



Designing and Comparing the Performance of Rule-based and Sliding Mode Controllers of Automotive Hydraulic Anti-lock Braking System

Sayyad Nasiri^{1*}, Hossein Rahimi Asiabaraki², Mohammad Arefiyan³

¹Faculty Member, Center for Engineering Skills Training, Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

²Faculty Member, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

³MSc, Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Article Type:

Original Research

Received: 07.24.2022

Revised: 09.11.2022

Accepted: 10.30.2022

Keyword:

Modeling
Anti-lock Braking
Rule-based Controller
Sliding Mode Controller
Automotive

*Corresponding Author:

Sayyad Nasiri

Email: nasiri@sharif.edu

ABSTRACT

One of the major defects of the Conventional car Braking System (CBS) is the lack of control of the amount of braking torque applied to the wheels compared to the frictional torque between the tire and the ground during extreme braking. If the driver does not have accurate estimate of the road conditions, applying too much force to the brake pedal will cause the wheels to lock. By locking the wheels of the car, in addition to increasing the braking distance, the lateral stability of the car is also reduced and the car deviates from its path. The anti-lock braking system was designed to increase the efficiency of the braking system, achieve the minimum braking distance and increase the directional stability of the vehicle in emergency braking situations by preventing the wheels from locking. For this purpose, various control algorithms were proposed to control the amount of slip, deceleration and angular velocity. In the present research, first, analytical modeling was presented for the entire anti-lock braking system followed by experimental validation tests and system state equations. Then, two control algorithms of Rule-based and Sliding Mode were designed for the system and their performance was evaluated and compared with the experimental data obtained from the brake system test under real conditions. The findings of this research show that under real conditions, the use of rule-based algorithms, with a small volume of calculations and programming codes, can lead to acceptable results compared to robust algorithms consisting of a high volume of calculations and programming codes.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

The purpose of this research was to present the analytical and experimental method of modeling, simulation and control of the rule-based in comparison with a robust control of the anti-lock braking system under different road conditions and on the vehicle under real conditions. To be able to obtain acceptable results of the performance of the braking system under real conditions, the volume of calculations, programming codes and delays in the anti-lock brake system were obtained to measure and estimate various parameters for implementing an accurate control procedure.

Methodology

After modeling the governing equations of the vehicle brake system, according to Figure 1, various sensors were installed on the car brake to transfer the intended data to the data acquisition card. In addition, the wheel speed signals, opening and closing time of the solenoid valves, and the start and end time of the hydraulic pump operation of the anti-lock braking system were transferred to the data acquisition card and the computer.

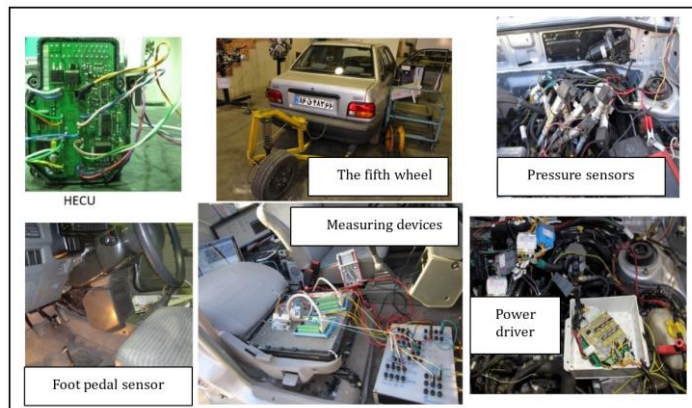


Figure 1. The vehicle equipped with devices for measuring data and sending commands.

Sliding mode controller design

The goal of the controller design was to reach a reference value of approximately 20% slip between tire and contact patch. Therefore, three modes of Pw apply, which indicates pressure increase, Pw hold, which indicates pressure holding, and Pw release, which indicates pressure reduction were considered for Pc or brake hydraulic fluid pressure. Figure 2 shows the speed of the simulated wheel dynamics and the speed of the wheel experimental test.

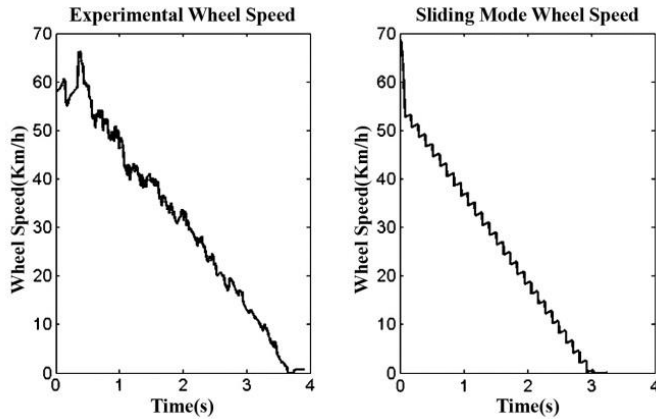


Figure 2. Experimental and simulated wheel speed (Sliding mod Control).

As observed in Figure 2, the simulated wheel speed was a relatively good match with the test conditions as the simulation of the car and brake dynamics during braking was suitable.

Rule-based controller design

According to the dynamics of the wheel during braking, its acceleration changed in the range of 0.8g to -0.8g. On the other hand, in the slipping range of 10 to 20%, the highest friction coefficient was created between the tire and the ground. Therefore, on this basis, the above two parameters can be used and the rule-based algorithm can be designed in order to control the slippage of the anti-lock braking system according to Figure 3.

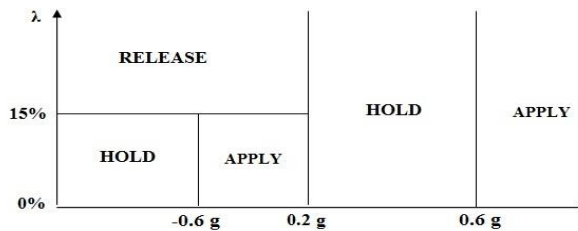


Figure 3. Rule-based controller algorithm of wheel slip and wheel acceleration.

Results and discussion

Figure 4 shows the stopping distances in the rule-based and sliding mode algorithms and experimental tests. According to this diagram, it can be seen that the stopping distance of the rule-based algorithms was similar to the experimental test, while the stopping distance with the sliding mode algorithm was less.

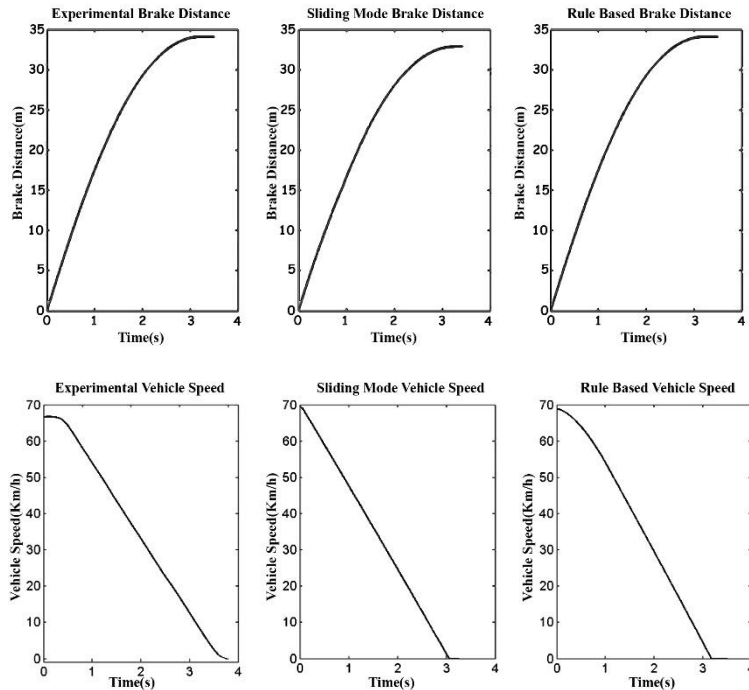


Figure 4. Stopping distance and vehicle speed of rule-based controller, sliding mode controller and experimental test.

Conclusion

The design of the brake torque controller requires the achievement of a comprehensive and an accurate dynamic model of the anti-lock braking system. In this article, firstly, the modeling of the anti-lock braking system from the brake pedal to the tire and the ground was relatively comprehensive and simulated in the MATLAB/SIMULINK program, which was validated by experimental tests on the anti-lock braking system of the Pride car, which is equipped with instruments for measuring various parameters affecting the performance of the braking system. However, in this system, nonlinear factors and parameters with a great deal of uncertainty exist such as the weight on the wheels, the friction coefficient between the tire and the ground, the friction coefficient between the pads and the disk, the conditions of the interaction of the tire with the ground, causing the braking system to be have a non-linear intensity behavior, particularly in heavy braking. Therefore, the use of robust controllers in anti-lock braking has always been considered. One of the suitable methods of controlling the anti-lock brake in order to maintain and improve its stability against uncertainty factors and environmental noises was the sliding mode controller, which of course has complications in implementation stage. In contrast, the use of rule-based algorithms with the ability to maintain system stability against uncertainty factors is low, but their implementation is easier. In this method, by storing the numbers related to the functional ranges of wheel acceleration and tire slippage, the initial phase of braking torque control can be easily achieved. In the next step, a more

suitable and faster control would be achieved with the synthesis methods of robust and rule-based controllers. In the final section of this article, two designed sliding model and rule-based controllers are presented and the results of these two controllers evaluated. It is recommended that synthesis and adaptive controllers under real conditions are used in future research. In addition, themes such as the feasibility of implementing different controllers from the perspective of volume of calculations, estimates, delays, time response of actuators and electronic devices and their reliability are explored while the calibration of the mathematical model of the tire should be carried out more accurately based on real conditions of the contact patch.



