





دانشکده مهندسی برق و رباتیک
رشته برق گروه کنترل

پایان نامه کارشناسی ارشد

کنترل فازی تطبیقی مد لغزشی سیستم ترمز ضد قفل

نگارنده:

محمد فروزنده

استاد راهنما:

دکتر علی اکبرزاده کلات

بهمن ۱۳۹۹



شماره:

تاریخ:

باسمه تعالی

فرم شماره (۳) صور تجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای محمد فروزنده با شماره دانشجویی ۹۶۱۱۴۰۴ رشته برق گرایش (کنترل) تحت عنوان: که در تاریخ ۱۳۹۹/۱۱/۰۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰	<input type="checkbox"/> ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۸/۹۹
<input checked="" type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹	<input type="checkbox"/> د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹
<input type="checkbox"/> ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد	
<input checked="" type="checkbox"/> نظری	<input type="checkbox"/> عملی

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	دکتر علی اکبرزاده کلات	۱- استاد راهنمای اول
			۲- استاد راهنمای دوم
			۳- استاد مشاور
	استاد	دکتر علیرضا الفی	۴- نماینده تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر محسن قلعه نوئی	۵- استاد ممتحن اول
	دانشیار	دکتر محمد حداد ظریف	۶- استاد ممتحن دوم

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر علیرضا احمدی فرد

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تقدیم به:

پدر و مادر عزیزم، که با وجود تمام سختی‌های زندگی همواره از من حمایت کردند و راه تحصیل و پیشرفت را برای من فراهم نمودند.

با تشکر از:

استاد گرامی، جناب آقای دکتر علی اکبرزاده کلات، که با راهنمایی‌های ارزنده ایشان توانستم این پایان نامه را ایجاد کنم.

تعهد نامه

اینجناب محمد فروزنده دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته برق کنترل دانشکده برق و رباتیک دانشگاه

صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه کنترل فازی تطبیقی مد لغزشی سیستم ترمز ضد قفل تحت راهنمایی

جناب آقای دکتر علی اکبرزاده کلات متعهد می شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجناب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

۱۳۹۹/۱۱/۰۷

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

در این پایان نامه، کنترل کننده به روش فازی تطبیقی مد لغزشی برای سیستم ترمز ضد قفل ارائه می شود. در ابتدا از مدل اصطکاک لاگر در مدل $1/4$ خودرو استفاده می شود و سپس از تخمینگر مشخصات جاده برای تخمین پارامتر مشخصات جاده استفاده می شود. از نتایج تخمین مشخصات جاده، مقدار لغزش بهینه بدست می آید. هدف این کنترل کننده محقق شدن مقدار لغزش مرجع به دست آمده توسط تخمینگر مشخصات جاده و کاهش زمان توقف اتومبیل می باشد. با استفاده از تحلیل پایداری لیاپانوف اثبات می شود که مقادیر به دست آمده از تخمینگر مشخصات جاده به سمت مقادیر واقعی همگرا می شوند. همچنین نشان داده خواهد شد که کنترل کننده فازی تطبیقی مد لغزشی فوق منجر به ردگیری مجانبی لغزش بهینه می شود. در انتها نتیجه های شبیه سازی عملکرد مناسب سیستم ترمز ضد قفل با کنترل کننده پیشنهادی در شرایط جاده ای متفاوت و رسیدن به مقدار لغزش بهینه را نشان می دهد.

واژگان کلیدی: سیستم ترمز ضد قفل، اصطکاک لاگر، مدل یک چهارم خودرو، کنترل فازی تطبیقی

