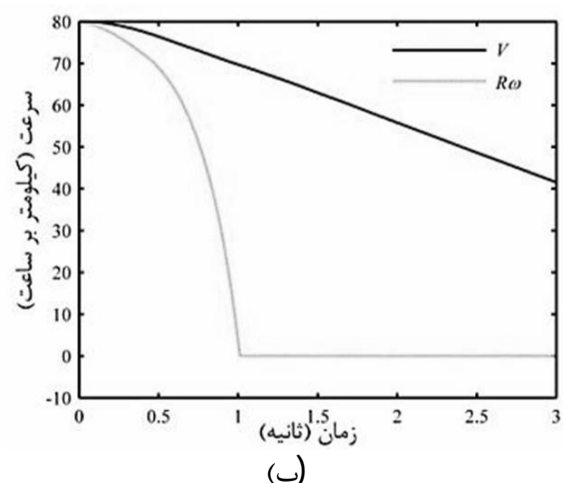
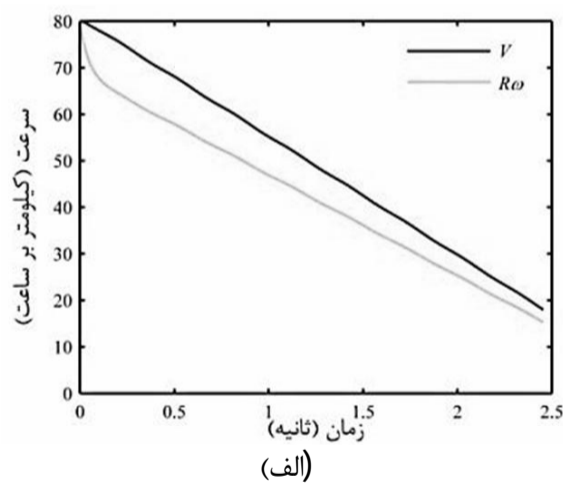
$F_z & V$			μ
Min	Med	Max	
SS	SS	SS	S
MS	MS	MS	M
LS	LS	LS	L
VLS	VLS	VLS	VL

در این جدول و همچنین شکل 3 نمادهای S, M, L و VL به ترتیب نشان دهنده‌ی مقادیر ضریب اصطکاک کوچک، متوسط، بزرگ و خیلی بزرگ می‌باشند. نمادهای SS, MS, LS و VLS به ترتیب نشان دهنده‌ی مقادیر لغزش کوچک، متوسط، بزرگ و خیلی بزرگ هستند. همچنین نمادهای Min, Med, Max نشانگر مقادیر کمینه، متوسط و بیشینه‌ی بار قائم چرخ و سرعت خودرو می‌باشند. بدین ترتیب در هر لحظه با داشتن مقادیر بار قائم، ضریب اصطکاک و سرعت خودرو و استفاده از توابع عضویت که بر مبنای مقادیر کم، متوسط و زیاد این پارامترها تعریف شده است موقعیت لغزش بهینه به دست می‌آید.

4- نتایج شبیه سازی

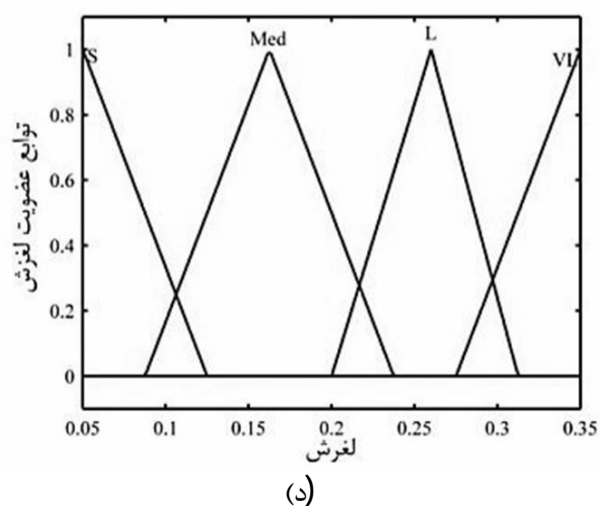
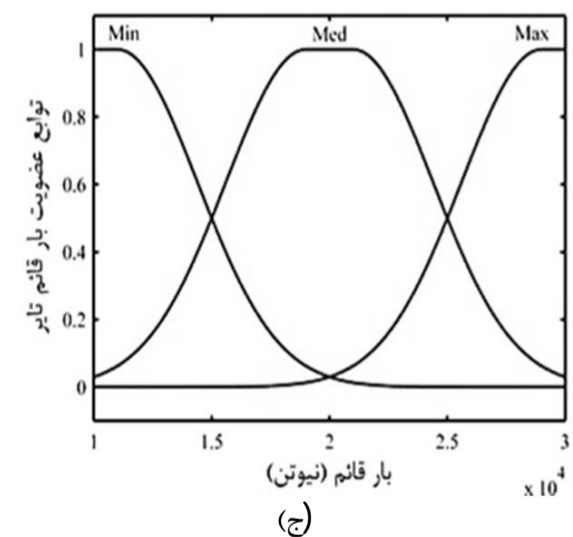
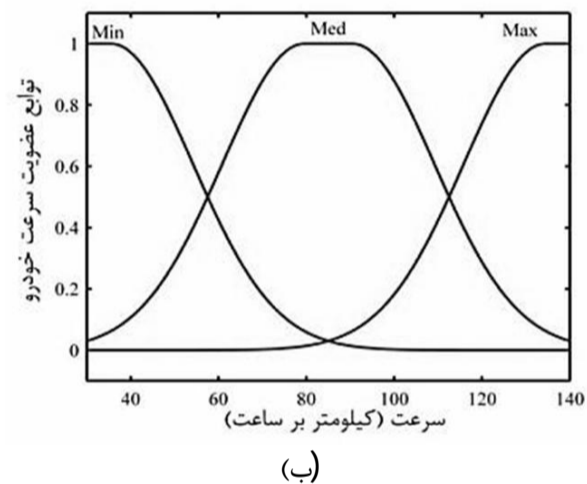
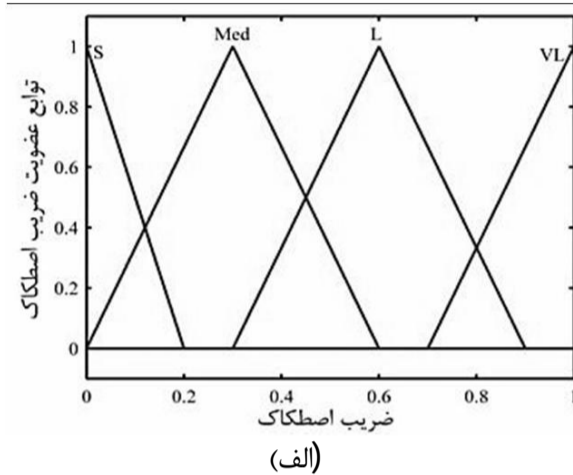
برای نشان دادن عملکرد سیستم کنترلی، شبیه‌سازی‌های لازم بر روی مدل غیرخطی خودرو در نرم‌افزار تراکسیم انجام شده است. در ابتدا مانور استفاده شده در شبیه‌سازی‌ها، ترمزگیری شدید با سرعت اولیه‌ی 80 km/h بر روی مسیری مستقیم با ضریب اصطکاک یکنواخت $\mu = 0.16$ می‌باشد. لغزش مرجع برای تمام چرخ‌ها مقدار 0/15 فرض شده است که در ادامه با نتایج حاصل از قوانین فازی مقایسه خواهد شد.

