



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 Arefian³

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

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.

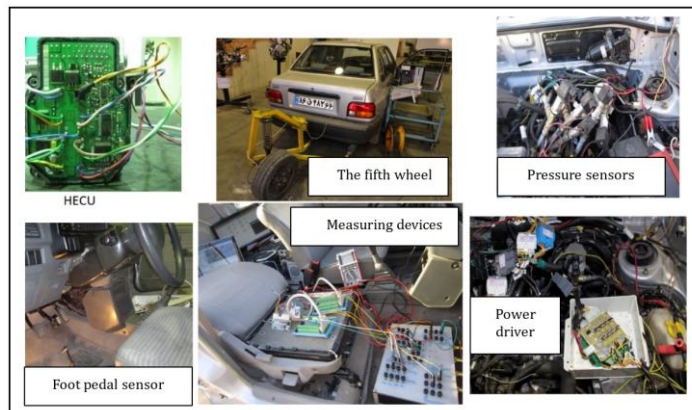


Figure 1. The vehicle equipped with devices for measuring data and sending commands.

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.

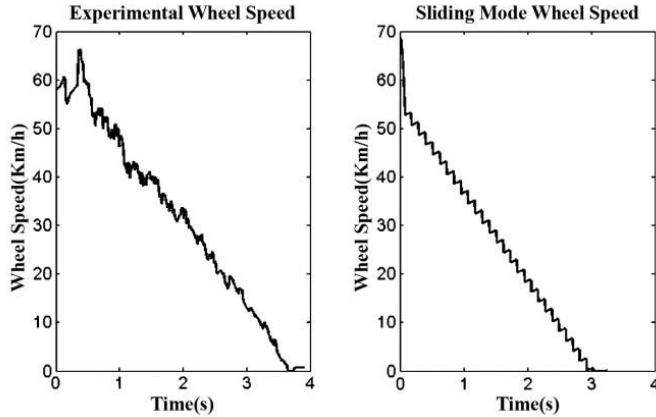


Figure 2. Experimental and simulated wheel speed (Sliding mod Control).

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.

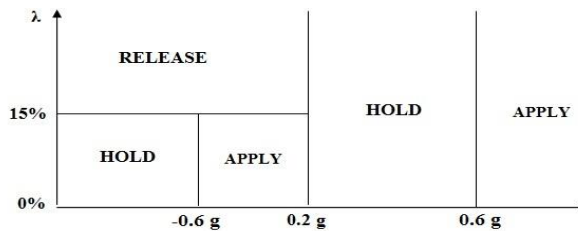


Figure 3. Rule-based controller algorithm of wheel slip and wheel acceleration.

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.

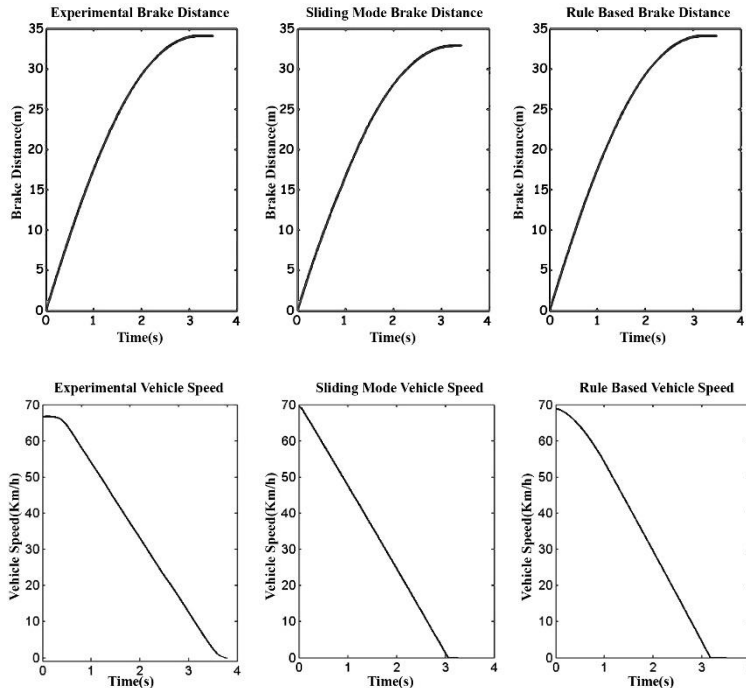


Figure 4. Stopping distance and vehicle speed of rule-based controller, sliding mode controller and experimental test.

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.



شاپای الکترونیکی: ۲۵۳۸-۴۴۳۰

شاپای چاپی: ۲۳۸۲-۹۷۹۶



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

صیاد نصیری^{۱*}، حسین رحیمی آسیابریکی^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 راندمان 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 طراحی شده 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.

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

¹ Kelsey-Hayes

² Gerdes

³ Wu

⁴ Shih

⁵ Khan

⁶ Bond Graph

⁷ Ho

⁸ Harifi

⁹ Kuang

¹⁰ Challa

سخت‌افزار در حلقه و با استفاده از روش قانون-مدار، مطالعاتی برای سیستم ترمز ضدقفل پنوماتیکی خودروهای سنگین انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که با استفاده از روش قانون-مدار و استفاده از آستانه‌های لغزش و شتاب تایلر به‌صورت 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 سبک با کوچک‌ترین 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 معرفی‌شده در دنیای واقعی و برای خودرو کامل ضروری می‌باشد تا قطعیت مناسب بودن روش معرفی‌شده 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 خطی‌شده مدل یک‌چهارم دو درجه آزادی را با استفاده از کنترل‌کننده 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 کنترل‌کننده در دنیای واقعی انجام نگردیده است ولی نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که این روش قادر به پایدارسازی 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 کنترل‌کننده برمبنای مشاهده‌گر 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 قابل‌قبولی 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