طراحی و مقایسه عملکرد کنترل‌کننده‌های قانون‌مدار و مد لغزشی سیستم ترمز ضدقفل هیدرولیکی خودرو

صیاد نصیری^{۱*}، حسین رحیمی آسیابری^۲، محمد عارفیان^۳

- ۱- عضو هیات علمی، مرکز آموزش مهارت‌های مهندسی، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.
- ۲- عضو هیات علمی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.
- ۳- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

از عیوب عمده سیستم ترمز معمولی خودرو، کنترل نشدن مقدار گشتاور ترمزی اعمال‌شده به چرخ‌ها نسبت به گشتاور اصطکاکی بین تایر و زمین در ترمزگیری شدید می‌باشد. چنانچه راننده اطلاع دقیقی از شرایط جاده نداشته باشد، با اعمال نیروی بیش‌ازحد به پدال ترمز، باعث قفل شدن چرخ‌ها خواهد شد. با قفل شدن چرخ‌های خودرو علاوه بر افزایش مسافت ترمزی، پایداری جانبی خودرو نیز کاهش می‌یابد و خودرو از مسیر خود منحرف می‌گردد. سیستم ترمز ضدقفل به‌منظور افزایش رانندگی سیستم ترمز و دستیابی به کمترین مسافت ترمزی و افزایش پایداری خودرو در شرایط اضطراری ترمزگیری از طریق پیشگیری از قفل شدن چرخ‌ها طراحی گردیده است. بدین منظور الگوریتم‌های کنترلی مختلفی برای کنترل کردن مقدار لغزش، شتاب و سرعت زاویه‌ای پیشنهاد شده است. در مقاله حاضر ابتدا برای کل سیستم ترمز ضدقفل مدل‌سازی تحلیلی ارائه و با آزمایشات تجربی صحت‌گذاری و معادلات حالت سیستم ارائه گردیده است. سپس دو الگوریتم کنترلی قانون‌مدار و مد لغزشی برای سیستم طراحی‌شده و نحوه عملکرد آن‌ها با داده‌های تجربی به‌دست‌آمده از آزمایش سیستم ترمز در شرایط واقعی ارزیابی و مقایسه شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که استفاده از الگوریتم‌های قانون‌مدار می‌تواند با حجم کم کدهای برنامه‌نویسی در مقایسه با الگوریتم‌های مقاوم با حجم بالای محاسبات و کدهای برنامه‌نویسی در شرایط واقعی نتایج قابل‌قبولی را به دنبال داشته باشد.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۰۵/۰۲

بازنگری مقاله: ۱۴۰۱/۰۶/۲۰

پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۸/۰۸

کلید واژگان:

مدل‌سازی
ترمز ضدقفل
کنترل‌کننده قانون-مدار
کنترل‌کننده مد لغزشی
خودرو

*نویسنده مسئول: صیاد نصیری

پست الکترونیکی:

nasiri@sharif.edu

مقدمه

سیستم ترمز ضدقفل یکی از سیستم‌های کنترل‌کننده مرتبط با ایمنی خودرو می‌باشد که ایده اولیه آن در سال ۱۹۰۵ در کشور آلمان مطرح شد و در سال ۱۹۳۰ برای اولین بار به شکل مکانیکی در هواپیما مورد استفاده قرار گرفت. در سال‌های ۱۹۷۵ تا ۱۹۷۶ سیستم ترمز ضدقفل بر روی کامیون‌های سنگین برای کاهش تصادفات ناشی از کاهش پایداری کامیون در جاده‌های لغزنده به کار رفت. در سال ۱۹۶۹ اولین ترمز ضدقفل برای خودروهای سواری که تنها بر روی چرخ‌های عقب نصب می‌شد در شرکت فورد و کلسی-هیس^۱ تولید گردید اما ترمزهای ضدقفل مدرن که دارای واحد کنترل الکترونیک می‌باشند، در سال ۱۹۷۶ توسط شرکت دایملر-بنز و شرکت بوش طراحی و ساخته شد [۱].

جردس^۲ و همکاران [۲] به بررسی و مدل‌سازی سیستم ترمز خودرو پرداخته‌اند. تمرکز آن‌ها بر روی مدل‌سازی بوستر خودرو می‌باشد و مدل‌سازی استاتیکی شیر کنترلی بوستر به همراه دینامیک هوای ورودی از مهم‌ترین خصوصیت این مدل‌سازی به‌شمار می‌رود. همچنین در این مقاله به وجود خاصیت هیستریزیس بوستر اشاره گردیده است. این در حالی است که مدل سیستم هیدرولیک بسیار ساده در نظر گرفته شده است. شایان ذکر است که در این تحقیق ضرایب تخلیه اورفیس‌های سیستم با استفاده از نتایج تجربی به‌دست آمده است. وو^۳ و شی^۴ [۳] به مدل‌سازی سیستم ترمز با جزئیات بیشتری نسبت به تحقیقات پیشین پرداختند. در این مدل پیشنهادی که با آزمایش‌های تجربی نیز همراه است، بوستر تنها یک ضریب ثابت فرض شده است. تمرکز اصلی این مقاله در بخش مدل‌سازی بر مدل هیدرولیکی ترمز یک‌چهارم خودرو می‌باشد. آن‌ها از ساده‌سازی‌های بسیاری در مدل‌سازی سیستم ترمز استفاده کرده‌اند که از آن جمله می‌توان به ساده‌سازی معادلات مربوط به هیدرولیک سیستم اشاره کرد. همچنین از مدل‌سازی قسمت‌هایی از سیستم ترمز مانند آکومولاتور صرف‌نظر شده است. از نقاط قوت این مقاله می‌توان به طراحی کنترل مد لغزشی و ارزیابی کنترل‌کننده طراحی‌شده در آزمون تجربی اشاره کرد. خان^۵ و همکاران [۴] با استفاده از روش باندگراف^۶ به مدل‌سازی و شبیه‌سازی بوستر پرداختند ولیکن در مقاله مذکور روابط حاکم بر سیستم موجود نیست. در این مقاله به بررسی و کارایی روش باندگراف و نحوه استفاده از آن در مدل‌سازی سیستم‌های دینامیک پرداخته شده است. هو^۷ و همکاران [۵] به مدل‌سازی و شبیه‌سازی خصوصیات سیلندر اصلی سیستم ترمز پرداخته‌اند. در این مقاله تمرکز بر سیلندر اصلی می‌باشد و توسط آزمون آزمایشگاهی مدل موردنظر سنجیده می‌شود. حریفی^۸ و همکاران [۶] تنها مدل دینامیکی بدنه و تایر خودرو را ارائه کرده‌اند و از آن برای کنترل سیستم ترمز ضدقفل با استفاده از کنترل‌کننده مد لغزشی استفاده گردیده است. کوانگ^۹ و همکاران [۷] به مدل‌سازی دینامیکی بخش هیدرولیک سیستم ترمز برای سیستم‌های کنترل‌کننده فعال خودرو پرداخته‌اند. روش مورد استفاده در این مقاله، روش باندگراف می‌باشد. همچنین یک کنترل‌کننده PD با بهره‌های تطبیق‌شونده طراحی گردیده است و در پایان شبیه‌سازی و صحت‌گذاری تجربی بر روی مدل ارائه شده است. آخیل چالا^{۱۰} و همکاران [۸] در سال ۲۰۲۰، با استفاده از روش سخت‌افزار در حلقه و با استفاده از روش قانون-مدار، مطالعاتی برای سیستم ترمز ضدقفل پنوماتیکی خودروهای

¹ Kelsey-Hayes

² Gerdes

³ Wu

⁴ Shih

⁵ Khan

⁶ Bond Graph

⁷ Ho

⁸ Harifi

⁹ Kuang

¹⁰ Challa

سنگین انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که با استفاده از روش قانون- مدار و استفاده از آستانه‌های لغزش و شتاب تایلر به صورت توأم با یکدیگر و ترکیبی می‌توان به رویه‌های مناسبی به‌منظور کنترل لغزش تایلر و زمین و همچنین ارتقای فرمان‌پذیری خودرو دست یافت. بنین- نتو^۱ و همکاران [۹] عملیات کنترل سیستم ترمز ضدقفل الکترومکانیکی را برای خودروهای سایز کوچک به روش کنترل مرتبه جزئی مقاوم CRONE برای مدل یک‌چهارم خودرو در مقایسه با روش H_∞ انجام دادند و با در نظر گرفتن عوامل غیرخطی، عدم قطعیت و نویزهای موجود به این نتیجه رسیدند که روش کنترل مرتبه جزئی مقاوم بهتر از روش H_∞ می‌باشد گرچه اجرای روش معرفی شده در دنیای واقعی و برای خودرو کامل ضروری می‌باشد تا قطعیت مناسب بودن روش معرفی شده نهایی شود. چن^۲ و همکاران [۱۰] از یک کنترل PID ترکیبی کنترل لغزش به انضمام شتاب منفی چرخ برای کنترل سیستم ترمز ضدقفل هواپیما استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که این روش از روش جداگانه کنترل لغزش یا شتاب منفی چرخ مناسب‌تر می‌باشد و باعث ارتقای عملکرد سیستم ترمز ضدقفل می‌شود و باعث کنترل لغزش تایلر در محدوده مشخصی می‌گردد. وگت^۳ و همکاران [۱۱] روش خطی شده مدل یک‌چهارم دو درجه آزادی را با استفاده از کنترل کننده PID مقاوم برای کنترل لغزش بین تایلر و زمین طراحی کردند. در این تحقیق عوامل غیرخطی و عدم قطعیت سیستم هیدرولیکی به انضمام انتقال بین چرخ‌ها در نظر گرفته نشده و همچنین اجرای کنترل کننده در دنیای واقعی انجام نگردیده است ولی نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که این روش قادر به پایداری دینامیک چرخ برای بازه‌های مختلف لغزش و در محدوده وسیعی از سرعت زاویه‌ای چرخ می‌باشد. فرناندز^۴ و همکاران [۱۲] به تأثیر مدل تایلر بر عملکرد سیستم ترمز ضدقفل خودرو پرداختند و متذکر شدند که عواملی همچون تغییر در چسبندگی بین تایلر و زمین و نیز تأخیر به دلیل اندازه‌گیری و تخمین پارامترهای مختلف حین ترمزگیری، می‌تواند باعث نوسان بیشتر در پاسخ سیستم شود و بنابراین استفاده از مدل‌های تایلر که در شرایط واقعی با سیستم ترمز ضدقفل کالیبره شده است می‌تواند باعث بهبود در عملکرد سیستم ترمز ضدقفل گردد. القیتانی^۵ و همکاران [۱۳] از یک کنترل کننده بر مبنای مشاهده میزان لغزش و سرعت چرخ برای کنترل سیستم ترمز ضدقفل با استفاده از بازیافت انرژی جنبشی خودرو و تولید انرژی الکتریکی به‌منظور شارژ باتری‌های خودروهای هیبرید و برقی در سرعت کمتر از ۱۰ کیلومتر بر ساعت به‌منظور کاهش سرعت و توقف کامل با تأکید بر قرارگیری در محدوده لغزش مجاز استفاده کردند و توانستند تا ۳۰ درصد انرژی مکانیکی سیستم ترمز معمولی را بازیافت کنند.