شکل 4 مقایسه سیستم در حالت با و بدون کنترل به‌عنوان نمونه برای چرخ جلو راست را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد در صورتی که گشتاور ترمزی شدید به خودرویی در حالت بدون سیستم ترمز ضد قفل وارد شود، چرخ‌ها قفل شده و سرعت زاویه‌ای خودرو در مدت زمان 1 ثانیه به صفر می‌رسد. این در حالی است که سرعت خودرو طی این زمان تنها به 41 km/h می‌رسد. نتایج شکل 4 نشان می‌دهد که سیستم کنترلی، لغزش مرجع 0/15 را به خوبی ردیابی کرده است. مقدار زمان پیش‌بین برابر 0/001 ثانیه است.

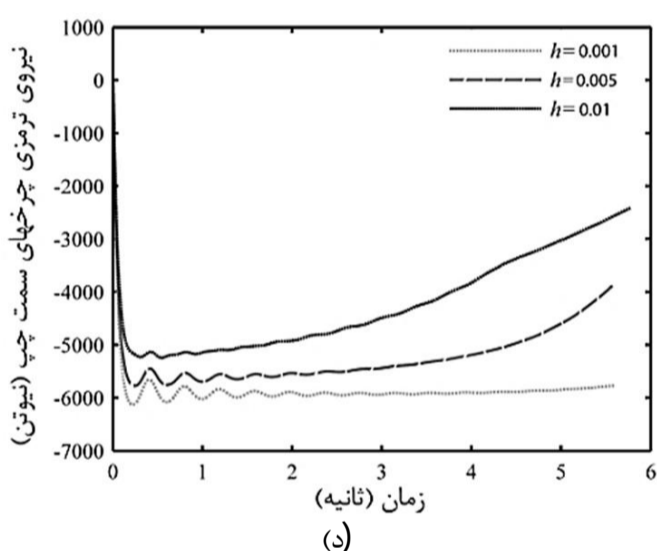
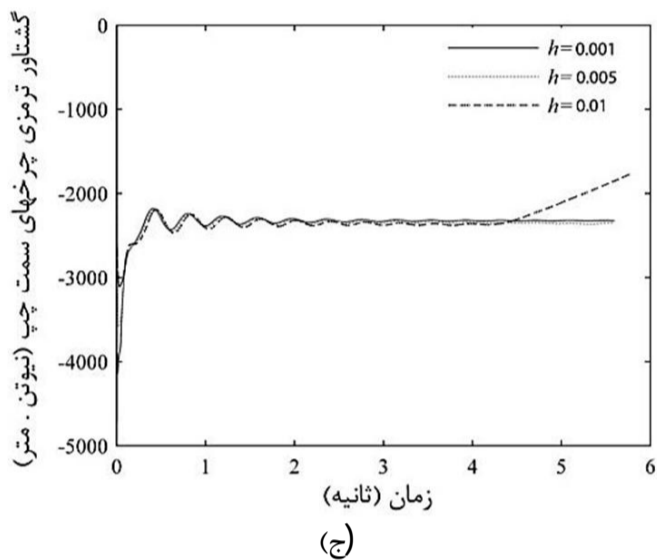
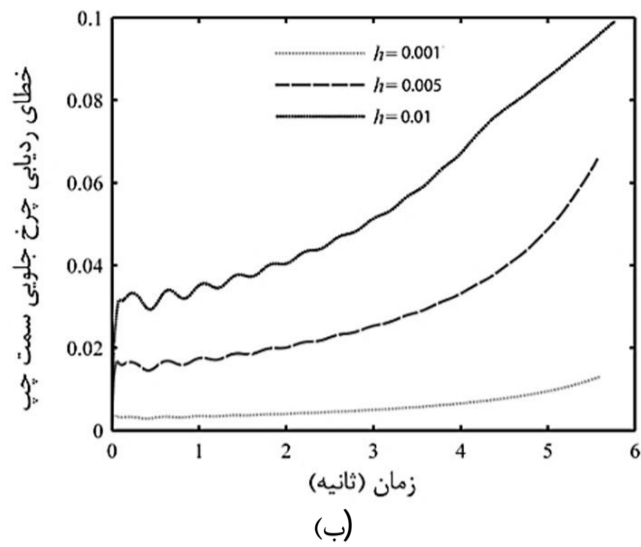