¹ Benine-Neto

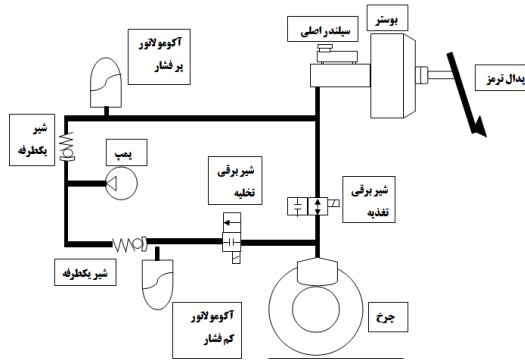
² Chen

³ Vogt

⁴ Fernández

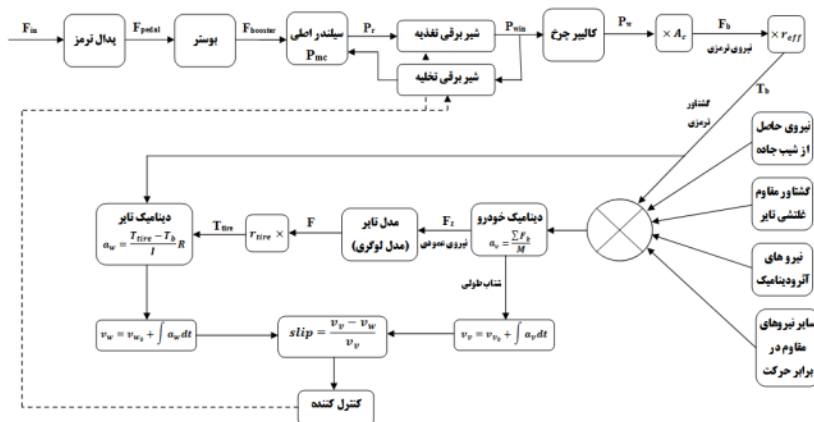
⁵ Elghitany

از شیر برقی تغذیه (SSV^۱)، مایع هیدرولیک به سیلندر ترمز درون چرخ می‌رسد. شیر برقی تغذیه در حالت عادی باز می‌باشد و تا رسیدن لغزش به حد معینی همچنان باز می‌ماند. این مرحله از کار سیستم ترمز ضدقفل، مرحله افزایش فشار نامیده می‌شود.



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^۲) 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 می‌ماند. در حالتی که شیرهای برقی تغذیه و تخلیه هر دو بسته باشند، حالت تثبیت فشار به وجود می‌آید و با باز شدن شیر تخلیه عملیات کاهش فشار ایجاد می‌شود. شکل ۲ نشان‌دهنده مدل کلی و اجزای تشکیل‌دهنده سیستم ترمز می‌باشد.



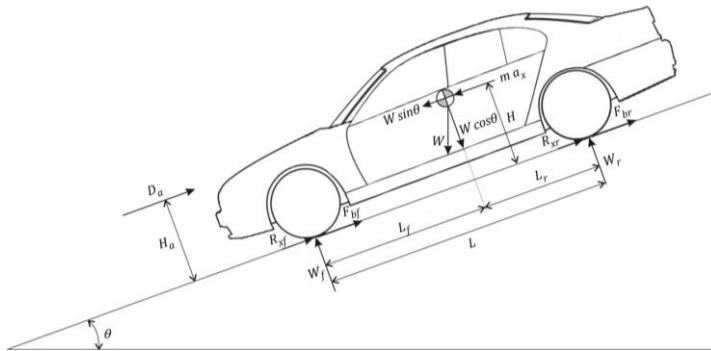
شکل ۲. مدل کامل سیستم ترمز ضدقفل و دینامیک ترمزگیری [۱۵]

¹ Solenoid Supply Valve

² Solenoid Discharge Valve

دینامیک خودرو حین ترمزگیری

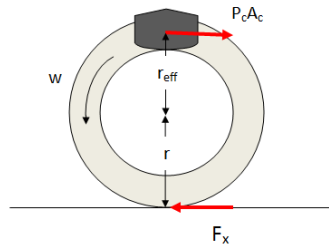
شکل ۳ دیاگرام آزاد خودرویی در حال ترمزگیری در شرایط بحرانی را نشان می‌دهد.



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

دینامیک چرخ حین ترمزگیری

شکل ۴ دینامیک چرخ حین ترمزگیری را نشان می‌دهد.

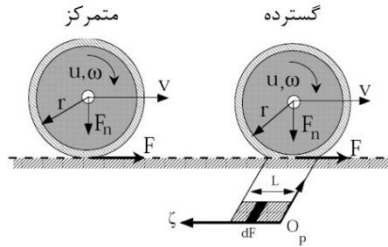


شکل ۴. شماتیک چرخ و نیروهای وارد شده بر آن [۱۴]

مدل‌سازی تایلر

مدل‌های تایلر 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 پیسیجکا^۱ اشاره کرد. در مقابل، مدل‌های دینامیکی بیان‌کننده رفتار واقعی تایلر در زمان تغییر سرعت می‌باشند و به دو دسته کلی متمرکز و گسترده تقسیم می‌شوند [۱۷].

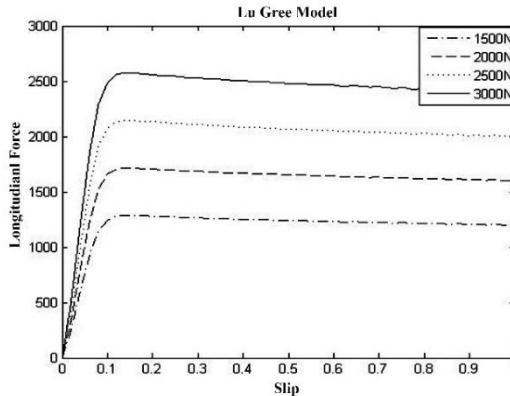
^۱ Pacejka Model



شکل ۵. مدل دینامیکی متمركز و گسترده تاپر [۱۱]