هدف از پژوهش حاضر ارائه روش تحلیلی و تجربی مدل‌سازی، شبیه‌سازی و کنترل قانون- مدار در مقایسه با کنترل مقاوم سیستم ترمز ضدقفل در شرایط مختلف جاده و بر روی خودرو در شرایط واقعی می‌باشد تا بتوان به نتایج قابل قبولی از عملکرد سیستم ترمز در شرایط واقعی با توجه به حجم محاسبات، کدهای برنامه‌نویسی و تأخیرهای موجود در سیستم به‌منظور اندازه‌گیری و تخمین پارامترهای مختلف دست یافت.

مدل‌سازی سیستم ترمز ضدقفل

مطابق شکل ۱، سیستم ترمز ضدقفل دارای سه مرحله، افزایش، تثبیت و کاهش فشار مایع هیدرولیک سیستم ترمز می‌باشد. با اعمال نیروی پای راننده به پدال ترمز و پس از رسیدن فشار مایع هیدرولیک به حد معینی و عبور از شیر برقی تغذیه (SSV^6)، مایع هیدرولیک به سیلندر ترمز درون چرخ می‌رسد. شیر برقی تغذیه در حالت عادی

¹ Benine-Neto

² Chen

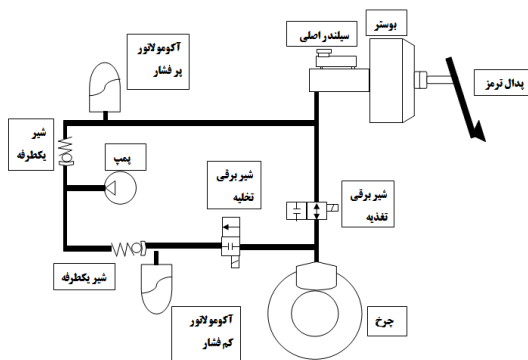
³ Vogt

⁴ Fernández

⁵ Elghitany

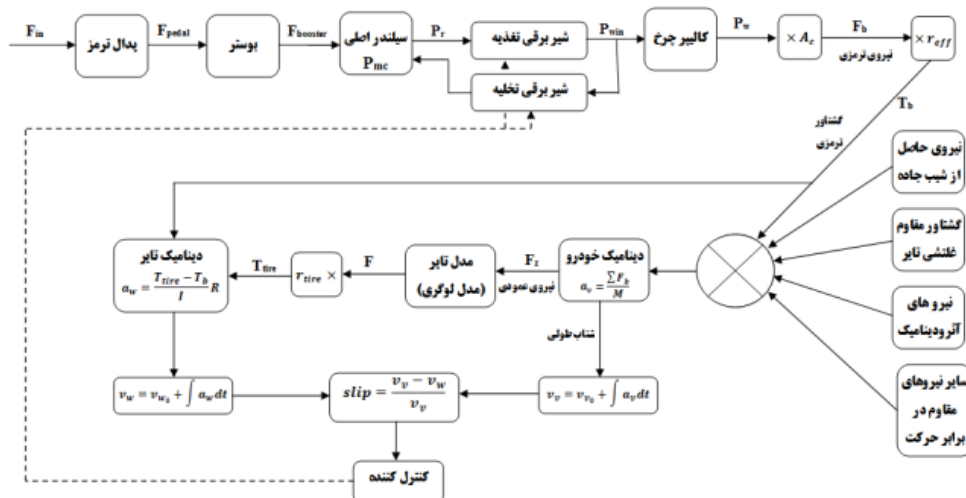
⁶ Solenoid Supply Valve

باز می باشد و تا رسیدن لغزش به حد معینی همچنان باز می ماند. این مرحله از کار سیستم ترمز ضدقفل، مرحله افزایش فشار نامیده می شود.



شکل ۱. شماتیک سیستم ترمز ضدقفل [۱۴].

علاوه بر شیر برقی تغذیه که بر سر راه ورودی مایع هیدرولیک ترمز به کالیپر چرخ قرار گرفته است، شیر برقی تخلیه (SDV^۱) نیز بر سر راه خروجی مایع هیدرولیک ترمز از کالیپر چرخ قرار دارد. این شیر در حالت عادی بسته است و تا لغزش معینی همچنان بسته می ماند. در حالتی که شیرهای برقی تغذیه و تخلیه هر دو بسته باشند، حالت تثبیت فشار به وجود می آید و با باز شدن شیر تخلیه عملیات کاهش فشار ایجاد می شود. شکل ۲ نشان دهنده مدل کلی و اجزای تشکیل دهنده سیستم ترمز می باشد.

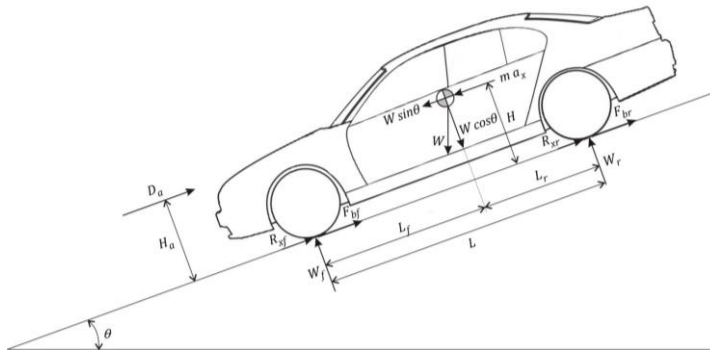


شکل ۲. مدل کامل سیستم ترمز ضدقفل و دینامیک ترمزگیری [۱۵].

¹ Solenoid Discharge Valve

دینامیک خودرو حین ترمزگیری

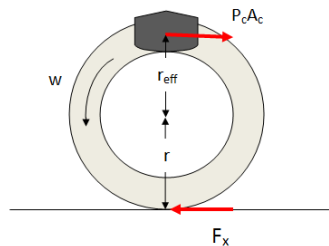
شکل ۳ دیاگرام آزاد خودرویی در حال ترمزگیری در شرایط بحرانی را نشان می‌دهد.



شکل ۳. دیاگرام آزاد خودرو در حال ترمزگیری [۱۶].

دینامیک چرخ حین ترمزگیری

شکل ۴ دینامیک چرخ حین ترمزگیری را نشان می‌دهد.

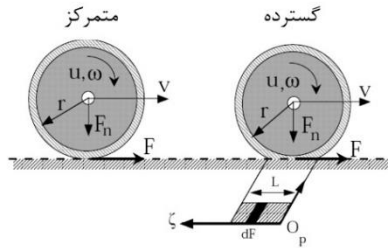


شکل ۴. شماتیک چرخ و نیروهای وارد شده بر آن [۱۴].

مدلسازی تایر

مدل‌های تایر را می‌توان به دو دسته مدل‌های دینامیکی و مدل‌های استاتیکی تقسیم کرد. مدل‌های اصطکاکی استاتیکی در فضای حالت در شرایط خطی و سرعت‌های زاویه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند و از داده‌های تجربی حاصل از تجهیزات خاص که امکان تغییر سرعت خطی و زاویه‌ای را می‌دهند، به دست می‌آیند. از مشهورترین این مدل‌ها می‌توان به مدل پسیجکا^۱ اشاره کرد. در مقابل، مدل‌های دینامیکی بیان‌کننده رفتار واقعی تایر در زمان تغییر سرعت می‌باشند و به دو دسته کلی متمرکز و گسترده تقسیم می‌شوند [۱۷].

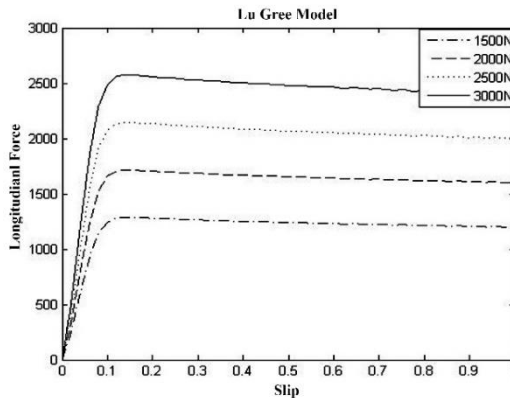
¹ Pacejka Model



شکل ۵. مدل دینامیکی متمرکز و گسترده تایر [۱۱].

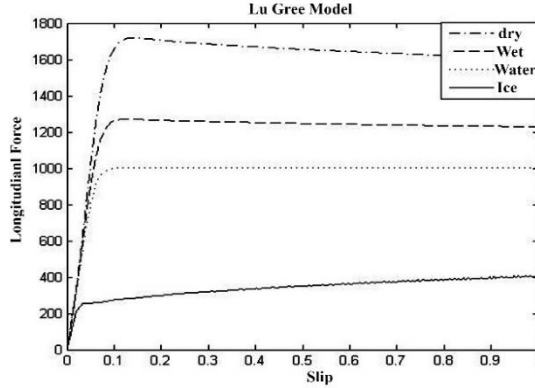
مدل متمرکز که در شکل ۵ سمت چپ نشان داده شده است، یک نقطه را به عنوان نقطه تماس تایر و جاده در نظر می گیرد و معادله به دست آمده با انتگرال گیری از معادله نسبت به زمان قابل حل می گردد. در عوض، مدل گسترده، سطح گسترده ای را برای تماس تایر با جاده در نظر می گیرد و توزیع بار را به صورت یکنواخت فرض می کند و برای حل آن باید نسبت به زمان و فضا انتگرال گرفت.

در پژوهش حاضر از مدل لوگری^۱ استفاده شده است. در این مدل نیروها و سطح تایر به صورت متمرکز در نظر گرفته می شوند [۱۸]. شکل های ۶ و ۷ به ترتیب نشان دهنده نیروی طولی حاصل از مدل لوگری تحت تأثیر بارهای عمودی مختلف و نیروی طولی وارد بر تایر تحت شرایط مختلف جاده می باشند.



شکل ۶. نیروی طولی وارد بر تایر تحت بارهای عمودی مختلف.

^۱ LuGre Model



شکل ۷. نیروی طولی وارد بر تایر تحت تأثیر شرایط مختلف جاده.