فازی استفاده شود. در شکل 3 توابع عضویت کنترل‌کننده فازی برای چرخ جلو راست نشان داده شده است. با معرفی توابع عضویت ورودی و خروجی، قوانین فازی حاکم در طراحی کنترل‌کننده در جدول 2 نشان داده شده است. جدول 1 محدوده‌ی تغییرات سرعت، ضریب اصطکاک و بار قائم توابع عضویت در منطق فازی

محدوده‌ی تغییرات بار قائم (N)	محدوده‌ی تغییرات ضریب اصطکاک	محدوده‌ی تغییرات سرعت $(\frac{km}{h})$
$3 \leq F_z \leq 3 \times 10^4$	$0 \leq \mu \leq 1$	$30 \leq V \leq 140$



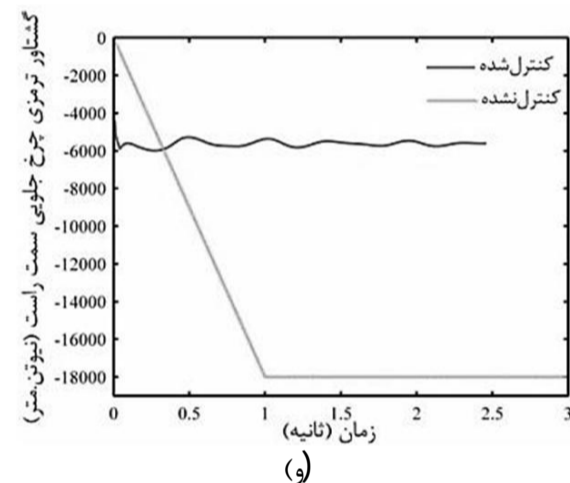
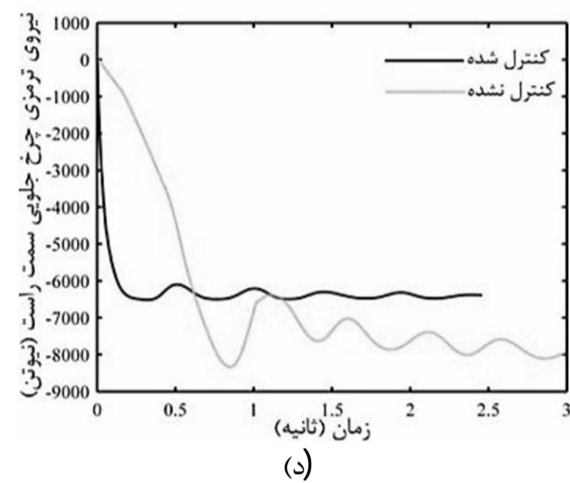
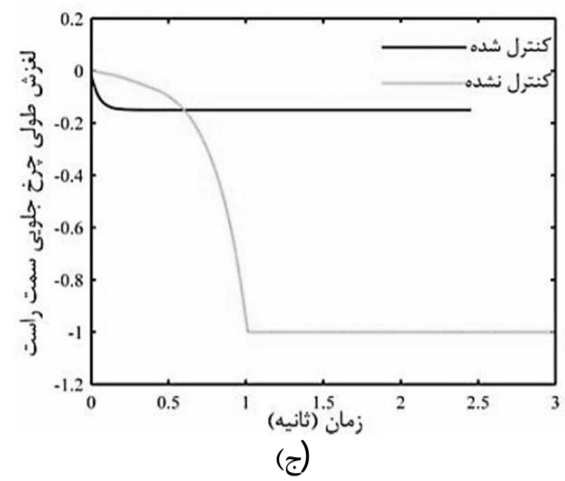
شکل 3 توابع عضویت ورودی و خروجی کنترل‌کننده فازی (الف) توابع عضویت ضریب اصطکاک، (ب) توابع عضویت سرعت خودرو، (ج) توابع عضویت بار قائم تایلر، (د) توابع عضویت لغزش تایلر



شکل 5 تأثیر زمان پیش‌بین بر مقاومت کنترل‌کننده در چرخ جلو چپ: الف) لغزش، ب) خطای ردیابی لغزش، ج) گشتاور ترمزی، د) نیروی ترمزی