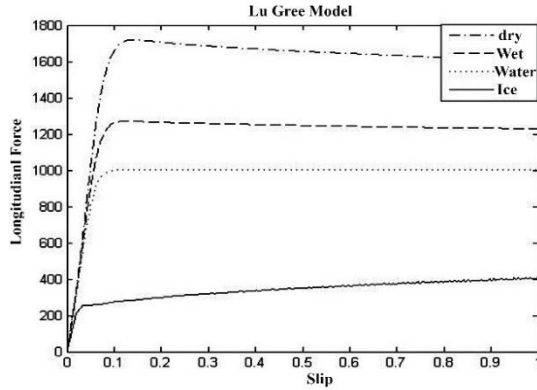
مدل متمركز که در شکل ۵ سمت چپ نشان داده شده است، یک نقطه را به عنوان نقطه تماس تاپر و جاده در نظر می‌گیرد و معادله به دست آمده با انتگرال گیری از معادله نسبت به زمان قابل حل می‌گردد. در عوض، مدل گسترده، سطح گسترده‌ای را برای تماس تاپر با جاده در نظر می‌گیرد و توزیع بار را به صورت یکنواخت فرض می‌کند و 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 تاپر به صورت متمركز در نظر گرفته می‌شوند [۱۸]. شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب نشان دهنده نیروی طولی حاصل از مدل لوگری تحت تأثیر بارهای عمودی مختلف و نیروی طولی وارد بر تاپر تحت شرایط مختلف جاده می‌باشند.



شکل ۶. نیروی طولی وارد بر تاپر 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:

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

$$\dot{x} = Ax + B_1u + B_2w$$

$$y = C_1x + D_1u + D_2w$$

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

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

$$\dot{x}_3 = \left(\frac{\beta_{mc} * A_{mc}}{V_{mc}}\right)x_2 - \frac{\beta_{mc}}{V_{mc}}C_{mc}C_dA_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}|x_3 - x_4|\text{sign}(x_3 - x_4) \quad (1)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta_r}{V_r}C_{mc}C_dA_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}|x_3 - x_4|\text{sign}(x_3 - x_4) - \frac{\beta_r}{V_r}C_{win}C_dA_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}|x_4 - x_5|\text{sign}(x_4 - x_5)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta_{Lwin}}{V_{Lwin}}C_wC_dA_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}|x_5 - x_6|\text{sign}(x_5 - x_6)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{\beta_w}{V_w}C_wC_dA_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}|x_5 - x_6|\text{sign}(x_5 - x_6) - \left(\frac{\beta_w * A_w}{V_w}\right)x_7$$

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

$$\dot{x}_8 = -\frac{k_w}{M_w} x_7 - \frac{\mu_d N_w}{M_w} \text{sign}(x_7) - \left(\frac{C_w}{M_w}\right) x_8 + \left(\frac{A_w}{M_w}\right) x_6 - (F_{lw} + \mu_s N)$$

$$\dot{x}_9 = \left(\frac{\beta_{wout} * A_w}{V_{wout}}\right) x_8 - \frac{\beta_{wout}}{V_{wout}} C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_9 - x_{10}|}$$

$$\dot{x}_{10} = \frac{\beta_{Lout}}{V_{Lout}} C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_9 - x_{10}|} - \frac{\beta_{Lout}}{V_{Lout}} C_{SDV} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_9 - x_{10}|}$$

$$\dot{x}_{11} = x_{12}$$

$$\dot{x}_{12} = -\frac{k_{LPA}}{M_{LPA}} x_{11} - \frac{\mu_d N_{LPA}}{M_{LPA}} \text{sign}(x_{11}) - \left(\frac{C_{LPA}}{M_{LPA}}\right) x_{12} + \left(\frac{A_{LPA}}{M_{LPA}}\right) x_{13}$$

$$\dot{x}_{13} = \frac{\beta_{LPA}}{V_{LPA}} C_{SDV} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_{10} - x_{13}|} - \left(\frac{\beta_{LPA} * A_{LPA}}{V_{LPA}}\right) x_{11} - \frac{\beta_{LPA}}{V_{Lout}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_{13} - P_{PI}|}$$

$$\dot{x}_{14} = \frac{\beta_{P0}}{V_{P0}} Q_{P0} - \frac{\beta_{P0}}{V_{P0}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_{14} - x_{15}|}$$

$$\dot{x}_{15} = \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_{14} - x_{15}|} x_{11} - \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_{15} - P_{relief}|} - \left(\frac{\beta_{HPA} * A_{HPA}}{V_{HPA}}\right) x_{16} \\ - \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |x_{15} - P_L|}$$

$$\dot{x}_{16} = x_{17}$$

$$\dot{x}_{17} = \left(\frac{A_{HPA}}{M_{HPA}}\right) x_{15} - \frac{k_{LPA}}{M_{LPA}} x_{16} + \frac{\mu_d N_{LPA}}{M_{LPA}} \text{sign}(x_{16}) - \left(\frac{C_{HPA}}{M_{HPA}}\right) x_{17} - \mu_s N_{HPA}$$

$$\dot{x}_{18} = \frac{R_w F_x - P_w A_c \mu_{r_{eff}}}{J_w}$$

$$\dot{x}_{19} = \frac{-F_x - \frac{1}{2} \rho C_d A_f V_r}{M}$$

$$\dot{x}_{20} = v_r - \frac{\sigma_0 |v_r|}{g(v_r)}$$

شبیه‌سازی و صحنه‌گذاری

شبیه‌سازی سیستم ترمز ضدقفل براساس مدل‌سازی انجام‌شده در نرم‌افزار MATLAB/SIMULINK صورت پذیرفته است. پارامترها و ضرایب مورد‌استفاده در شبیه‌سازی براساس مقادیر ذکرشده در جدول ۱ می‌باشد که از آزمایش‌های مختلف بر روی خودروی پراید به دست آمده است. در این شبیه‌سازی‌ها، سناریوهای مختلفی اجرا و نتایج شبیه‌سازی 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 شده‌اند که اطلاعات تغییر فشار سیستم را به کارت دیتا و مجموعه مرتبط با آن منتقل می‌کنند. همچنین سیگنال‌های 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 می‌گردد. این اطلاعات از طریق کابل‌های نصب شده روی بلوک سیستم ترمز ضدقفل منتقل می‌شوند. بر روی پدال ترمز خودرو نیز یک عدد نیروسنج^۱، نصب و اطلاعات مربوط به نیروی پای راننده را به کارت دیتا انتقال می‌دهد.