معادلات فضای حالت سیستم ترمز ضدقفل

پس از انجام مدل‌سازی سیستم ترمز ضدقفل، در این بخش معادلات حالت سیستم استخراج می‌شود تا مدل موردنظر آماده شود و بتوان الگوریتم‌های مختلف کنترلی را ارائه، شبیه‌سازی و اجرا کرد [۱۵]. در رابطه (۱) مجموعه ۲۰ معادله حالت سیستم ترمز جمع‌بندی شده است. در این معادلات متغیرهای حالت عبارتند از:

$$\begin{array}{lllll}
 x_1 = x_{mc} & x_5 = P_{win} & x_9 = P_{wout} & x_{13} = P_{LPA} & x_{17} = \dot{x}_{HPA} \\
 x_2 = \dot{x}_{mc} & x_6 = P_w & x_{10} = P_{Lout} & x_{14} = P_{P0} & x_{18} = \omega \\
 x_3 = P_{mc} & x_7 = x_w & x_{11} = x_{LPA} & x_{15} = P_{HPA} & x_{19} = v \\
 x_4 = P_r & x_8 = \dot{x}_w & x_{12} = \dot{x}_{LPA} & x_{16} = x_{HPA} & x_{20} = z
 \end{array}$$

$$\dot{x} = Ax + B_1 u + B_2 w$$

$$y = C_1 x + D_1 u + D_2 w$$

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{k_{mc}}{M_{mc}} x_1 - \frac{\mu_d N}{M_{mc}} \text{sign}(x_1) - \left(\frac{C_{mc}}{M_{mc}}\right) x_2 + \left(\frac{A_{mc}}{M_{mc}}\right) x_3 - (-F_{booster} + \mu_s N)$$

$$\dot{x}_3 = \left(\frac{\beta_{mc} * A_{mc}}{V_{mc}}\right) x_2 - \frac{\beta_{mc}}{V_{mc}} C_{mc} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_3 - x_4| \text{sign}(x_3 - x_4)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta_r}{V_r} C_{mc} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_3 - x_4| \text{sign}(x_3 - x_4) - \frac{\beta_r}{V_r} C_{win} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_4 - x_5| \text{sign}(x_4 - x_5)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta_{Lwin}}{V_{Lwin}} C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_5 - x_6| \text{sign}(x_5 - x_6)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{\beta_w}{V_w} C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_5 - x_6| \text{sign}(x_5 - x_6) - \left(\frac{\beta_w * A_w}{V_w}\right) x_7$$

$$\dot{x}_7 = \dot{x}_8$$

(۱)

$$\begin{aligned} \dot{x}_8 &= -\frac{k_w}{M_w} x_7 - \frac{\mu_d N_w}{M_w} \text{sign}(x_7) - \left(\frac{C_w}{M_w}\right) x_8 + \left(\frac{A_w}{M_w}\right) x_6 - (F_{lw} + \mu_s N) \\ \dot{x}_9 &= \left(\frac{\beta_{wout} * A_w}{V_{wout}}\right) x_8 - \frac{\beta_{wout}}{V_{wout}} C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_9 - x_{10}| \\ \dot{x}_{10} &= \frac{\beta_{Lout}}{V_{Lout}} C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_9 - x_{10}| - \frac{\beta_{Lout}}{V_{Lout}} C_{SDV} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_9 - x_{10}| \\ \dot{x}_{11} &= x_{12} \\ \dot{x}_{12} &= -\frac{k_{LPA}}{M_{LPA}} x_{11} - \frac{\mu_d N_{LPA}}{M_{LPA}} \text{sign}(x_{11}) - \left(\frac{C_{LPA}}{M_{LPA}}\right) x_{12} + \left(\frac{A_{LPA}}{M_{LPA}}\right) x_{13} \\ \dot{x}_{13} &= \frac{\beta_{LPA}}{V_{LPA}} C_{SDV} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_{10} - x_{13}| - \left(\frac{\beta_{LPA} * A_{LPA}}{V_{LPA}}\right) x_{11} - \frac{\beta_{LPA}}{V_{Lout}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_{13} - P_{PI}| \\ \dot{x}_{14} &= \frac{\beta_{P0}}{V_{P0}} Q_{P0} - \frac{\beta_{P0}}{V_{P0}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_{14} - x_{15}| \\ \dot{x}_{15} &= \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_{14} - x_{15}| x_{11} - \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_{15} - P_{relief}| - \left(\frac{\beta_{HPA} * A_{HPA}}{V_{HPA}}\right) x_{16} \\ &\quad - \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} |x_{15} - P_L| \\ \dot{x}_{16} &= x_{17} \\ \dot{x}_{17} &= \left(\frac{A_{HPA}}{M_{HPA}}\right) x_{15} - \frac{k_{LPA}}{M_{LPA}} x_{16} + \frac{\mu_d N_{LPA}}{M_{LPA}} \text{sign}(x_{16}) - \left(\frac{C_{HPA}}{M_{HPA}}\right) x_{17} - \mu_s N_{HPA} \\ \dot{x}_{18} &= \frac{R_w F_x - P_w A_c \mu r_{eff}}{J_w} \\ \dot{x}_{19} &= \frac{-F_x - \frac{1}{2} \rho C_d A_f V_r}{M} \\ \dot{x}_{20} &= v_r - \frac{\sigma_0 |v_r|}{g(v_r)} \end{aligned}$$

شبیه سازی و صحنه گذاری

شبیه سازی سیستم ترمز ضدقفل براساس مدل سازی انجام شده در نرم افزار MATLAB/SIMULINK صورت پذیرفته است. پارامترها و ضرایب مورد استفاده در شبیه سازی براساس مقادیر ذکر شده در جدول ۱ می باشد که از آزمایش های مختلف بر روی خودروی پراید به دست آمده است. در این شبیه سازی ها، سناریوهای مختلفی اجرا و نتایج شبیه سازی با نتایج آزمون تجربی که بر روی خودروی پراید در شرایط واقعی انجام شد، مقایسه گردیده است. مطابق شکل ۸ سنسورهای فشار مختلفی بر مدار هیدرولیک سیستم ترمز خودرو نصب شده اند که اطلاعات تغییر فشار سیستم را به کارت دیتا و مجموعه مرتبط با آن منتقل می کنند. همچنین سیگنال های سرعت چرخ، زمان باز و بسته شدن شیرهای کنترلی و زمان شروع و اتمام کارکرد پمپ هیدرولیک سیستم ترمز ضدقفل و غیره به کارت دیتا منتقل می گردد. این اطلاعات از طریق کابل های نصب شده روی بلوک سیستم ترمز ضدقفل منتقل می شوند. بر روی پدال ترمز خودرو نیز یک عدد نیروسنج^۱، نصب و اطلاعات مربوط به نیروی پای راننده را به کارت دیتا انتقال می دهد.

¹ Load Cell

جدول ۱. مقادیر پارامترهای مورد استفاده در شبیه‌سازی.

$A_{mc}=۴.۹۱*۱۰^{-۴}m^2$	$M_{mc}=۰.۰۰۵Kg$	x_{mc}	x_w
سطح مقطع سیلندر اصلی	جرم پیستون سیلندر اصلی	جابه‌جایی پیستون سیلندر اصلی	جابه‌جایی پیستون کالیپر
$K_{mc}=۱۰۰ N/m$ <td>$\mu_s N = ۷۰ N$ <td>$\mu_d N = ۶۵ N$ <td>$C_{mc}=۱۰۰۰ Nm/s$ </td></td></td>	$\mu_s N = ۷۰ N$ <td>$\mu_d N = ۶۵ N$ <td>$C_{mc}=۱۰۰۰ Nm/s$ </td></td>	$\mu_d N = ۶۵ N$ <td>$C_{mc}=۱۰۰۰ Nm/s$ </td>	$C_{mc}=۱۰۰۰ Nm/s$
سختی فنر سیلندر اصلی	نیروی اصطکاک ایستایی سیلندر اصلی	نیروی اصطکاک دینامیکی سیلندر اصلی	ضریب دمپینگ سیلندر اصلی
$V_{mc}=۱.۱۴۷*۱۰^{-۵} m^3$ <td>$\beta_{mc}=۶.۹*۱۰^{-۵}Kpa$ <td>$A_w=۱.۹۶*۱۰^{-۲} m^2$ <td>$\rho=۱.۰۲۷ kg/lit$ </td></td></td>	$\beta_{mc}=۶.۹*۱۰^{-۵}Kpa$ <td>$A_w=۱.۹۶*۱۰^{-۲} m^2$ <td>$\rho=۱.۰۲۷ kg/lit$ </td></td>	$A_w=۱.۹۶*۱۰^{-۲} m^2$ <td>$\rho=۱.۰۲۷ kg/lit$ </td>	$\rho=۱.۰۲۷ kg/lit$
حجم اولیه سیلندر اصلی	مدول بالک سیلندر اصلی	سطح مقطع کالیپر	چگالی روغن ترمز
$V_f=۲.۱۲*۱۰^{-۵} m^3$ <td>$C_d=۰.۶$ <td>$\mu_s = ۰.۷$ <td>$M=۱۲۰۰ kg$ </td></td></td>	$C_d=۰.۶$ <td>$\mu_s = ۰.۷$ <td>$M=۱۲۰۰ kg$ </td></td>	$\mu_s = ۰.۷$ <td>$M=۱۲۰۰ kg$ </td>	$M=۱۲۰۰ kg$
حجم لوله خروجی سیلندر اصلی	ضریب تخلیه	ضریب اصطکاک ایستایی	جرم خودرو
$\theta S=۱۲.۵ m/s$ <td>$M_{LPA}=۰.۰۱ Kg$ <td>$A_{LPA}=۰.۰۰۰۲m^2$ <td>$K_{LPA}=۱۰۰ N/m$ </td></td></td>	$M_{LPA}=۰.۰۱ Kg$ <td>$A_{LPA}=۰.۰۰۰۲m^2$ <td>$K_{LPA}=۱۰۰ N/m$ </td></td>	$A_{LPA}=۰.۰۰۰۲m^2$ <td>$K_{LPA}=۱۰۰ N/m$ </td>	$K_{LPA}=۱۰۰ N/m$
سرعت نسبی استریک	جرم پیستون آکومولاتور	سطح مقطع پیستون آکومولاتور	سختی فنر آکومولاتور
$\mu_c=۰.۴$ <td>$R_w=۰.۲۳m$ <td>$r=۰.۲m$ <td>$J_w=۲.۱۱ kgm^2$ </td></td></td>	$R_w=۰.۲۳m$ <td>$r=۰.۲m$ <td>$J_w=۲.۱۱ kgm^2$ </td></td>	$r=۰.۲m$ <td>$J_w=۲.۱۱ kgm^2$ </td>	$J_w=۲.۱۱ kgm^2$
ضریب اصطکاک کلمب تایر	شعاع چرخ	شعاع دیسک ترمز	ممان اینرسی چرخ
$\sigma_0=۴۰ 1/m$ <td>$\sigma_1=۴.۹۴۸۷$ <td>$\sigma_2=۰.۰۰۱۸s/m$ <td>$f_r=۰.۰۱۵$ </td></td></td>	$\sigma_1=۴.۹۴۸۷$ <td>$\sigma_2=۰.۰۰۱۸s/m$ <td>$f_r=۰.۰۱۵$ </td></td>	$\sigma_2=۰.۰۰۱۸s/m$ <td>$f_r=۰.۰۱۵$ </td>	$f_r=۰.۰۱۵$
ضریب سختی طولی تایر	ضریب میرایی طولی تایر	ضریب میرایی ویسکوز تایر	ضریب نیروی مقاوم غلتشی تایر
x_{LPA}	x_{HPA}	Z	
جابجایی پیستون آکومولاتور فشار ضعیف	جابجایی پیستون آکومولاتور فشار قوی	وضعیت اصطکاک داخلی تایر	