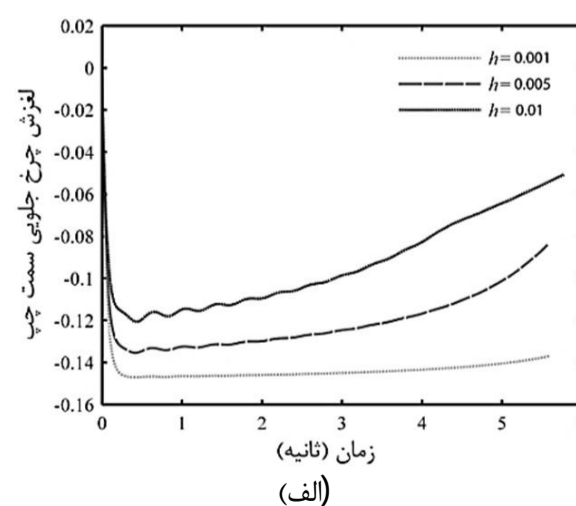
براساس نتایج بالا، با کاهش مقدار زمان پیش‌بینی h می‌توان مقدار خطا را کاهش داد؛ اما باید توجه داشت که h را نمی‌توان بیشتر از یک مقدار مشخص کاهش داد. با توجه به شکل 6، اگرچه به ازای مقدار کوچک زمان پیش‌بین، خطا به میزان قابل توجهی و تا حد صفر کاهش یافته است، اما گشتاور ترمزی به‌دست آمده به شدت نوسانی می‌باشد.

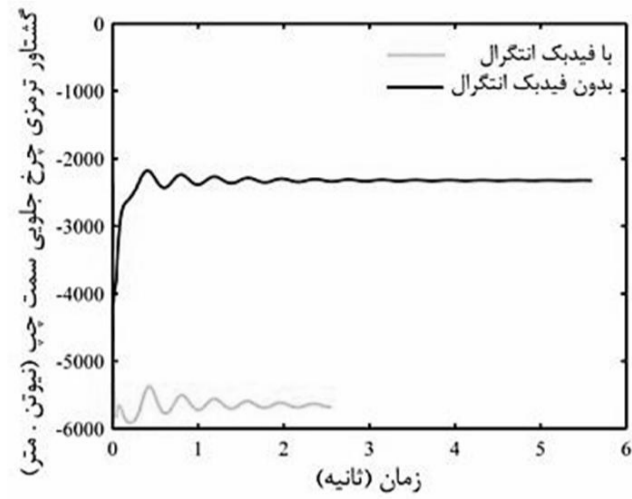
برای رسیدن به ردیابی کامل و کاهش خطا بدون نوسانات در ورودی‌های کنترلی، از قوانین کنترلی روابط (34) تا (39) که شامل فیدبک انتگرال در سیستم ترمز ضد قفل است، استفاده شده است. شکل 7 مقایسه بین کنترل‌کننده در حالت با و بدون فیدبک انتگرال را نشان می‌دهد. در جدول 3 مقایسه کمی بین دو کنترل‌کننده با فیدبک انتگرال و بدون فیدبک انتگرال نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود روش فیدبک انتگرال باعث حذف اثرات نامعینی شده است به طوری که زمان و فاصله توقف به مانند حالت بدون نامعینی‌های پارامتریک بوده است و نسبت به حالت بدون فیدبک انتگرال کاهش چشمگیری داشته است.



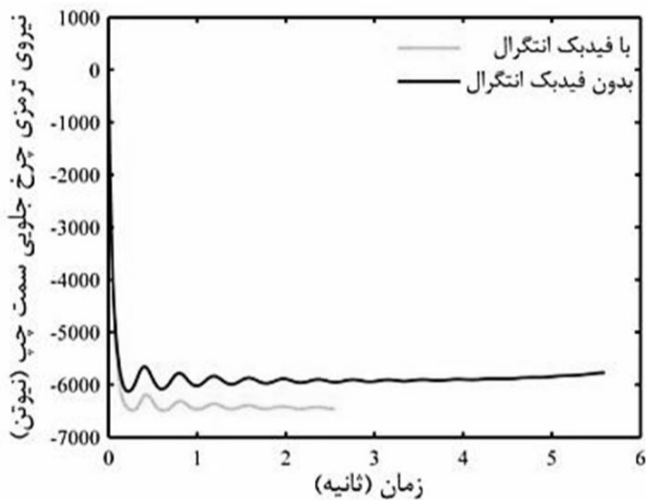
شکل 4 نتایج شبیه‌سازی در حالت با و بدون کنترل برای چرخ جلو راست: الف) سرعت چرخ و خودرو در حالت کنترل شده، ب) سرعت چرخ و خودرو در حالت کنترل نشده، ج) لغزش چرخ، د) نیروی ترمزی، و) گشتاور ترمزی

شکل 5 تأثیر زمان پیش‌بین h بر مقاومت کنترل‌کننده در چرخ جلوی چپ را نشان داده است. علاوه بر نامعینی‌های ناشی از اختلاف مدل طراحی و مدل واقعی، این بار شبیه‌سازی‌ها با 10% عدم قطعیت در جرم خودرو و 10% عدم قطعیت در ضریب اصطکاک انجام شده است. نتایج بررسی نشان می‌دهد که خطای ردیابی لغزش چرخ به واسطه نامعینی‌های ساختار و بدون ساختار، با افزایش زمان پیش‌بین براساس معادله (22) افزایش می‌یابد. همان‌طوری که ملاحظه می‌شود نامعینی‌های پارامتریک به خصوص در ضریب اصطکاک باعث شده است تا زمان و فاصله توقف نسبت به حالت بدون نامعینی افزایش چشمگیری داشته باشد.