جدول ۱. مقادیر پارامترهای مورد استفاده در شبیه‌سازی

$A_{mc}=4.91*10^{-4} m^2$	$M_{mc}=0.005 Kg$	x_{mc}	x_w
سطح مقطع سیلندر اصلی	جرم پیستون سیلندر اصلی	جابه‌جایی پیستون سیلندر اصلی	جابه‌جایی پیستون کالیپر
$K_{mc}=100 N/m$ <td>$\mu_s N = 70 N$</td> <td>$\mu_d N = 65 N$</td> <td>$C_{mc}=1000 Nm/s$</td>	$\mu_s N = 70 N$	$\mu_d N = 65 N$	$C_{mc}=1000 Nm/s$
سختی فنر سیلندر اصلی	نیروی اصطکاک ایستایی سیلندر اصلی	نیروی اصطکاک دینامیکی سیلندر اصلی	ضریب دمپینگ سیلندر اصلی
$V_{mc}=1.147*10^{-5} m^3$ <td>$\beta mc=6.9*105 Kpa$</td> <td>$A_w=1.96*10^{-3} m^2$</td> <td>$\rho=1.027 kg/lit$</td>	$\beta mc=6.9*105 Kpa$	$A_w=1.96*10^{-3} m^2$	$\rho=1.027 kg/lit$
حجم اولیه سیلندر اصلی	مدول بالک سیلندر اصلی	سطح مقطع کالیپر	چگالی روغن ترمز
$V_f=2.12*10^{-5} m^3$ <td>$C_d=0.6$ <td>$\mu_s = 0.7$</td> <td>$M=1200 kg$</td> </td>	$C_d=0.6$ <td>$\mu_s = 0.7$</td> <td>$M=1200 kg$</td>	$\mu_s = 0.7$	$M=1200 kg$
حجم لوله خروجی سیلندر اصلی	ضریب تخلیه	ضریب اصطکاک ایستایی	جرم خودرو
$\vartheta_s=12.5 m/s$ <td>$M_{LPA}=0.01 Kg$ <td>$A_{LPA}= 0.0002 m^2$</td> <td>$K_{LPA}=100 N/m$</td> </td>	$M_{LPA}=0.01 Kg$ <td>$A_{LPA}= 0.0002 m^2$</td> <td>$K_{LPA}=100 N/m$</td>	$A_{LPA}= 0.0002 m^2$	$K_{LPA}=100 N/m$
سرعت نسبی استریک	جرم پیستون آکومولاتور	سطح مقطع پیستون آکومولاتور	سختی فنر آکومولاتور
$\mu_c=0.4$ <td>$R_w=0.33 m$</td> <td>$r = 0.2 m$</td> <td>$J_w=2.11 kgm^2$</td>	$R_w=0.33 m$	$r = 0.2 m$	$J_w=2.11 kgm^2$
ضریب اصطکاک کلمب تایر	شعاع چرخ	شعاع دیسک ترمز	ممان اینرسی چرخ
$\sigma_0=40 l/m$ <td>$\sigma_1=4.9487$</td> <td>$\sigma_2=0.0018 s/m$</td> <td>$f_r=0.015$</td>	$\sigma_1=4.9487$	$\sigma_2=0.0018 s/m$	$f_r=0.015$
ضریب سختی طولی تایر	ضریب میرایی طولی تایر	ضریب میرایی ویسکوز تایر	ضریب نیروی مقاوم غلشی 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

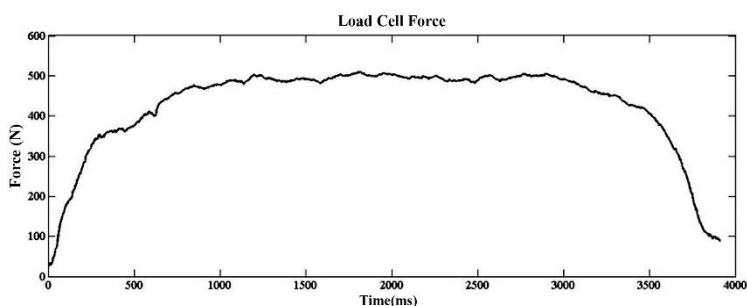
¹ Load Cell

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

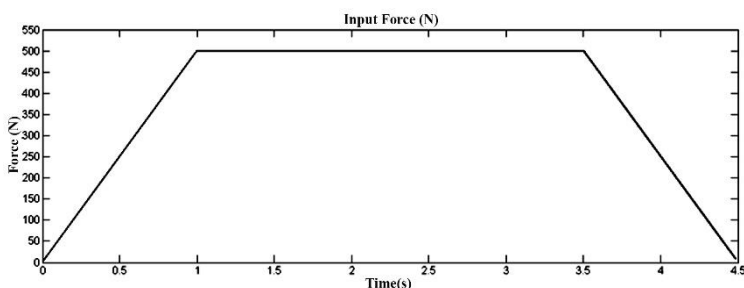
جدول ۲. سنسورها و تجهیزات داده‌برداری نصب‌شده بر روی خودروی تحت آزمون

ردیف	قطعه، دستگاه	تعداد	ردیف	قطعه، دستگاه	تعداد
۱	سنسور فشارسنج هیدرولیک	۷	۲	سنسور فشارسنج پنوماتیک	۲
۳	سنسور دامسنج	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 نشان‌دهنده نیروی اندازه‌گیری‌شده توسط نیروسنج می‌باشد. به‌منظور ایجاد شرایط یکسان در شبیه‌سازی سیستم ترمز، ورودی مشابه شکل ۹ برای شبیه‌سازی مهیا گردید که در شکل ۱۰ دیده می‌شود.