HECU



چرخ پنجم



سنسورهای فشار



سنسور پدال ترمز



تجهیزات اندازه‌گیری و ارسال فرامین



درایور

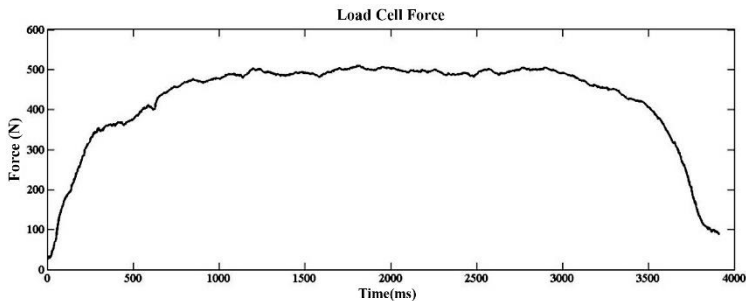
شکل ۸. خودروی مجهز به ادوات اندازه‌گیری و ارسال فرامین کنترلی.

سیستم ترمز خودروی مذکور به سنسورها و تجهیزات جمع‌آوری داده به شرح جدول ۲ مجهز شده است.

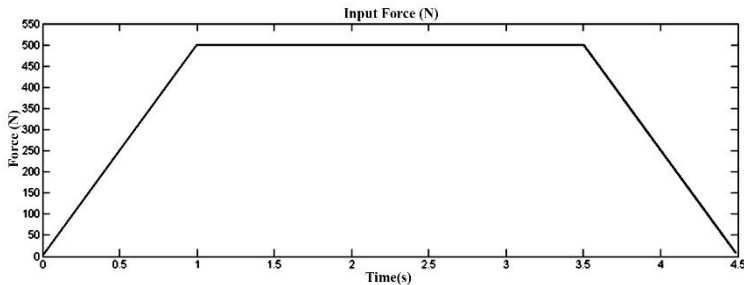
جدول ۲. سنسورها و تجهیزات داده برداری نصب شده بر روی خودروی تحت آزمون.

ردیف	قطعه، دستگاه	تعداد	ردیف	قطعه، دستگاه	تعداد
۱	سنسور فشارسنج هیدرولیک	۷	۲	سنسور فشارسنج پنوماتیک	۲
۳	سنسور دماسنج	۲	۴	سنسور نیروسنج	۱
۵	سنسور شتابسنج	۳	۶	دیتا لاگر شتابسنج	۱
۷	کارت دیتا	۱	۸	ترمینال باکس	۱
۹	اینورتر	۲	۱۰	کامپیوتر	۱

شکل ۹ نشان دهنده نیروی اندازه گیری شده توسط نیروسنج می باشد. به منظور ایجاد شرایط یکسان در شبیه سازی سیستم ترمز، ورودی مشابه شکل ۹ برای شبیه سازی مهیا گردید که در شکل ۱۰ دیده می شود.

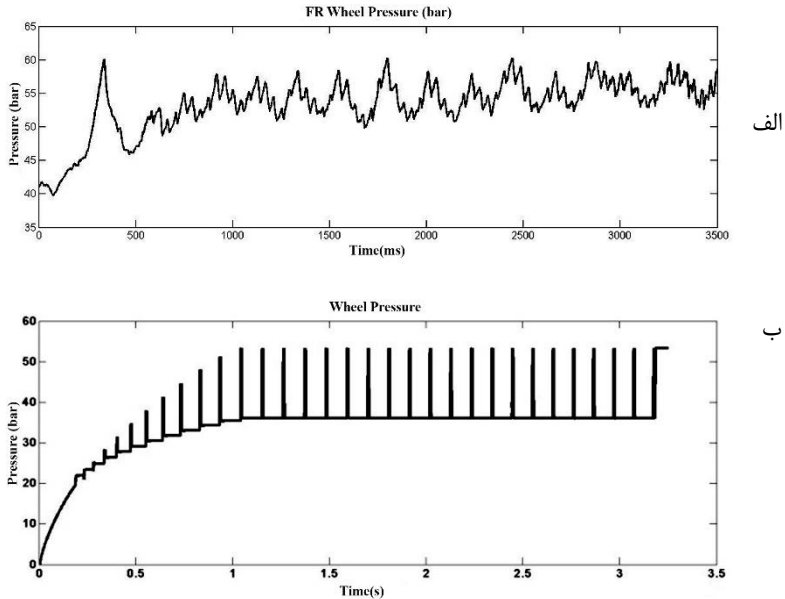


شکل ۹. نیروی پای راننده وارد بر پدال آزمایش تجربی.



شکل ۱۰. نیروی شبیه سازی شده پای راننده وارد به پدال.

شکل ۱۱ تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز در آزمون تجربی و برنامه شبیه سازی را نشان می دهد.



شکل ۱۱. تغییرات فشار مایع هیدرولیک چرخ در آزمون تجربی (الف) و برنامه شبیه‌سازی (ب).

طراحی کنترل‌کننده مد لغزشی

روش کنترل مد لغزشی (Sliding Mode Control) به علت مقاوم بودن، به‌عنوان یکی از روش‌های مؤثر برای کنترل سیستم‌های غیرخطی پذیرفته شده است [۱۹]. در کنترل مد لغزشی، حالت‌های سیستم به سمت یک سطح لغزش سوق داده می‌شود.

هدف از طراحی کنترل‌کننده رسیدن به مقدار مرجع لغزش است. بنابراین خطای سیستم را به‌عنوان سطح لغزش در نظر می‌گیریم.

$$S = \lambda_d - \lambda \quad (2)$$

که در آن λ_d لغزشی است که قصد داریم به آن برسیم (لغزش مرجع). با جایگذاری از رابطه (۲) خواهیم داشت.

$$S = \lambda_d - 1 + \frac{R_W \omega}{v} \quad (3)$$

با مشتق گرفتن از رابطه (۳) خواهیم داشت.

$$\dot{S} = \dot{\lambda}_d + R_W \frac{\dot{\omega}v - \dot{v}\omega}{v^2} \quad (4)$$

محدود بودن S می‌تواند محدود بودن λ را نتیجه دهد. بنابراین S می‌تواند معیار خوبی برای ردیابی عملکرد سیستم باشد. برای سوق دادن S به سمت صفر کافی است ورودی کنترل را طوری انتخاب کنیم که

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 \leq -\eta |S| \quad (5)$$

که در آن η یک عدد مثبت است. رابطه فوق به این معنی می باشد که مربع فاصله از سطح لغزش همواره در حال کاهش است و در نتیجه منحنی خطا همواره به سطح لغزش میل می کند و در حالت ایده آل زمانی که به آن رسید روی آن باقی خواهد ماند.

معادله سطح لغزش را با توجه به مطالب فوق، می توان به صورت زیر در نظر گرفت.

$$S_{slide} = S + \alpha \dot{S} \quad (6)$$

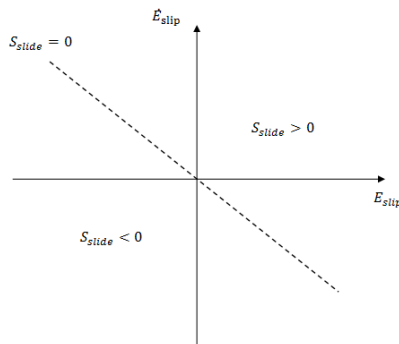
که در آن α یک ثابت اکیداً مثبت می باشد.

در این صورت با توجه به شکل ۱۲، سه حالت زیر را می توان به عنوان قوانین کنترلی تعریف کرد:

۱- $S_{slide} > 0$ که همان حالت افزایش فشار (apply) می باشد.

۲- $S_{slide} = 0$ که همان حالت تثبیت فشار (hold) می باشد.

۳- $S_{slide} < 0$ که همان حالت کاهش فشار (release) می باشد.

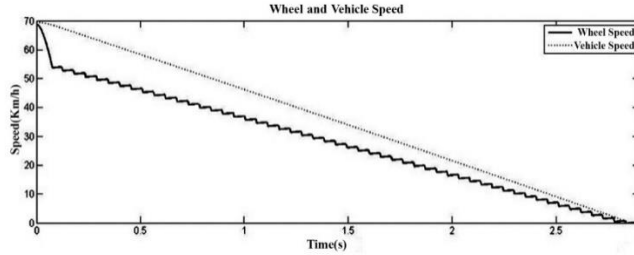


شکل ۱۲. حالت های مختلف سطح لغزش.

با توجه به سه مرحله فوق سه حالت $P_{w,apply}$ که بیانگر افزایش فشار می باشد، $P_{w,hold}$ که بیانگر تثبیت فشار می باشد و $P_{w,release}$ که بیانگر کاهش فشار می باشد را می توان برای P_c در نظر گرفت.