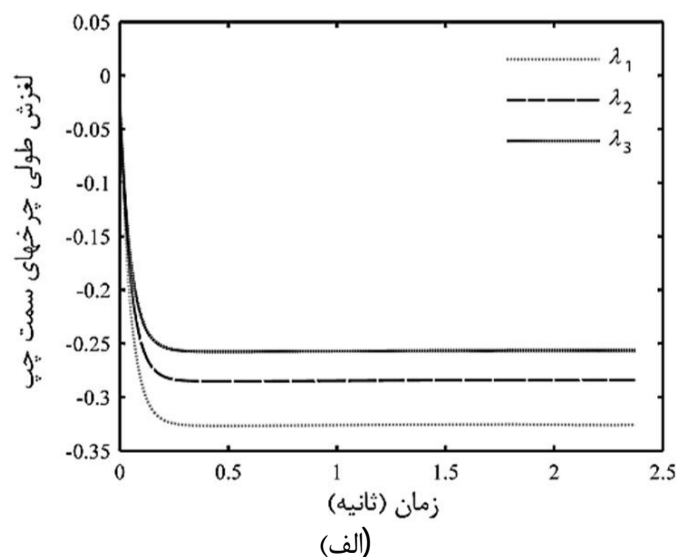
(ج)



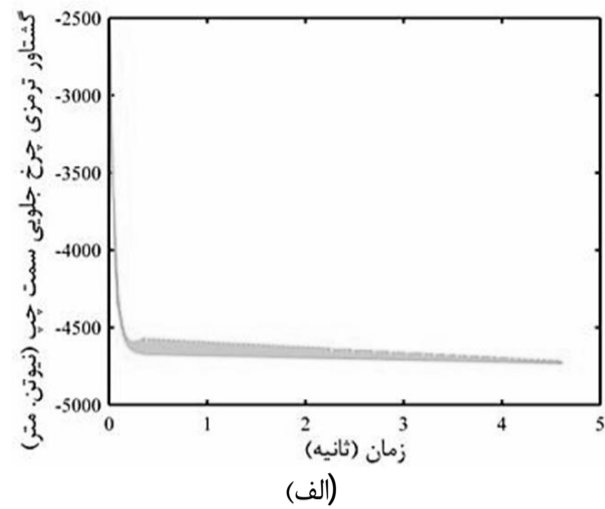
(د)

شکل 7 مقایسه‌ی عملکرد دینامیکی خودرو در حالت با و بدون فیدبک انتگرال: (الف) لغزش چرخ جلو چپ، (ب) خطای ردیابی لغزش چرخ جلو چپ، (ج) گشتاور ترمزی چرخ جلو چپ، (د) نیروی ترمزی چرخ جلو چپ

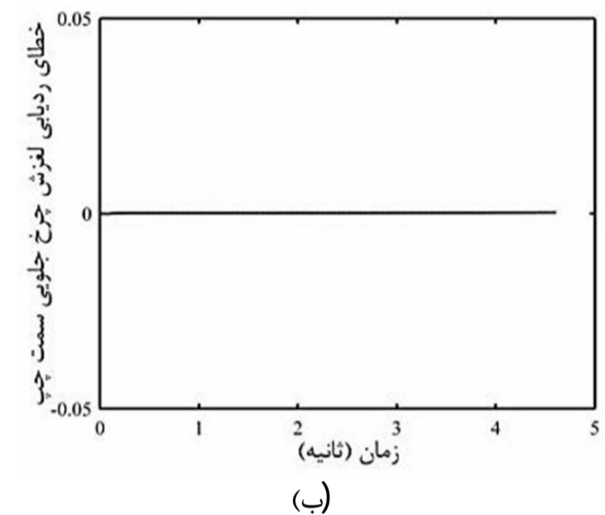
در تمامی نتایج قبلی، لغزش مرجع برای تمام شرایط جاده‌ای مقدار $0/15$ در نظر گرفته شده است. اما به علت انتقال بار قائم از چرخ‌های جلو به چرخ‌های عقب در حین ترمزگیری و همچنین متناسب با ضریب اصطکاک جاده، میزان لغزش مرجع برای هر چرخ جهت دستیابی به بیشترین نیروی ترمزی متفاوت خواهد بود. بدین منظور از قوانین فازی برای تعیین لغزش مطلوب استفاده می‌گردد. شکل 8 نتایج حاصل از ترکیب کنترل کننده پیش‌بین و فازی را برای تمامی چرخ‌ها روی جاده با ضریب اصطکاک یکنواخت نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که به دلیل تفاوت بار قائم در چرخ‌های کامیون، مقدار لغزش بهینه جهت دستیابی به بیشترین نیروی ترمزی برای چرخ‌های جلو نسبت به چرخ‌های وسط و عقب بیشتر می‌باشد. لازم به ذکر است گشتاور ترمزی و لغزش چرخ‌های سمت راست نیز مشابه چرخ‌های سمت چپ می‌باشد.