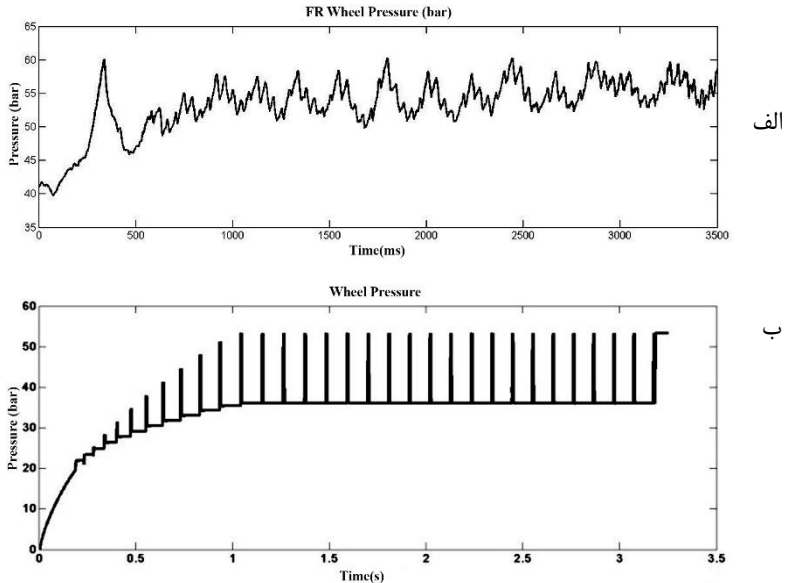


شکل ۹. نیروی پای راننده وارد بر پدال آزمایش تجربی



شکل ۱۰. نیروی شبیه‌سازی‌شده پای راننده وارد به پدال

شکل ۱۱ تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز در آزمون تجربی و برنامه شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.



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

طراحی کنترل کننده 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 کنترل کننده 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

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 \leq -\eta |S| \quad (۵)$$

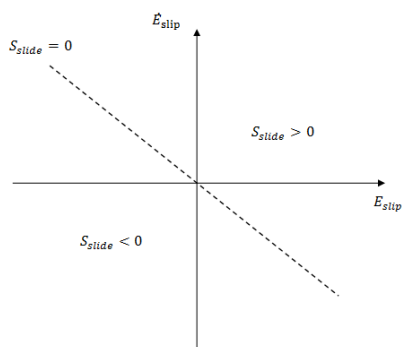
که در آن η یک عدد مثبت است. رابطه فوق به این معنی می‌باشد که مربع فاصله از سطح لغزش همواره در حال کاهش است و در نتیجه منحنی خطا همواره به سطح لغزش میل می‌کند و در حالت ایده‌آل زمانی که به آن رسید روی آن باقی خواهد ماند. معادله سطح لغزش را با توجه به مطالب فوق، می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت.

$$S_{slide} = S + \alpha \dot{S} \quad (۶)$$

که در آن α یک ثابت اکیداً مثبت می‌باشد.

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

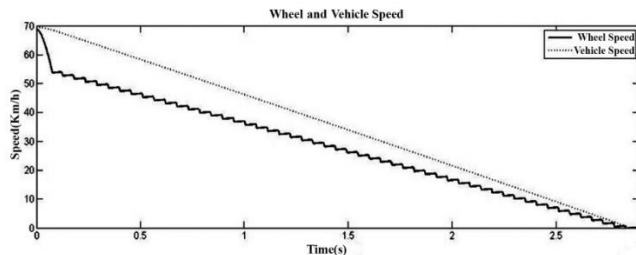
- ۱- $S_{slide} > 0$ که همان حالت افزایش فشار (apply) می‌باشد.
- ۲- $S_{slide} = 0$ که همان حالت تثبیت فشار (hold) می‌باشد.
- ۳- $S_{slide} < 0$ که همان حالت کاهش فشار (release) می‌باشد.



شکل ۱۲. حالت‌های مختلف سطح لغزش

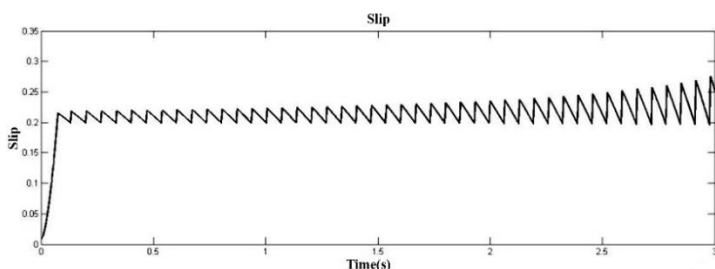
با توجه به سه مرحله فوق سه حالت $P_{w,apply}$ که بیانگر افزایش فشار می‌باشد، $P_{w,hold}$ که بیانگر تثبیت فشار می‌باشد و $P_{w,release}$ که بیانگر کاهش فشار می‌باشد را می‌توان برای P_c در نظر گرفت. اگر S_{slide} را در تابع علامت قرار دهیم در این حالت سیستم دچار پدیده چترینگ^۱ می‌شود. بنابراین به جای استفاده از تابع sign از تابع sat استفاده می‌کنیم. در شکل ۱۳ نمودارهای سرعت چرخ و سرعت خودرو حاصل از برنامه شبیه‌سازی با استفاده از کنترل‌کننده مد لغزشی با یکدیگر مقایسه شده است.