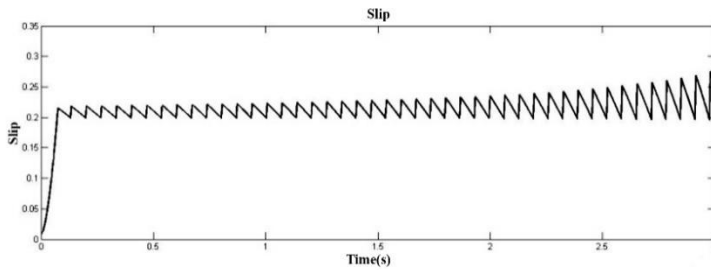
اگر S_{slide} را در تابع علامت قرار دهیم در این حالت سیستم دچار پدیده چترینگ^۱ می شود. بنابراین به جای استفاده از تابع sign از تابع sat استفاده می کنیم. در شکل ۱۳ نمودارهای سرعت چرخ و سرعت خودرو حاصل از برنامه شبیه سازی با استفاده از کنترل کننده مد لغزشی با یکدیگر مقایسه شده است.

¹ Chattering



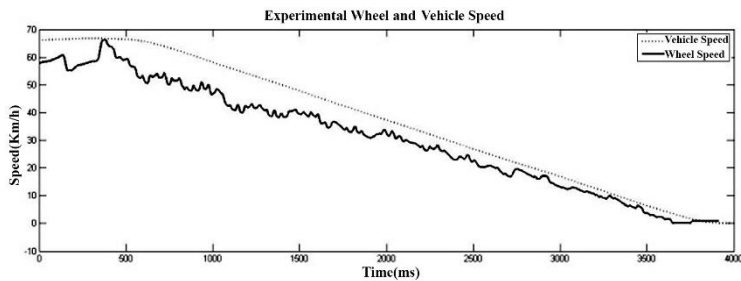
شکل ۱۳. تغییرات سرعت خودرو و چرخ.

نمودار لغزش حاصل از این شبیه‌سازی در شکل ۱۴ نشان داده شده است.



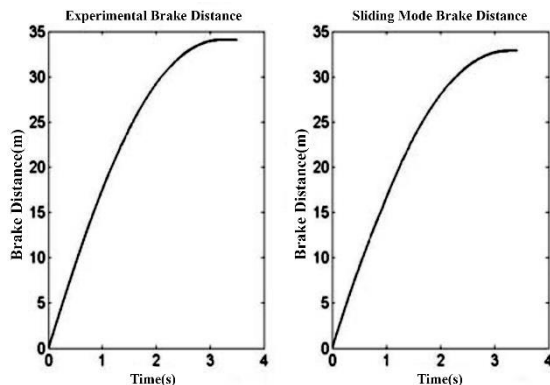
شکل ۱۴. لغزش چرخ.

همان‌طور که در شکل ۱۴ ملاحظه می‌گردد نمودار لغزش حول لغزش ۲۰ درصد تعیین شده در قانون کنترل قرار دارد. با دقت در این نمودار می‌توان دریافت که سیستم مقداری دچار پدیده چترینگ می‌باشد که خود یکی از عیوب کنترل‌کننده فوق محسوب می‌شود. از دلایل به وجود آمدن این پدیده می‌توان به داشتن دینامیکی خاص برای باز و بسته شدن شیرهای برقی و همچنین سرعت بالای تغییر حالت شیرها و ... اشاره کرد. شکل ۱۵ نشان‌دهنده تغییرات سرعت چرخ و خودرو در آزمون تجربی مربوط به برنامه نرم‌افزاری واحد کنترل کارخانه‌ای یا فابریک خودروی موردنظر می‌باشد.



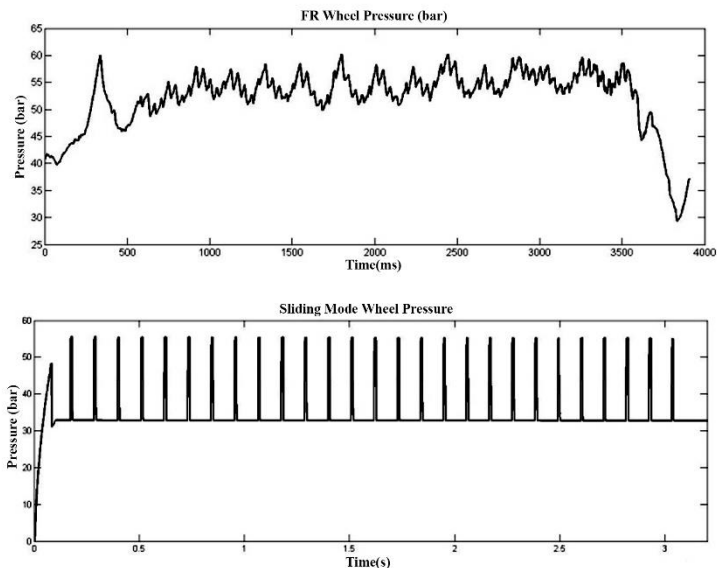
شکل ۱۵. تغییرات سرعت چرخ و خودرو در آزمون تجربی.

در شکل ۱۶ تغییرات مسافت ترمزی در کنترل کننده مد لغزشی و آزمون تجربی مربوط به برنامه نرم افزاری واحد کنترل کارخانه ای یا فابریک خودروی موردنظر نشان داده شده است. با دقت در این نمودارها می توان دریافت که مسافت ترمزی کنترل کننده مد لغزشی نیز کمتر از مسافت ترمزی در آزمون تجربی می باشد.



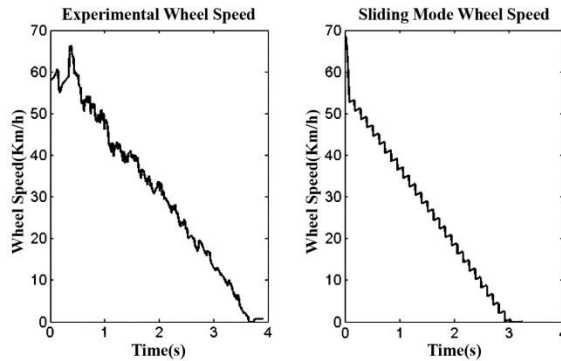
شکل ۱۶. مسافت ترمزی در کنترل کننده مد لغزشی و آزمون تجربی.

نمودار تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز در آزمون تجربی مربوط به برنامه نرم افزاری واحد کنترل کارخانه ای یا فابریک خودروی موردنظر و در برنامه شبیه سازی که در شکل ۱۷ نمایش داده شده است نشان دهنده این می باشد که به خوبی تغییر وضعیت ها در برنامه شبیه سازی انجام گردیده است.



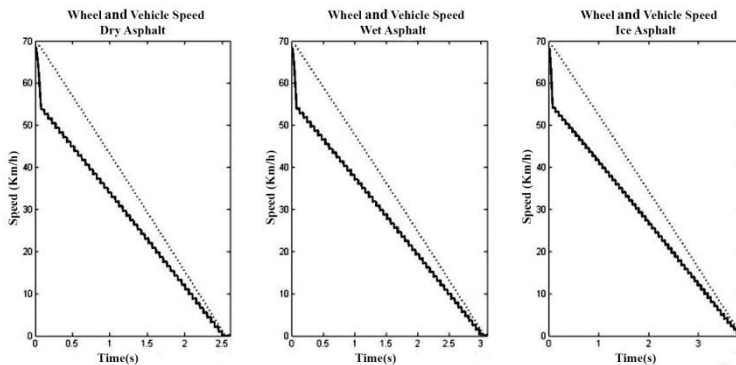
شکل ۱۷. تغییرات فشار مایع هیدرولیک چرخ در آزمون تجربی (الف) و کنترل کننده مد لغزشی (ب).

در شکل ۱۸ نمودار سرعت چرخ شبیه‌سازی‌شده و نمودار سرعت چرخ آزمایش تجربی مربوط به برنامه نرم‌افزاری واحد کنترل کارخانه‌ای یا فابریک خودروی موردنظر نشان داده شده است.



شکل ۱۸. تغییرات سرعت شبیه‌سازی‌شده و سرعت اندازه‌گیری شده چرخ.

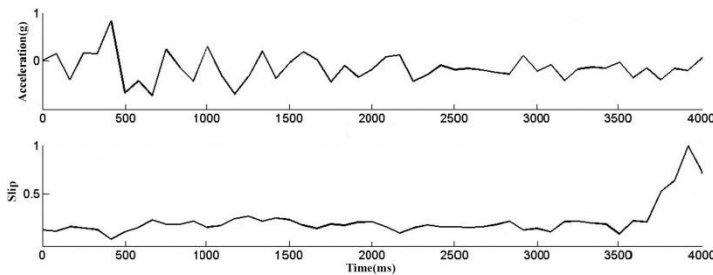
همان‌طور که در شکل ۱۸ ملاحظه می‌گردد سرعت چرخ شبیه‌سازی‌شده تطابق نسبتاً خوبی با شرایط آزمایش دارد اما زمان توقف خودرو در برنامه شبیه‌سازی‌شده کمتر از زمان توقف خودرو در شرایط آزمایش می‌باشد. دلیل این امر در نظر نگرفتن تغییر شرایط جاده اعم از مقدار ضریب اصطکاک و نوع آسفالت در برنامه شبیه‌سازی می‌باشد. با دقت در شکل ۱۸ می‌توان دریافت که کاهش سرعت در برنامه شبیه‌سازی دارای یک شیب تقریباً خطی می‌باشد. این تغییرات خطی باعث عدم ارتعاش بیش از اندازه اکسل می‌گردد و راحتی سرنشین را به دنبال خواهد داشت. شکل ۱۹ نشان‌دهنده تغییرات سرعت خودرو و چرخ در برنامه شبیه‌سازی در سه جاده آسفالت خشک، خیس و یخ‌زده می‌باشد.



شکل ۱۹. تغییرات سرعت چرخ و خودرو در سه جاده آسفالت خشک، خیس و یخ‌زده.