مد لغزشی

فهرست مطالب

فصل ۱- تاریخچه تحقیق.....	۱
۱-۱- تاریخچه	۲
۲-۱- مروری بر کار پیشینیان.....	۳
۳-۱- اهداف پایان نامه.....	۱۲
۴-۱- مروری بر ساختار پایان نامه.....	۱۳
فصل ۲- مدل سازی ریاضی و تخمینگر مشخصات جاده.....	۱۵
۱-۲- مقدمه.....	۱۶
۲-۲- مدل یک چهارم خودرو.....	۱۶
۳-۲- مدل اصطکاک لاگر.....	۲۰
۴-۲- معادلات سیستم ترمز ضد قفل.....	۲۲
۵-۲- طراحی تخمینگر.....	۲۳
۶-۲- شرایط طراحی تخمینگر.....	۲۵
۷-۲- تحلیل پایداری.....	۲۷
فصل ۳- طراحی کنترل کننده ی فازی تطبیقی مد لغزشی.....	۲۹
۱-۳- مقدمه.....	۳۰
۲-۳- سیستم دینامیکی لغزش مرتبه دوم.....	۳۰
۳-۳- بیان مساله کنترلی.....	۳۱
۴-۳- پایداری.....	۳۵
۵-۳- شبیه سازی.....	۳۷
فصل ۴- جمع بندی و پیشنهادات.....	۴۵
۱-۴- جمع بندی و نتیجه گیری.....	۴۶
۲-۴- پیشنهادات.....	۴۶
فهرست منابع.....	۴۷

فهرست شکل ها

- شکل ۱-۲- نمایش چرخ خودرو در زمان ترمز ۱۷
- شکل ۲-۲- منحنی های لغزش ضریب اصطکاک ۱۹
- شکل ۱-۳- تخمین شرایط جاده در آسفالت خشک ۳۹
- شکل ۲-۳- خروجی کنترل کننده در آسفالت خشک ۳۹
- شکل ۳-۴- لغزش بهینه تخمین زده شده و لغزش واقعی در آسفالت خشک ۴۰
- شکل ۴-۴- لغزش بهینه تخمین زده شده و لغزش واقعی در آسفالت خشک ۴۰
- شکل ۵-۳- تغییرات سرعت خودرو و چرخ در آسفالت خشک ۴۱
- شکل ۶-۳- تخمین شرایط جاده در آسفالت نمناک ۴۲
- شکل ۷-۳- خروجی کنترل کننده در آسفالت نمناک ۴۲
- شکل ۸-۳- لغزش بهینه تخمین زده شده و لغزش واقعی در آسفالت نمناک ۴۳
- شکل ۹-۳- گشتاور ترمزی اعمالی در آسفالت نمناک ۴۳
- شکل ۱۰-۳- تغییرات سرعت خودرو و چرخ در آسفالت نمناک ۴۴
- شکل ۱۱-۳- شمای کلی پیاده سازی کنترل کننده فازی تطبیقی مدلغزشی به همراه تخمینگر مشخصات جاده ۴۴

فهرست جدول ها

- جدول ۱-۲- پارامترهای مدل اصطکاک در شرایط مختلف آسفالت..... ۱۸
- جدول ۱-۳- مقادیرهای استفاده شده در شبیه سازی مدل ۱/۴ اتوموبیل..... ۳۸
- جدول ۲-۳- رابطه ی بین پارامتر مشخصات جاده با مقدار لغزش مطلوب متناظرش..... ۳۸

فصل اول:

تاریخچه تحقیق

در این فصل ابتدا تاریخچه‌ای از ترمزهای ضد قفل گفته می‌شود، بعد از آن مروری بر کارهای دیگران می‌شود و در آخر هدف از انجام این پژوهش گفته خواهد شد.

۱-۱- تاریخچه

امروزه با توسعه صنایع، تمامی سیستم‌ها به سمت بهینه شدن و همینطور ایجاد ایمنی و آسایش بیشتر برای مصرف کنندگان پیش می‌روند، سیستم‌های ترمز ضد قفل نیز از این قاعده جدا نیستند. از اولین نمونه ساخته شده این نوع ترمز سال‌ها می‌گذرد و هر روز شاهد تحولاتی در ساختار این سیستم و استفاده از آن در مکانیزم‌های مختلف می‌باشیم.

به وسیله‌ی سیستم ترمز ضد قفل می‌توان مانع قفل شدن چرخ‌های وسیله نقلیه در هنگام ترمزگیری شد. این سیستم با محاسبه‌ی حداکثر اصطکاک مابین تایر و سطح جاده، کمترین مسافت پیموده شده در هنگام ترمزگیری را فراهم نموده و از قفل شدن یا لغزش چرخ‌ها جلوگیری می‌نماید.