¹ Chattering



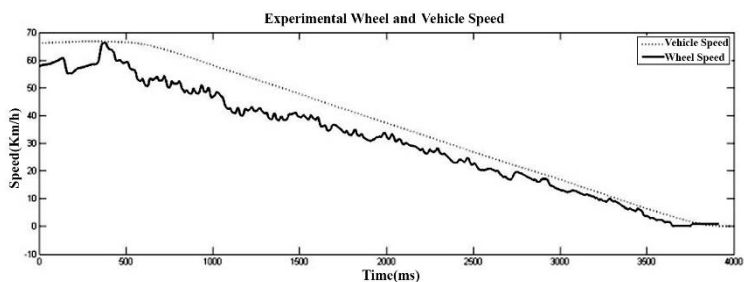
شکل ۱۳. تغییرات سرعت خودرو و چرخ

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



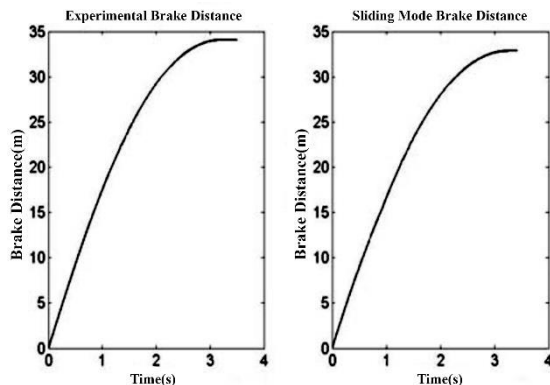
شکل ۱۴. لغزش چرخ

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 کنترل کننده 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.



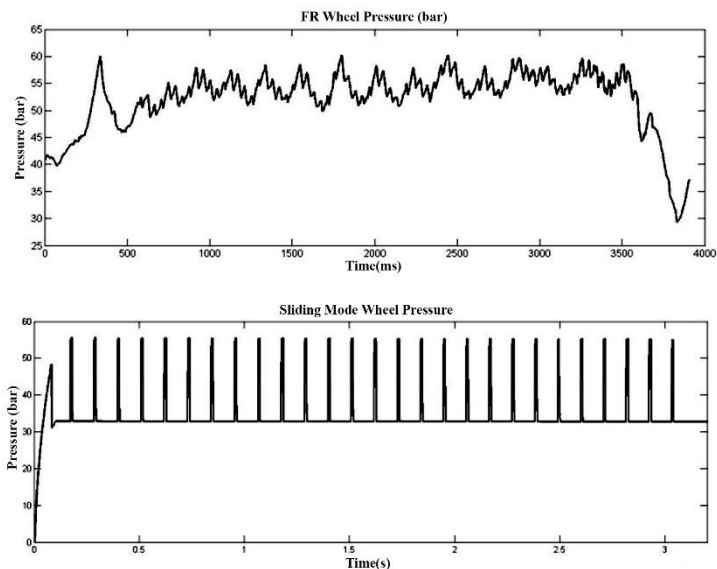
شکل ۱۵. تغییرات سرعت چرخ و خودرو در آزمون تجربی

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



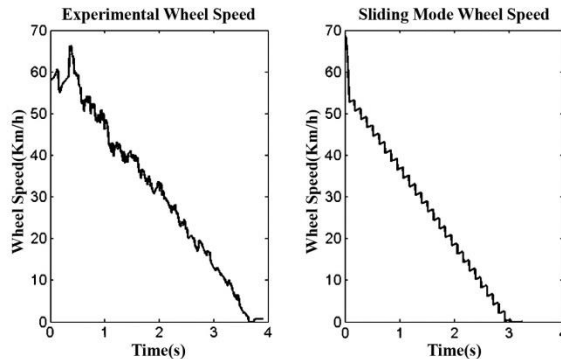
شکل ۱۶. مسافت ترمزی در کنترل کننده مد لغزشی و آزمون تجربی

نمودار تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز در آزمون تجربی مربوط به برنامه نرم افزاری واحد کنترل کارخانه‌ای یا فابریک خودروی موردنظر و در برنامه شبیه‌سازی که در شکل ۱۷ نمایش داده شده است نشان‌دهنده این می‌باشد که به‌خوبی تغییر وضعیت‌ها در برنامه شبیه‌سازی انجام گردیده است.



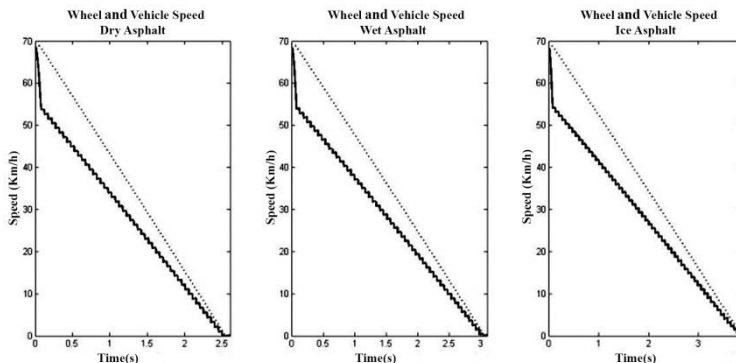
شکل ۱۷. تغییرات فشار مایع هیدرولیک چرخ در آزمون تجربی (الف) و کنترل کننده مد لغزشی (ب)

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

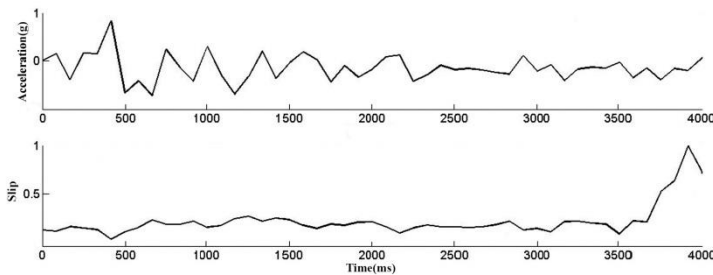
همان‌طور که در شکل ۱۸ ملاحظه می‌گردد سرعت چرخ شبیه‌سازی‌شده تطابق نسبتاً خوبی با شرایط آزمایش دارد اما زمان توقف خودرو در برنامه شبیه‌سازی‌شده کمتر از زمان توقف خودرو در شرایط آزمایش می‌باشد. دلیل این امر در نظر نگرفتن تغییر شرایط جاده اعم از مقدار ضریب اصطکاک و نوع آسفالت در برنامه شبیه‌سازی می‌باشد. 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 کنترل کننده قانون مدار

الگوریتم‌های قانون مدار 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 قانون مدار به‌منظور کنترل کردن لغزش سیستم ترمز ضدقفل را طراحی نمود.