طراحی کنترل‌کننده قانون‌مدار

الگوریتم‌های قانون‌مدار اصولاً بر پایه بعضی خصوصیات قابل اندازه‌گیری سیستم طراحی می‌گردند و با توجه به سادگی آن‌ها، حجم محاسبات و کدهای برنامه‌نویسی کم می‌باشد و از طرفی برای به‌دست‌آوردن خصوصیات سیستم، نیاز به نصب وسایل و تجهیزات اضافه‌ای بر روی سیستم وجود ندارد. سیستم ترمز ضدقفل دارای چهار سنسور چرخ می‌باشد که وظیفه قرائت سرعت چرخ‌ها را به عهده دارند. با استفاده از اطلاعات این سنسورها در هر لحظه می‌توان سرعت و شتاب چرخ‌ها را تخمین زد. از سوی دیگر با استفاده از همین اطلاعات می‌توان سرعت خودرو را نیز محاسبه کرد. استفاده از فیلترهای غیرخطی تطبیقی [۲۰]، کالمن فیلتر، روش‌های ساده مانند میانگین‌گیری یا استفاده از این قانون که در هنگام شتاب‌گیری سرعت خودرو برابر کمترین سرعت چرخ‌ها و در هنگام ترمزگیری سرعت خودرو برابر بیشترین سرعت چرخ‌های خودرو می‌باشد، نمونه‌هایی از روش‌های تخمین سرعت خودرو با استفاده از سرعت چرخ‌ها است؛ بنابراین با مقایسه سرعت چرخ و خودرو می‌توان مقدار لغزش به‌طور تقریبی را محاسبه کرد. با دقت در شکل به‌دست‌آمده از آزمون تجربی که در شکل ۲۰ نشان داده شده است، می‌توان دریافت که نرخ‌های شتاب منفی و مثبت در محدوده ۰.۸g تا -۰.۸g تغییر می‌کنند. با توجه به شکل‌های ۶ و ۷ نیز ملاحظه می‌گردد که با بارهای عمودی مختلف و همچنین در شرایط محیطی متنوع، در محدوده لغزش ۱۰ تا ۲۰ درصد بیشترین ضریب اصطکاک بین تایر و زمین ایجاد می‌شود. لذا بر این اساس می‌توان از دو پارامتر فوق استفاده و الگوریتم قانون‌مدار به‌منظور کنترل کردن لغزش سیستم ترمز ضدقفل را طراحی نمود.

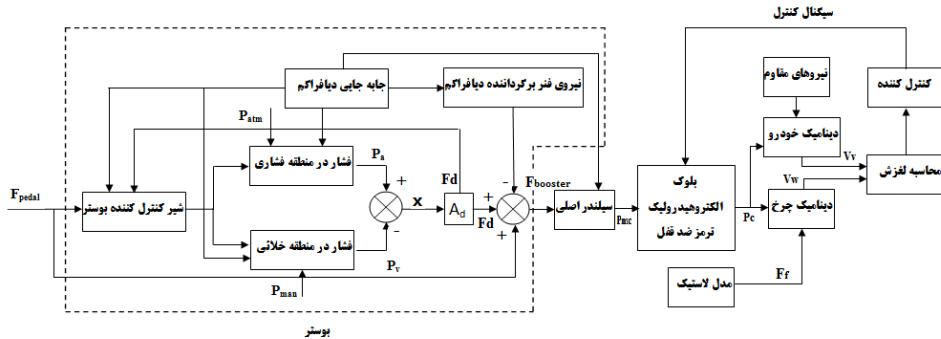


شکل ۲۰. لغزش و شتاب چرخ حاصل از آزمایش تجربی.

با توجه به مطالب فوق می‌توان قوانین کنترلی را به شرح ذیل در طراحی کنترلر قانون‌مدار سیستم ترمز ضدقفل استفاده کرد:

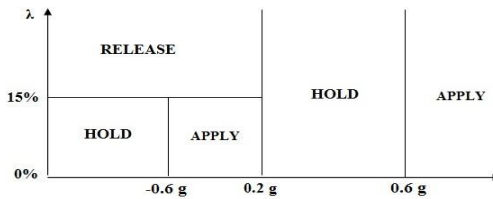
- ۱- اگر شتاب چرخ کمتر از g ۰.۶- و مقدار لغزش چرخ کمتر از ۱۵ درصد باشد، سیستم در حالت تثبیت قرار می‌گیرد. در این حالت به علت شتاب بالای منفی و قفل نشدن چرخ، شیرهای برقی ورودی و خروجی در حالت بسته قرار داده می‌شوند.
- ۲- اگر شتاب چرخ بین g ۰.۶- تا g ۰.۲ و مقدار لغزش چرخ کمتر از ۱۵ درصد باشد، سیستم به علت دستیابی به حداکثر شتاب منفی بدون قفل شدن چرخ در حالت افزایش فشار قرار می‌گیرد.
- ۳- اگر شتاب چرخ کمتر از g ۰.۲ و مقدار لغزش چرخ بیش از ۱۵ درصد باشد، سیستم به‌منظور جلوگیری از قفل شدن چرخ در حالت کاهش فشار قرار می‌گیرد.
- ۴- اگر شتاب چرخ بین g ۰.۲ تا g ۰.۶ باشد در این ناحیه، شیب منحنی شتاب مثبت است و سرعت چرخ در زمان‌هایی که در این ناحیه قرار می‌گیرد رو به افزایش است. در این ناحیه به دلیل جلوگیری از خاموش و روشن شدن ممتد شیرهای برقی ورودی و خروجی، حالت تثبیت فشار در نظر گرفته می‌شود.

۵- اگر شتاب چرخ بیش از $0.6g$ باشد، به‌طورقطع، دستور افزایش فشار ترمزی برای کاهش سرعت چرخ لازم خواهد بود.
 شکل ۲۱ بلوک دیاگرام کنترل‌کننده قانون‌مدار را نشان می‌دهد.



شکل ۲۱. بلوک دیاگرام کنترل‌کننده قانون‌مدار.

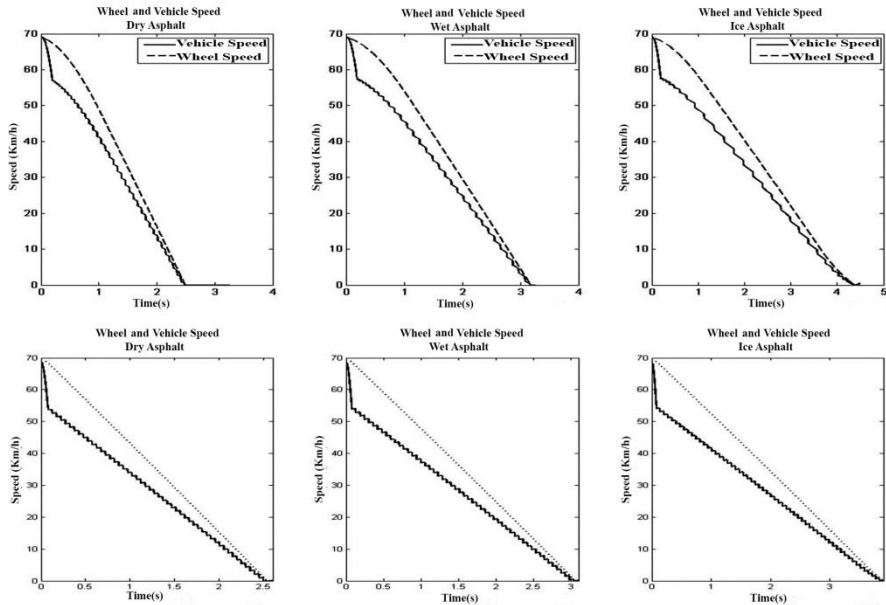
شکل ۲۲ به‌صورت خلاصه قانون کنترلی فوق را نشان می‌دهد. همان‌طور که قبلاً نیز اشاره شد به‌منظور جلوگیری از ارتعاش غیرعادی و جلوگیری از وجود آمدن رزونانس در اکسل و کاهش راحتی سرنشین هنگام ترمزگیری در اثر باز و بسته شدن ممتد شیرهای ورودی و خروجی، مقادیر شتاب کمتر از مقادیر ماکزیمم آن در نظر گرفته شده است.



شکل ۲۲. الگوریتم کنترل‌کننده قانون‌مدار.

مقایسه نتایج الگوریتم‌های مد لغزشی و قانون‌مدار

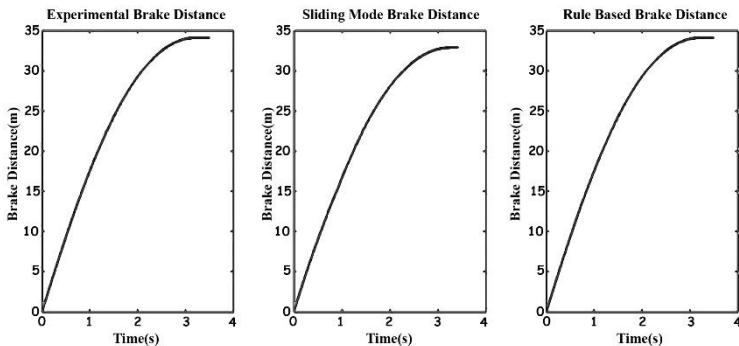
شکل ۲۳ مقایسه کنترل‌کننده قانون‌مدار با کنترل‌کننده مد لغزشی در شرایط آسفالت خشک، خیس و یخ‌زده را نشان می‌دهد. با دقت در این شکل می‌توان دریافت که کنترل‌کننده مد لغزشی دارای عملکرد بهتری در شرایط مختلف سطح جاده نسبت به کنترلر قانون‌مدار دارا می‌باشد که ناشی از مقاوم بودن این کنترل‌کننده در مقابل عوامل عدم قطعیت سیستم است.



شکل ۲۳. تغییرات سرعت چرخ و خودرو شبیه سازی شده در سه جاده آسفالت خشک، خیس و یخ (ردیف بالا: کنترل کننده قانون مدار، ردیف پایین: کنترل کننده مد لغزشی).

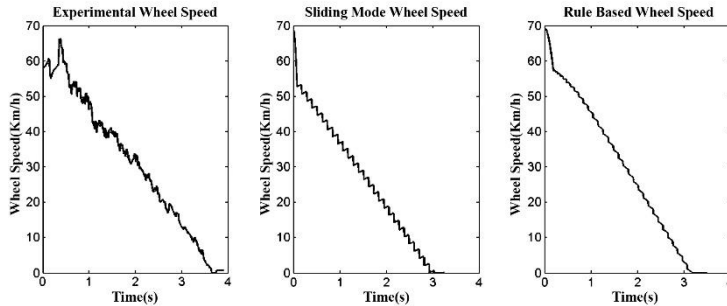
مقایسه روش های کنترل کننده و آزمون تجربی

شکل ۲۴ نشان دهنده مسافت های ترمزی در الگوریتم های قانون مدار و مد لغزشی و آزمایش تجربی می باشد. با دقت در این شکل می توان دریافت که مسافت ترمزی الگوریتم های قانون مدار مشابه آزمایش تجربی می باشد در حالی که مسافت ترمزی با الگوریتم مد لغزشی کمتر می باشد که بیانگر توانمندی الگوریتم کنترلی مد لغزشی در مواجهه با عوامل عدم قطعیت های سیستم است.