پس از جنگ جهانی دوم و با اوج گرفتن جنگ‌های هوایی و هواپیماها، شرکت‌های سازنده‌ی هواپیما-های جنگی، طراحی سیستم ترمز ضد قفل را برای توقف سریع‌تر و راحت‌تر هواپیماهای طراحی شده در باندهای کوچک و لغزنده آغاز کردند. برای جلوگیری از منحرف شدن و پنچر شدن چرخ‌های بمب افکن‌ها بر روی باندهای سیمانی و سرخوردن بر روی باندهای یخ زده ترمز ضد قفل بر روی بمب افکن‌ها نصب شد. اولین ترمز ضد قفل در صنعت خودروسازی با استفاده از طرح پیاده سازی شده بر روی هواپیماهای فرانسوی ساخته شد. پس از آن شرکت‌های کادیلاک^۱، کرایسلر^۲ و فورد^۳ تعدادی از خودروهای طراحی شده خود را که مجهز به ترمز ضد قفل بودند به بازار عرضه کردند. این نوع ترمزها از کامپیوترهای آنالوگ و مدولاتورهای عمل کننده با خلا و سرعت پایین بهره برده بودند که این سبب زمان بر شدن محاسبات مورد نیاز سیستم ترمز ضد قفل و در نتیجه‌ی آن طولانی تر شدن مسافت طی شده توسط خودرو در هنگام ترمزگیری یعنی از لحظه ترمزگیری تا توقف کامل خودرو می‌گردید. پس

^۱Cadillac

^۲Chrysler

^۳Ford

از آن شرکت‌های اروپایی به دلیل موانع قانونی در آمریکا از شرکت‌های آمریکایی پیشی گرفتند و توانستند در کمتر از ۲۰ سال پیشرفت‌های قابل توجهی در زمینه این فناوری دست یابند. شرکت‌های اروپایی از قبیل مرسدس بنز^۱ و بی ام دبلیو^۲ وسایل نقلیه خود را که با سیستم‌های ترمز ضد قفل الکترونیکی که مبتنی بر مدولاتورهایی با سرعت‌های بیشتر بودند را در دهه‌ی ۷۰ میلادی به بازار عرضه کردند. در دهه‌ی ۸۰ میلادی، شرکت فورد سیستم ترمز ضد قفل توس^۳ و شرکت‌های آئودی^۴، مرسدس بنز و بی ام دبلیو سیستم ترمز ضد قفل بوش^۵ را معرفی کردند [۱]. امروزه شرکت‌های خودروسازی همچنان به دنبال بهینه کردن و بهبود این ترمزها می‌باشند.

۱-۲- مروری بر کارهای پیشینیان

تاکنون توسط محققان روش‌های بسیاری برای کنترل سیستم ترمز ضد قفل با توجه به اهمیت آن در امنیت خودرو و آسایش مسافران ارائه شده است. در ابتدا کنترل ترمز ضد قفل خودرو از روش‌های مبتنی بر قانون انجام می‌گردید که دارای طراحی مستقل از مدل می‌باشند [۲]، ولی این روش‌ها تضمینی برای پایداری سیستم ندارند. در [۳] به کمک خطی سازی سیستم غیر خطی حول نقطه‌ی تعادل، برای سیستم ترمز، کنترل کننده‌ای طراحی شده است، ولی در این روش نمی‌توان پایداری آن را برای تمامی نقاط کار سیستم تضمین نمود بلکه فقط پایداری سیستم تنها به صورت محلی و در نزدیکی نقطه تعادل سیستم دارای اعتبار می‌باشد. همچنین در [۴] با استفاده از روش غیرخطی پسگام، الگوریتمی برای کنترل سیستم ترمز به همراه سیستم تعلیق صورت فعال پذیرفته است که در این روش برای افزایش عملکرد سیستم ترمز، از سیستم تعلیق کمک گرفته شده و در زمان ترمزگیری سیستم تعلیق با حذف اغتشاشات جاده و همچنین ایجاد نیروی عمودی بیشتری بر چرخ، اصطکاک بین تایر و جاده را افزایش داده و همچنین باعث کاهش زمان توقف خودرو در عین راحتی سرنشینان می‌گردد، اما از معایب این سیستم، وابستگی شدید به مدل می‌باشد به طوری که برای اجرای آن باید تمامی پارامترهای سیستم

^۱Mercedes Benz

^۲BMW

^۳Teves

^۴Audi

^۵Bosch

در دسترس باشند و با کمی عدم قطعیت در پارامترهای سیستم انتظار ناپایداری سیستم را می‌توان داشت.