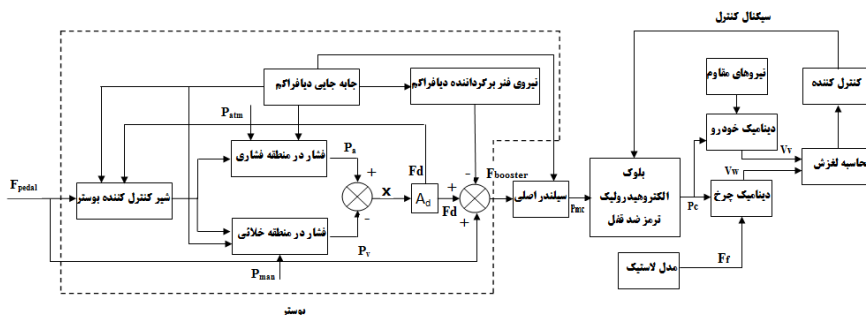


شکل ۲۰. لغزش و شتاب چرخ حاصل از آزمایش تجربی

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

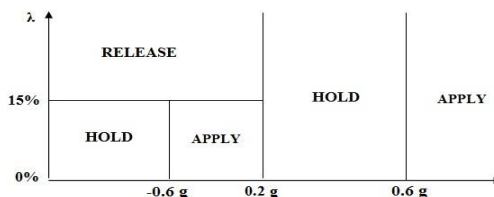
- ۱- اگر شتاب چرخ کمتر از $0.6g$ و مقدار لغزش چرخ کمتر از ۱۵ درصد باشد، سیستم در حالت تثبیت قرار می‌گیرد. در این حالت به علت شتاب بالای منفی و قفل نشدن چرخ، شیرهای برقی ورودی و خروجی در حالت بسته قرار داده می‌شوند.
- ۲- اگر شتاب چرخ بین $0.6g$ تا $0.2g$ و مقدار لغزش چرخ کمتر از ۱۵ درصد باشد، سیستم به علت دستیابی به حداکثر شتاب منفی بدون قفل شدن چرخ در حالت افزایش فشار قرار می‌گیرد.
- ۳- اگر شتاب چرخ کمتر از $0.2g$ 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 $0.2g$ تا $0.6g$ 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، به‌طور قطع، دستور افزایش فشار ترمزی برای کاهش سرعت چرخ لازم خواهد بود.
- شکل ۲۱ بلوک دیاگرام کنترل کننده قانون مدار را نشان می‌دهد.



شکل ۲۱. بلوک دیاگرام کنترل کننده قانون مدار

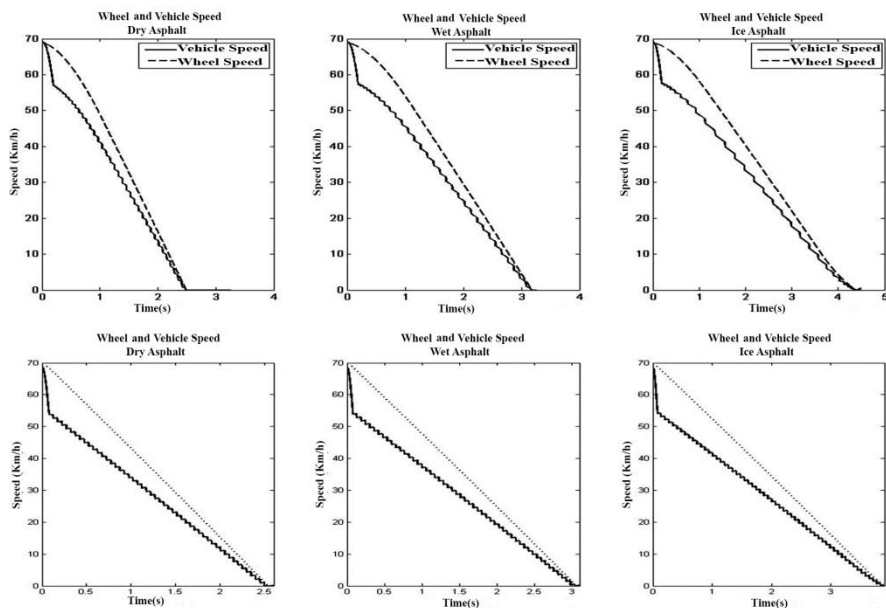
شکل ۲۲ به‌صورت خلاصه قانون کنترلی فوق را نشان می‌دهد. همان‌طور که قبلاً نیز اشاره شد به‌منظور جلوگیری از ارتعاش غیرعادی و جلوگیری از به‌وجود آمدن رزونانس در اکسل و کاهش راحتی سرنشین هنگام ترمزگیری در اثر باز و بسته شدن ممتد شیرهای ورودی و خروجی، مقادیر شتاب کمتر از مقادیر ماکزیمم آن در نظر گرفته شده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



شکل ۲۲. الگوریتم کنترل کننده قانون مدار

مقایسه نتایج الگوریتم‌های مد لغزشی و قانون مدار

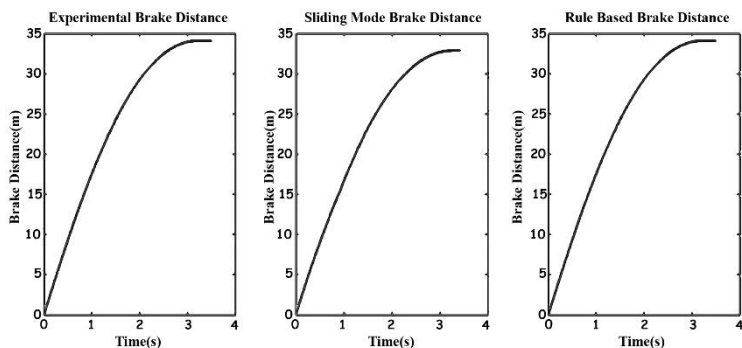
شکل ۲۳ مقایسه کنترل کننده قانون مدار با کنترل کننده مد لغزشی در شرایط آسفالت خشک، خیس و یخ‌زده را نشان می‌دهد. با دقت در این شکل می‌توان دریافت که کنترل کننده مد لغزشی دارای عملکرد بهتری در شرایط مختلف سطح جاده نسبت به کنترلر قانون مدار دارا می‌باشد که ناشی از مقاوم بودن این کنترل کننده در مقابل عوامل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