(الف)



(الف)

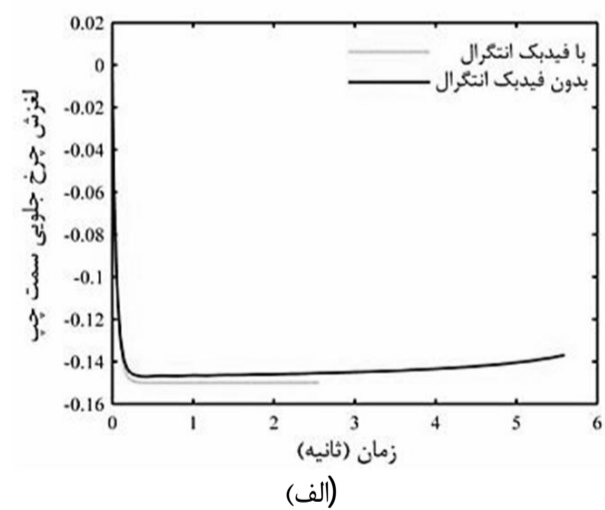


(ب)

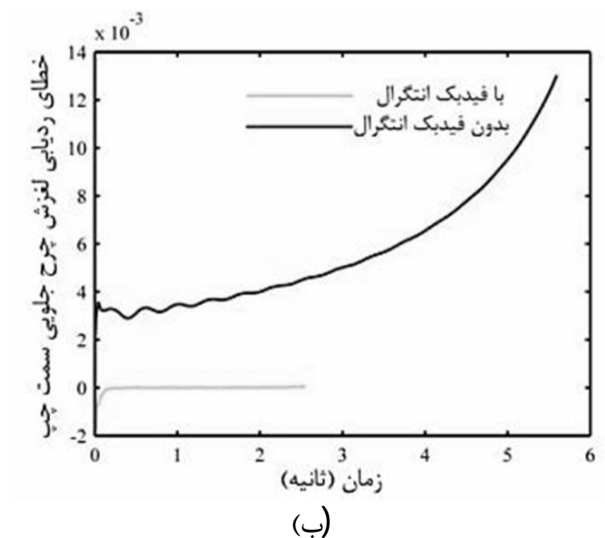
شکل 6 تأثیر مقدار کوچک زمان پیش‌بین $h = 0/0001$ (s) روی عملکرد دینامیکی کنترل کننده بدون فیدبک انتگرال: (الف) گشتاور ترمزی، (ب) خطای ردیابی لغزش چرخ

جدول 3 مقایسه بین دو کنترل کننده با فیدبک انتگرال و بدون فیدبک انتگرال

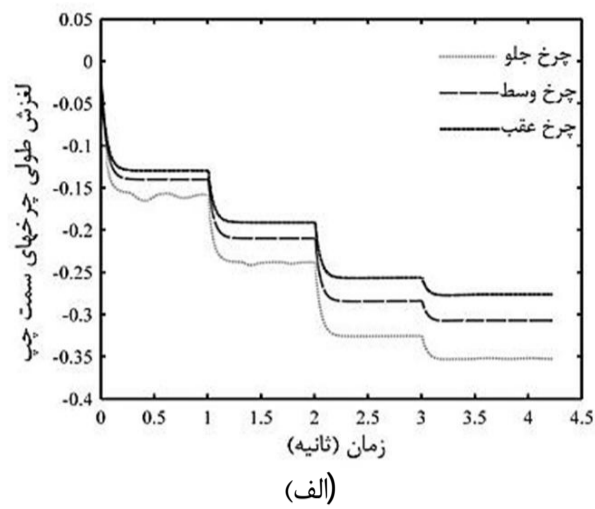
	بدون فیدبک انتگرال	با فیدبک انتگرال
$\lambda_{opt} = 0/15$	$\lambda_{opt} = 0/15$	
مسافت توقف (m)	274/8	126
زمان توقف (s)	5/561	2/551



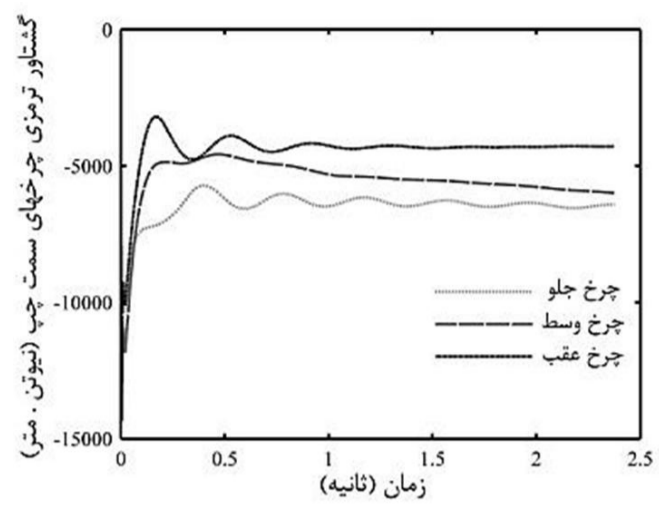
(الف)



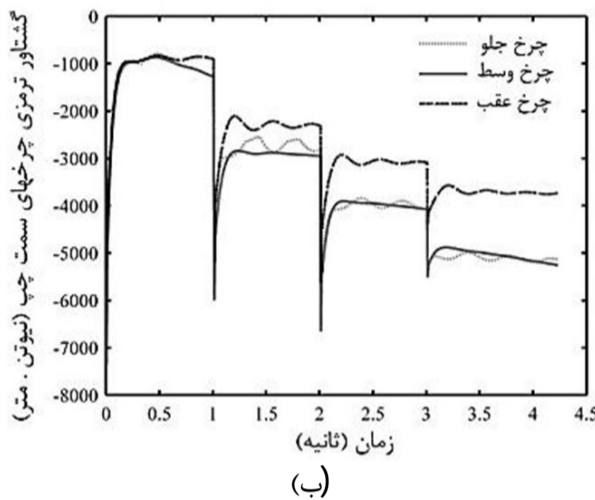
(ب)