لغزش^۱ چرخ به عنوان یک عامل مهم در سیستم ترمز ضد قفل مورد استفاده قرار می‌گیرد، که از محاسبه‌ی سرعت نسبی نرمالیزه شده‌ی بین سرعت چرخ و خودرو به دست می‌آید. عمده‌ی هدف طراحان سیستم ترمز ضد قفل مبتنی بر تنظیم مقدار لغزش به صورتی می‌باشد که بیشترین ضریب اصطکاک بین تایر و سطح جاده ایجاد گردد، که معمولاً این هدف با داشتن مقدار لغزش در بازه ی ۰,۱ تا ۰,۳ برای بیشتر جاده‌ها محقق می‌گردد [۵]، اما محدود فرض کردن مقدار لغزش از معایب آن می‌باشد. همان طور که در تحقیقاتی آمده است زمانی که چرخ‌های خودرو کاملاً قفل شود ضریب اصطکاک عرضی خودرو تقریباً صفر می‌شود که این باعث از بین رفتن فرمان پذیری و پایداری عرضی خودرو می‌شود، در حالی که می‌توان با نگه داشتن خودرو در لغزش بهینه، اصطکاک عرضی بین تایر و جاده حفظ شود و فرمان پذیری خودرو نیز فراهم گردد [۱].

با توجه به اینکه در ترمزهای معمولی راننده گشتاور ترمزی اعمال شده به چرخ‌ها را به طور دقیق نمی‌تواند کنترل کند و همچنین از شرایط جاده و چرخ اطلاع دقیقی نداشته باشد ممکن است با فشردن بیش از حد پدال ترمز، باعث قفل شدن چرخ‌ها شود. با قفل شدن چرخ‌ها ضریب اصطکاک بین چرخ و جاده کاهش یافته که در نتیجه مسافت توقف اتومبیل را افزایش می‌دهد. همچنین پایداری جانبی اتومبیل از بین رفته و احتمالاً اتومبیل از مسیرش منحرف می‌شود. اما ترمزهای ضد قفل مانع قفل شدن چرخ‌ها می‌شوند و با به دست آوردن مقدار بیشینه اصطکاک بین جاده و چرخ زمان توقف اتومبیل را کاهش می‌دهد و همچنین پایداری جانبی اتومبیل را نیز فراهم می‌سازد. [۶].

با توجه به این که مقدار لغزش بهینه در سطوح مختلف جاده‌ای تغییر می‌کند، از جمله مشکلات طراحی سیستم ترمز ضد قفل به دست آوردن اطلاعاتی در مورد نوع جاده و لغزش بهینه در جاده می‌باشد، با توجه به این که وسیله نقلیه در کدام شرایط جاده‌ای واقع شده است، مقدار لغزش بهینه و

^۱Slip

ورودی مرجع برای حلقه کنترل تغییر می‌کند. از این جهت طراحی روش‌هایی برای پیدا کردن مقدار لغزش بهینه و ورودی مرجع برای حلقه کنترل در زمان ترمزگیری دارای اهمیت می‌باشد.

در تحقیقات [۷] روش حالت مد لغزشی مرتبه کسری برای پیاده سازی کنترل کننده استفاده گردیده است، که در آن مقدار لغزش مد نظر را عدد $0,2$ در تمامی شرایط جاده در نظر گرفته است، که این مقدار برای اکثر شرایط جاده‌ای مناسب می‌باشد و هدف سیستم ترمز ضد قفل را که ایجاد گشتاور ترمزی به صورتی که وسیله نقلیه در مقدار لغزش بهینه بماند را برآورده می‌کند، اما محدود فرض کردن مقدار لغزش از معایب آن می‌باشد. برخی پژوهشگران [۸] برای هر شرایط جاده‌ای مقدار لغزش را دانسته فرض کرده‌اند و پیاده سازی سیستم کنترلی را با توجه به آن مقدار طراحی کرده‌اند.