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

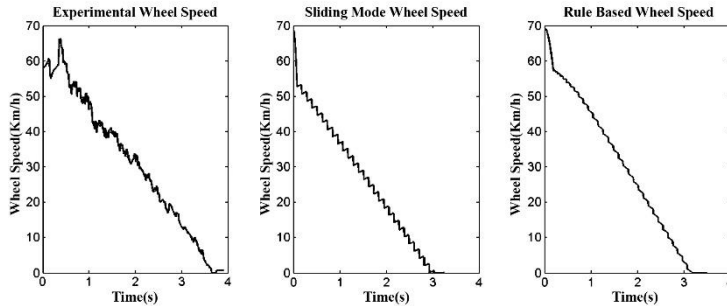
مقایسه روش‌های کنترل کننده و آزمون تجربی

شکل ۲۴ نشان‌دهنده مسافت‌های ترمزی در الگوریتم‌های قانون مدار و مد لغزشی و آزمایش تجربی می‌باشد. با دقت در این شکل می‌توان دریافت که مسافت ترمزی الگوریتم‌های قانون مدار مشابه آزمایش تجربی می‌باشد درحالی‌که مسافت ترمزی با الگوریتم مد لغزشی کمتر می‌باشد که بیانگر توانمندی الگوریتم کنترل مد لغزشی در مواجهه با عوامل عدم قطعیت‌های سیستم است.



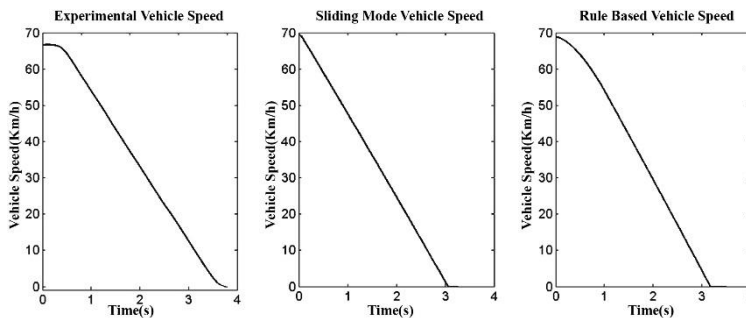
شکل ۲۴. تغییرات مسافت ترمزی کنترل کننده قانون مدار، مد لغزشی و آزمون تجربی

شکل ۲۵ نشان دهنده تغییرات سرعت چرخ برحسب زمان ترمزگیری در آزمون تجربی، کنترل کننده مد لغزشی و کنترل کننده قانون مدار می‌باشد.



شکل ۲۵. تغییرات سرعت چرخ کنترل کننده قانون مدار، مد لغزشی و آزمون تجربی

شکل ۲۶ نشان دهنده تغییرات سرعت خودرو در آزمون تجربی، کنترل کننده مد لغزشی و کنترل کننده قانون مدار می‌باشد، همان گونه که ملاحظه می‌گردد کنترل کننده مد لغزشی چابک‌تر از سایر کنترل کننده‌ها عمل کرده است.



شکل ۲۶. تغییرات سرعت خودرو کنترل کننده قانون مدار، مد لغزشی و آزمون تجربی

نتیجه گیری

طراحی کنترل کننده گشتاور ترمزی مستلزم دستیابی به مدل دینامیکی جامع و دقیق از سیستم ترمز ضدقفل می‌باشد. در این مقاله ابتدا مدل سازی سیستم ترمز ضدقفل از پدال ترمز تا تایر و زمین به صورت نسبتاً جامع در برنامه MATLAB/SIMULINK شبیه سازی و توسط آزمون تجربی، سیستم ترمز ضدقفل خودروی پراید که مجهز به ادوات اندازه گیری پارامترهای مختلف تأثیرگذار بر عملکرد سیستم ترمز می‌باشد، صحنه گذاری 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 کنترل کننده‌های 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، کنترل کننده مد لغزشی می باشد که البته دارای پیچیدگی هایی در اجرا است. در مقابل استفاده از الگوریتم های قانون مدار که قابلیت آن ها برای حفظ پایداری سیستم در مقابل عوامل عدم قطعیت کم می باشد ولی اجرای آن ها آسان تر است نیز مورد توجه می باشد به نحوی که در این روش با ذخیره سازی اعداد مرتبط با محدوده های عملکردی شتاب چرخ و لغزش تاثیر می توان به راحتی به فاز اولیه کنترل گشتاور ترمزی رسید و سپس در فاز ثانویه با روش های تلفیقی کنترل کننده های مقاوم و قانون مدار به کنترل مناسب تر و سریع تر دست یافت. در بخش پایانی این مقاله دو کنترل کننده مد لغزشی و قانون مدار طراحی شد و نتایج حاصل از این دو کنترل کننده مورد ارزیابی قرار گرفت. پیشنهاد می گردد که در پژوهش های آتی از کنترل کننده های تلفیقی و تطبیقی در شرایط واقعی استفاده شود و مواردی همچون امکان سنجی کاربرد کنترل کننده های مختلف از نظر حجم محاسبات، تخمین ها، تأخیرها، پاسخ زمانی عملگرها و ادوات الکترونیکی و قابلیت اطمینان آن ها بررسی گردد، ضمن آنکه کالیبراسیون مدل ریاضی تاثیر نیز به صورت دقیق تر 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/store/papers/science-&-motorvehicles/07/01_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., Ramakrishnan, 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., & Tsiotras, 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., & Tsiotras, 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>