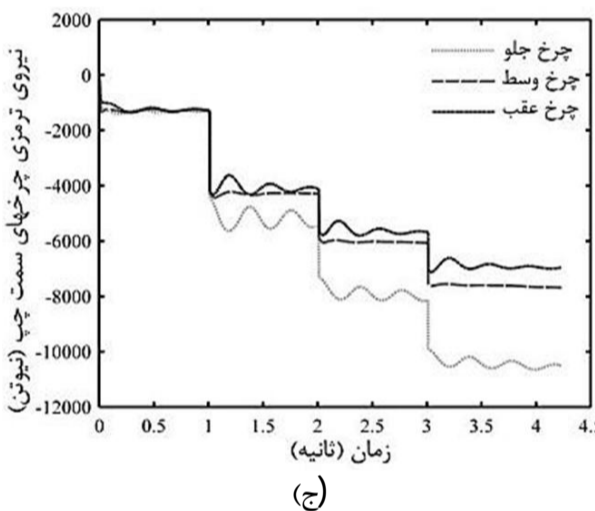
(الف)



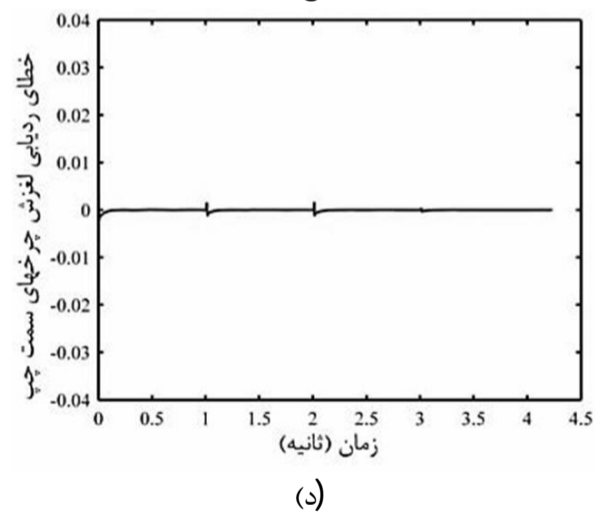
(ب)



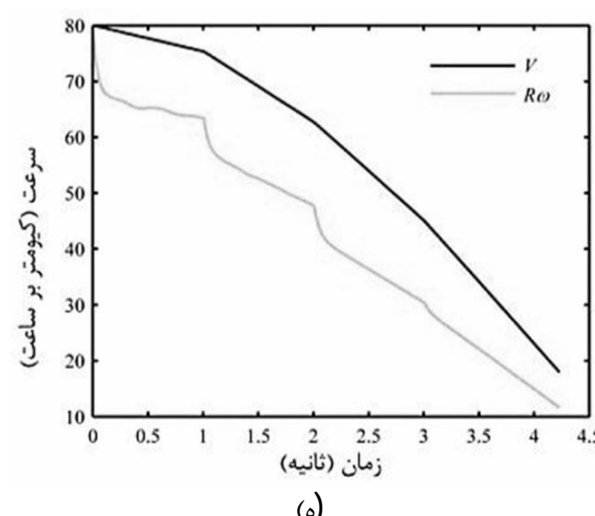
(ب)



(ج)



(د)



(ه)

شکل 8 عملکرد دینامیکی کنترل کننده فازی در ترکیب با کنترل کننده پیش‌بین:

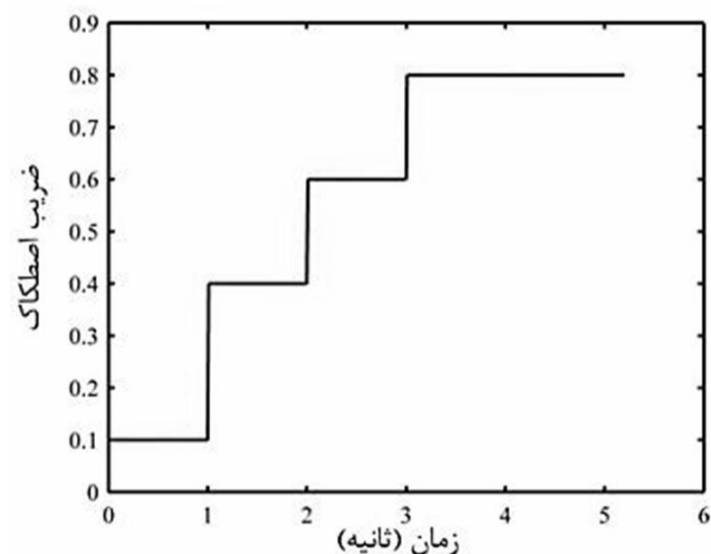
(الف) لغزش چرخ‌های سمت چپ، (ب) گشتاور ترمزی چرخ‌های سمت چپ

در جدول 4 عملکرد کنترل کننده‌های طراحی شده در مقاله‌ی حاضر با انواع استراتژی‌ها مقایسه شده است. تفاوت کنترل کننده‌ها علاوه بر استفاده از فیدبک انتگرالی در مقدار لغزش ردیابی شده نیز می‌باشد. در این کنترل کننده‌ها ابتدا لغزش ثابت و سپس لغزش متغیر منطبق با شرایط جاده‌ای انتخاب می‌شود. نتایج شبیه‌سازی حاکی از برتری کنترل کننده ترکیبی فازی - پیش‌بین با فیدبک انتگرالی نسبت به دو کنترل کننده دیگر از نظر زمان و مسافت توقف است.