در زمینه‌ی کنترل مقاوم سیستم‌های غیر خطی با عدم قطعیت پژوهش‌های بسیاری انجام شده است. به عنوان نمونه به کنترل مد لغزشی می‌توان اشاره نمود. اما از عیب‌های آن نیازمند بودن به کران بالای عدم قطعیت و لرزش سیگنال کنترل در این روش کنترلی می‌باشد. بسیاری از روش‌های کنترلی غیر خطی مقاوم محتاج به مدل نامی سیستم می‌باشند. معمولاً بهره بردن از مدل نامی سیستم در کنترل کننده نیازمند بازخورد گرفتن از سیگنال‌هایی است که اندازه‌گیری آن‌ها مشکل می‌باشد، برای همین پژوهشگران در سال‌های اخیر به سراغ روش‌های کنترلی مستقل از مدل رفته‌اند [۹].

به جای روش‌های کنترل مقاوم کلاسیک، از کنترل فازی می‌توان استفاده نمود که راهبردی کنترلی مقاوم مستقل از مدل می‌باشد. از مهم‌ترین مزیت‌های سیستم‌های فازی و شبکه‌های عصبی می‌توان به تقریب‌گر عمومی و خطی بودن نسبت به پارامترها اشاره نمود، که باعث استفاده گسترده آن‌ها در کنترل مقاوم سیستم‌های غیرخطی نامعین شده است. از نقطه مشترک بیشتر این کاربردها می‌توان به تخمین عدم قطعیت و جبران آن در قانون کنترل اشاره نمود. عدم قطعیت، شامل عدم قطعیت پارامترها، اغتشاش خارجی و دینامیک مدل نشده می‌باشد [۱۰].

کارایی که سیستم‌های فازی به سبب سادگی طراحی در پیاده سازی‌های صنعتی از خود نشان داده بودند و همچنین مقاوم بودن نسبت به عدم قطعیت‌ها، پژوهشگران را به فکر استفاده از سیستم‌های فازی در سیستم‌های ترمز ضد قفل خودرو انداخت. در [۱۱] پیاده سازی ترمز ضد قفل خودرو با استفاده از یک سیستم فازی به گونه‌ای است که سیستم فازی به نحوی طراحی شده است که از قفل شدن چرخ‌ها جلوگیری کند، طراحی کنترل کننده مستقل از مدل بوده و همچنین نوع سطح جاده توسط یک سیستم فازی دیگر شناسایی می‌گردد. ولی در آن تضمینی برای پایداری سیستم ترمز ضد قفل وجود ندارد. در [۱۲] با استفاده از الگوریتم بهینه سازی ژنتیک، کنترل کننده فازی بهینه‌ای که نسبت به سطوح مختلف جاده بهینه باشد، برای سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده است. با بهینه کردن پارامترهای توابع تعلق ورودی و خروجی کنترل کننده فازی نشان می‌دهد که این کنترل کننده در شرایط جاده‌ای متفاوت عملکرد مناسبی را دارا می‌باشد. اما با این حال آنالیز پایداری نداشته و انتظار ناپایداری در سیستم را می‌توان داشت. در [۱۳] مشاهده می‌شود از یک کنترل کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی فازی تطبیقی برای تنظیم کردن مقدار لغزش چرخ بهره برده شده است، که در آن سیستم فازی پارامترهای کنترل کننده را برای رسیدن به عملکرد بهتر تنظیم می‌کند. در [۱۴] برای به دست آوردن مقدار لغزش بهینه از روش مبتنی بر مدل^۱ استفاده شده است که در آن با استفاده از روش حداقل مربعات بازگشتی بر خط^۲ و حداکثر احتمال وقوع، برای محاسبه‌ی مقدار لغزش بهینه بهره برده شده است. اما این روش از مشکلاتی نظیر تحریک پایا و ورودی مناسب برای شناسایی پارامترها رنج می‌برد و احتمال داده می‌شود که با تغییر شرایط جاده پارامترها همگرا نشود و مقدار لغزش مورد نظر به دست نیاید.