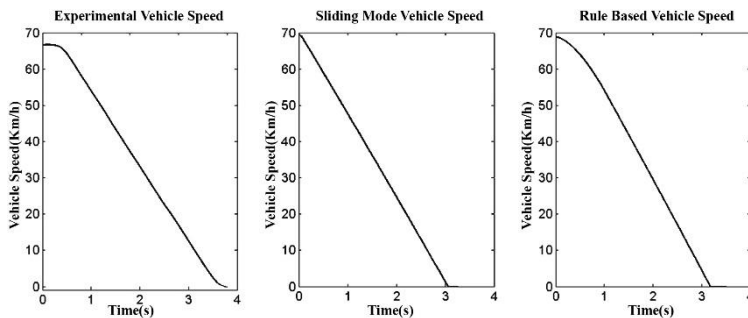
شکل ۲۴. تغییرات مسافت ترمزی کنترل کننده قانون مدار، مد لغزشی و آزمون تجربی.

شکل ۲۵ نشان‌دهنده تغییرات سرعت چرخ برحسب زمان ترمزگیری در آزمون تجربی، کنترل‌کننده مد لغزشی و کنترل‌کننده قانون‌مدار می‌باشد.



شکل ۲۵. تغییرات سرعت چرخ کنترل‌کننده قانون‌مدار، مد لغزشی و آزمون تجربی.

شکل ۲۶ نشان‌دهنده تغییرات سرعت خودرو در آزمون تجربی، کنترل‌کننده مد لغزشی و کنترل‌کننده قانون‌مدار می‌باشد، همان‌گونه که ملاحظه می‌گردد کنترل‌کننده مد لغزشی چابک‌تر از سایر کنترل‌کننده‌ها عمل کرده است.



شکل ۲۶. تغییرات سرعت خودرو کنترل‌کننده قانون‌مدار، مد لغزشی و آزمون تجربی.

نتیجه‌گیری

طراحی کنترل‌کننده گشتاور ترمزی مستلزم دستیابی به مدل دینامیکی جامع و دقیق از سیستم ترمز ضدقفل می‌باشد. در این مقاله ابتدا مدل‌سازی سیستم ترمز ضدقفل از پدال ترمز تا تایر و زمین به صورت نسبتاً جامع در برنامه MATLAB/SIMULINK شبیه‌سازی و توسط آزمون تجربی، سیستم ترمز ضدقفل خودروی پراید که مجهز به ادوات اندازه‌گیری پارامترهای مختلف تأثیرگذار بر عملکرد سیستم ترمز می‌باشد، صحنه‌گذاری شد. از طرفی در این سیستم عوامل غیرخطی و پارامترهای با عدم قطعیت فراوانی از قبیل وزن روی چرخ‌ها، ضریب اصطکاک بین تایر و زمین، ضریب اصطکاک بین لنت و دیسک، شرایط تعامل تایر با زمین و غیره وجود دارند که باعث شده است سیستم ترمز رفتاری به شدت غیرخطی به خصوص در ترمزگیری‌های شدید داشته باشد. از این رو استفاده از کنترل‌کننده‌های مقاوم در ترمز ضدقفل همواره مدنظر بوده است. یکی از روش‌های مناسب کنترل کردن ترمز ضدقفل به منظور حفظ و ارتقای پایداری آن در مقابل عوامل عدم قطعیت و نویزهای محیطی، کنترل‌کننده مد لغزشی می‌باشد که البته دارای

پیچیدگی‌هایی در اجرا است. در مقابل استفاده از الگوریتم‌های قانون‌مدار که قابلیت آن‌ها برای حفظ پایداری سیستم در مقابل عوامل عدم قطعیت کم می‌باشد ولی اجرای آن‌ها آسان‌تر است نیز مورد توجه می‌باشند به نحوی که در این روش با ذخیره‌سازی اعداد مرتبط با محدوده‌های عملکردی شتاب چرخ و لغزش تایر می‌توان به راحتی به فاز اولیه کنترل گشتاور ترمزی رسید و سپس در فاز ثانویه با روش‌های تلفیقی کنترل کننده‌های مقاوم و قانون‌مدار به کنترل مناسب‌تر و سریع‌تر دست یافت. در بخش پایانی این مقاله دو کنترل کننده مد لغزشی و قانون‌مدار طراحی شد و نتایج حاصل از این دو کنترل کننده مورد ارزیابی قرار گرفت. پیشنهاد می‌گردد که در پژوهش‌های آتی از کنترل کننده‌های تلفیقی و تطبیقی در شرایط واقعی استفاده شود و مواردی همچون امکان‌سنجی کاربرد کنترل کننده‌های مختلف از نظر حجم محاسبات، تخمین‌ها، تأخیرها، پاسخ زمانی عملگرها و ادوات الکترونیکی و قابلیت اطمینان آن‌ها بررسی گردد، ضمن آنکه کالیبراسیون مدل ریاضی تایر نیز به صورت دقیق‌تر و متناسب با شرایط انجام شود.

References

- [1] Orthwein, W. C. (2004). *Clutches and brakes: design and selection* (2 ed.). Chemical Rubber Company Press. <https://doi.org/10.1201/9780203026236>
- [2] Gerdes, J. C., & Hedrick, J. K. (1999). Brake System Modeling for Simulation and Control. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 121(3), 496-503. <https://doi.org/10.1115/1.2802501>
- [3] Wu, M-C., & Shih, M-C. (2003). Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding-mode PWM control. *Mechatronics*, 13(4), 331-351. [https://doi.org/10.1016/S0957-4158\(01\)00049-6](https://doi.org/10.1016/S0957-4158(01)00049-6)
- [4] Khan, Y., Kulkarni, P., & Youcef-Toumi, K. (1994). Modeling, Experimentation and Simulation of a Brake Apply System. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 116(1), 111-122. <https://doi.org/10.1115/1.2900665>
- [5] Ho, H. P., Day, A., Hussain, K., & Johnstone, A. (2007, April 23-25). *Modelling and Simulation of The Characteristics of an Hydraulic Brake Master Cylinder*. 21st International Automotive Conference "Science & Motor Vehicles 07", Belgrade, Serbia. https://go.fisita.com/stor e/papers/science-&-motorvehicles07/01_day_ho
- [6] Harifi, A., Aghagolzadeh, A., Alizadeh, G., & Sadeghi, M. (2008). Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 16(6), 731-741. <https://doi.org/10.1016/j.trc.2008.02.003>
- [7] Kuang, M. L., Fodor, M., Hrovat, D., & Tran, M. (1999, June 2-4). *Hydraulic brake system modeling and control for active control of vehicle dynamics*. Proceedings of the 1999 American Control Conference (Cat. No. 99CH36251), San Diego, CA, USA. <https://doi.org/10.1109/ACC.1999.786447>
- [8] Challa, A., Ramakrushnan, K., Subramanian, S. C., Vivekanandan, G., & Sivaram, S. (2020). Analysis Of Thresholds In Rule-Based Antilock Braking Control Algorithms. *International Federation of Automatic Control-PapersOnLine*, 53(1), 404-409. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2020.06.068>
- [9] Benine-Neto, A., Moreau, X., & Lanusse, P. (2017). Robust control for an electro-mechanical anti-lock braking system: the CRONE approach. *International Federation of Automatic Control -PapersOnLine*, 50(1), 12575-12581. https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.2_198
- [10] Chen, M. Q., Liu, W. S., Ma, Y. Z., Wang, J., Xu, F. R., & Wang, Y. J. (2018). Mixed Slip-Deceleration PID Control of Aircraft Wheel Braking System. *International Federation of Automatic Control -PapersOnLine*, 51(4), 160-165. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.06.059>

- [11] Vogt, P., Lenz, E., Klug, A., Westerfeld, H., & Konigorski, U. (2019). Robust Two-Degree-of-Freedom Wheel Slip Controller Structure for Anti-lock Braking. *International Federation of Automatic Control -PapersOnLine*, 52(5), 431-437. <http://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.069>
- [12] Fernández, J. P., Alcázar Vargas, M. G., Velasco García, J. M., Cabrera Carrillo, J. A., & Castillo Aguilar, J. J. (2021). Influence of tire dynamics on a braking process with ABS. *Transportation Research Procedia*, 58, 189-192. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.11.026>
- [13] N. Elghitany, M., Tolba, F., & Mohamed Abdelkader, A. (2022). Low Vehicle Speeds Regenerative Anti-lock Braking System. *Ain Shams Engineering Journal*, 13(2), 101570. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2021.08.013>
- [14] Limpert, R. (2011). *Brake design and safety* (3 ed.). Society of Automotive Engineers international. <https://www.amazon.com/Brake-Design-Safety-Rudolf-Limpert/dp/0768034388>
- [15] Nasiri, S., Moaveni, B., Payganeh, G., & Arefiyan, M. (2012). Modeling and analysis of the hydraulic antilock brake system of vehicle. *Journal of Control*, 6(3), 11-26. http://joc.kntu.ac.ir/browse.php?a_id=50&sid=1&slc_lang=en
- [16] Gillespie, T. D. (2021). *Fundamentals of Vehicle Dynamics, Revised Edition*. Society of Automotive Engineers International. <https://www.sae.org/publications/books/content/r-506/>
- [17] Wit, C. C. d., & Tsotras, P. (1999, December 7-10). *Dynamic tire friction models for vehicle traction control*. Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.99CH36304), Phoenix, AZ, USA. <https://doi.org/10.1109/CDC.1999.827937>
- [18] Canudas de Wit, C., Horowitz, R., & Tsotras, P. (1999). Model-based observers for tire/road contact friction prediction. In Nijmeijer, H. & Fossen, T. I. (Eds.), *New Directions in nonlinear observer design*. Springer London. <https://doi.org/10.1007/BFb0109919>
- [19] Slotine, J-J. E., & Li, W. (1991). *Applied nonlinear control*. Prentice hall Englewood Cliffs. http://www.ioe.nchu.edu.tw/Pic/CourseItem/4497_APPLIED%20NONLINEAR%20CONTROL_slotine_Part1.pdf
- [20] Fangjun, J., & Zhiqiang, G. (2000, September 27). *An adaptive nonlinear filter approach to the vehicle velocity estimation for ABS*. Proceedings of the 2000. IEEE International Conference on Control Applications. Conference Proceedings (Cat. No.00CH37162), Anchorage, AK, USA. <https://doi.org/10.1109/CCA.2000.897472>