برای بررسی عملکرد کنترل کننده در شرایط مختلف، ترمزگیری روی جاده‌ای با ضریب اصطکاک متغیر مطابق شکل 9 در نظر گرفته شده است. در این جا ضریب اصطکاک جاده حین ترمزگیری در زمان‌های مختلف تغییر می‌کند شکل 10 نتایج شبیه‌سازی را برای کنترل کننده‌ی پیش‌بین - فازی نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود سیستم کنترلی لغزش‌های مطلوب را متناسب با سطح جاده و تغییرات بار قائم در تک تک چرخ‌ها محاسبه و بخوبی ردیابی می‌کند. لازم به ذکر است لغزش، گشتاور و نیروی ترمزی چرخ‌های سمت راست نیز مشابه چرخ‌های سمت چپ می‌باشد.

جدول 4 مقایسه‌ی عملکرد دینامیکی کنترل کننده‌های طراحی شده

نوع کنترل کننده	کنترل پیش‌بین	کنترل پیش‌بین با فیدبک	کنترل پیش‌بین با فیدبک انتگرال
مسافت توقف (m)	117/3	126	274/8
زمان توقف (s)	2/375	2/551	5/561



شکل 9 جاده با ضریب اصطکاک مختلف

شکل 10 عملکرد کنترل کننده‌ی پیش‌بین - فازی در جاده با ضریب اصطکاک متغیر

5- نتیجه گیری

در این مقاله با توجه به ماهیت غیرخطی دینامیک خودروهای سنگین و تأیر از قوانین کنترلی غیرخطی مبتنی بر بهینه‌سازی برای گشتاور ترمزی و متعاقب آن تنظیم لغزش در محدوده‌ی بهینه استفاده شده است. لذا در طراحی سیستم ترمز ضد قفل، روش کنترل بهینه‌ی پیش‌بین براساس پیش‌بینی پاسخ‌های خودرو و نیز کنترل کننده فازی برای مدل 7 درجه آزادی خودرو مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها، حاکی از مناسب و بهینه بودن کنترل‌کننده‌ها در مانورهای مختلف، و عملکرد مناسب و مقاوم آن‌ها در حضور نامعینی‌ها می‌باشد. همچنین کنترل‌کننده ترکیبی فازی - پیش‌بین با فیدبک انتگرالی در مقاسه با کنترل‌کننده‌های غیرخطی با و بدون فیدبک انتگرال عملکرد بهتری دارد.

6- مراجع

- [6] J.H. Park, D.H. Kim, and Y.J. Kim, Anti-lock brake system control for buses based on fuzzy logic and a sliding-mode observer, *KSME International Journal*, Vol.15, No.10, pp. 1398-1407, 2001.
- [7] H. Mirzaeinejad, and M. Mirzaei, A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems, *Control Engineering Practice*, Vol. , No. , pp. 918-926, 2010.
- [8] H. Mirzaeinejad, and M. Mirzaei, A new approach for modelling and control of two-wheel anti-lock brake systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, pp. 179-192, 2011.
- [9] M. Tanelli, , A. Astolfi, and S.M. Savaresi, Robust nonlinear output feedback control for brake by wire control systems, *Automatica*, Vol.44, No.4, pp. 1078-1087, 2008.
- [10] F. Jiang, and Z. Gao, An application of nonlinear PID control to a class of truck ABS problems, in *IEEE Conference on Decision and Control*, 2001.
- [11] W.H. Chen, D.J. Ballance, P.J. Gawthrop, Optimal control of nonlinear systems: a predictive control approach, *Automatica*, Volume 39, No.4, pp. 633-641, 2003
- [12] M. Mirzaei, and H. Mirzaeinejad, Optimal design of a non-linear controller for anti-lock braking system, *Transportation research part C: emerging technologies*, pp. 19-35, 2012.
- [13] M. Mirzaei, G. Alizadeh, M. Eslamian, S. Azadi, An optimal approach to non-linear control of vehicle yaw dynamics, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, Vol.222, No.4, pp. 217-22, 2008.
- [14] X. Wang, , M. Fu, H. Ma, and Y. Yang, Lateral control of autonomous vehicles based on fuzzy logic, *Control Engineerin Practice*, pp. 1-17, 2015.
- [15] F. Yu, , J.Z. Feng, and J. Li, A fuzzy logic controller design for vehicle ABS with an on-line optimized target wheelslip ratio, *International Journal of Automotive Technology*, Vol.3, No.1, pp. 165-17, 2002.
- [16] Y. Yazicioglu and Y. Samim Unlusoy, A fuzzy logic controlled anti-lock braking system (ABS) for improved braking performance and directional stability, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.48, No.3/4, pp.299 - 315, 2008.
- [1] R. Rajamani, Vehicle dynamics and control, *Springer*, 2006.
- [2] L. Hartikainen, F. Petry, and S. Westermann, Longitudinal wheel slip during ABS braking, *Vehicle System Dynamics*, Vol.53, No.2, pp. 237-255, 2014.
- [3] S.B. Choi, Antilock brake system with a continuous wheel slip control to maximize the braking performance and the ride quality, *Control Systems Technology, in IEEE Transactions*, Vol.16, No.5, pp. 996-1003, 2008.
- [4] R. Bhandari, S. Patil, and R. K. Singh, Surface prediction and control algorithms for anti-lock brake system, *Transportation research part C: emerging technologies*, Vol.21, No.1, pp. 181-195, 2012.
- [5] A. Harifi, A. Aghagolzadeh; G. Alizadeh; M. Sadeghi, 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.