در [۱۵] کنترل کننده‌ی فازی به عنوان کنترل کننده‌ی اصلی قرار گرفته است و ورودی‌های کنترل کننده‌ی فازی توسط کنترل کننده‌ی مد لغزشی با ایجاد سطح لغزش و مشتق آن ساخته می‌شوند. ولی عیب آن این است که شرایط جاده در آن در نظر گرفته نمی‌شود. در برخی از تحقیقات، روش جدیدی برای طراحی کنترل کننده استفاده شده است. به عنوان نمونه در بعضی از پژوهش‌های انجام شده، از

^۱Model-Based

^۲Online

سیستم فازی برای تقریب نامعلوم سیستم غیرخطی استفاده می‌شود و پس از آن یک کنترل کننده‌ی مدل‌گزشی برای کنترل سیستم استفاده می‌شود [۱۶]، ولی مشکل آن این است که پایداری در آن بررسی نشده است. بعضی از مقاله‌ها نیز از روش‌های پیشنهادی خودشان استفاده کرده‌اند. به عنوان مثال در [۱۷] کنترل کننده مد لغزشی به همراه کنترل کننده‌ی فازی به صورتی طراحی شده است تا بر اساس پایداری تابع لیاپانوف عمل کند و قاعده‌ای تطبیقی برای تنظیم پارامترهای کنترل کننده‌ی فازی ایجاد شود. در مقاله‌ی [۱۸] از کنترل کننده‌ی فازی برای تعیین ورودی کنترل استفاده شده است و به خاطر مقاوم بودن کنترل کننده‌ی مد لغزشی در حضور تغییر پارامترها و اختلالات در سیستم ترمز ضد قفل و به منظور جبران خطا بهره برده شده است، اما عیب آن این است که پایداری آن بررسی نشده است.

در مقاله [۱۹] از مد لغزشی برای پیاده سازی کنترل کننده استفاده شده است که در آن مقدار لغزش و گشتاور مطلوب برای جاده‌های مختلف محاسبه شده است. در [۲۰] یک سیستم ترمز ضد قفل بر اساس یک کنترل مدل‌گزشی متغیر با زمان طراحی می‌گردد سپس عملکرد این کنترل کننده بر روی یک وسیله نقلیه آزمایشی تست می‌گردد. در مقاله [۲۱] یک کنترل کننده مد لغزشی دینامیکی پایانه سریع مرتبه کسری تطبیقی برای سیستم ترمز ضد قفل طراحی گردید که در آن شرایط مختلف جاده نیز در نظر گرفته شده است. در مقاله [۲۲] راهبردهای کنترل مستقیم انحراف برای خودروهای برقی با استفاده از مد لغزشی و تکنیک‌های روی‌تگر اغتشاش غیر خطی پیشنهاد شده است و برای مقابله با مشکل چترینگ موجود در کنترل کننده مد لغزشی، از یک کنترل کننده مد لغزشی مرتبه دو استفاده شده است. در [۲۳] برای سیستم ترمز ضد قفل یک کنترل کننده مد لغزشی مبتنی بر روی‌تگر اغتشاش طراحی می‌گردد. در [۲۴] یک کنترل کننده تطبیقی پیشنهاد شده است، که کنترل کننده تحت این فرض طراحی شده است که ضریب اصطکاک ناشناخته است و اصطکاک بیشتر بر روی سیستم عمل می‌کند. در [۲۵] از یک کنترل کننده مرتبه کسری مقاوم بر روی یک سیستم ترمز ضد قفل استفاده می‌کند. در طراحی این سیستم کنترلی عدم قطعیت پارامتری، غیرخطی بودن و اغتشاشات نیز در نظر گرفته شده است.

شناسایی نوع جاده به همراه مدل‌های سیستم خودرو و اصطکاک مابین تایر و جاده کمک بسیاری در انتخاب فرمان کنترلی دارد. تا به امروز روش‌های متفاوت زیادی برای شناسایی نوع سطح جاده استفاده شده است. در [۲۶] از سنسور تشخیص دهنده‌ی خیزی که بر مبنای بازتاب نور لیزر کار می‌کند، استفاده شده است. بعضی در کنار مدل‌های خودرو و اصطکاک از رویترهایی استفاده نموده‌اند تا کمیت‌های غیرقابل اندازه‌گیری، شامل ضرایب چسبندگی جاده را تخمین زنند [۲۷]. در [۲۸] از حسگرهایی استفاده شده است که قادر است اطلاعات مربوط به شرایط بین سطح جاده و تایر را که بیان‌کننده‌ی شرایط جاده می‌باشد را به کمک تغییر شکل آج‌های لاستیک به دست آورد. در [۲۹] از سنسورهای آگوستیک برای به دست آوردن شرایط جاده بهره برده شده است. اما مشکل آن این است که در این روش‌ها احتمال آغشته شدن سیستم‌ها به نویز وجود دارد که تاثیرات بسیار مخرب و حساسی را می‌تواند بر روی سیستم اعمال نماید و همچنین، این روش‌ها بسیار گران و هزینه بردار بوده و پیاده سازی آن‌ها مشکل می‌باشد.

بیان اصطکاک به صورت دینامیک امکان طراحی رویتر برای تخمین دینامیک داخلی اصطکاک را به طراح می‌دهد به همین دلیل بعضی از پژوهشگران با در نظر گرفتن این که اصطکاک مابین سطح جاده و تایر دارای رفتاری دینامیکی می‌باشد، از رویتر برای تخمین دینامیک داخلی اصطکاک استفاده می‌کنند. در [۳۰] یک مدل دینامیکی برای توصیف اصطکاک ما بین تایر و سطح جاده به نام لاگر^۱ توسط یک سیستم غیر خطی مرتبه اول معرفی شده است. به دلیل این که مدل دینامیکی می‌باشد، می‌تواند مدل دقیقی از اصطکاک مابین سطح جاده و تایر را وصف نماید. همین طور به دلیل این که اصطکاک داخلی به فرم دینامیکی می‌باشد در [۳۱] پژوهشگران به طراحی رویتری برای تخمین دینامیک داخلی اصطکاک پرداخته‌اند، که این طراحی رویتر برای شناسایی پارامتر شرایط جاده انجام شده است.

سیستم‌های فازی مانند شبکه‌های عصبی تقریب‌گرهای عمومی‌اند و قادرند تابع غیرخطی را با دقت دلخواه و مطلوب تخمین زنند، که از این ویژگی سیستم‌های فازی پژوهشگران به طور گسترده بهره‌مند

^۱Lugre

شده‌اند [۱۸]. در [۱۲] کنترل کننده‌ی فازی عصبی برای سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده است که در آن سیستم فازی وظیفه‌ی کنترل کننده را دارد و نقش سیستم عصبی محاسبه‌ی مقدار لغزش بهینه چرخ می‌باشد. پارامترهای کنترل کننده‌ی فازی توسط الگوریتم ژنتیک برای رسیدن به عملکرد مطلوب سیستم ترمز ضد قفل تنظیم می‌گردد. سیستم‌های فازی نسبت به خطا تحمل پذیر می‌باشند و توانایی یادگیری و پردازش موازی را نیز دارا می‌باشد، از آنجایی که برمبنای قوانین از پیش تعیین شده، فرآیند تصمیم‌سازی برمبنای منطق فازی صورت می‌گیرد، اگر این قوانین دچار نقص یا اشکال باشند، ممکن است نتایج اصلا قابل قبول نباشند. همچنین انتخاب تابع عضویت و قوانین پایه از مشکل‌ترین قسمت‌های ایجاد سیستم‌های فازی می‌باشد و از طرفی پیاده سازی منطق فازی در سخت‌افزارهای رایج احتیاج به آزمایش‌ها متعدد و زمان بر دارد. ولی متأسفانه کارایی منطق فازی در بازشناسی الگو نسبت به شبکه عصبی در یادگیری ماشین کمتر است. در [۳۲] الگوریتم خود تکامل برای ساخت مستقل شبکه کنترل بدون یک قاعده اولیه اعمال می‌شود. پیوند تابع طراحی شده تا شبکه عصبی فازی نوع ۲ دارای فاصله بیشتری در تنظیم پارامترها باشد. علاوه بر این، برای دستیابی سریع به عملکرد کنترل مطلوب، از یک الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات آنلاین برای بهینه‌سازی نرخ یادگیری برای قوانین سازگار پارامتر استفاده می‌شود. در [۳۳] با بهره‌مندی از یک رویکرد مد لغزشی و کنترل کننده‌ی تناسبی-انتگرالی-مشتقی، برای ترمز ضد قفل سیستمی کنترلی طراحی شده است. در این کنترل کننده به دلیل این که سرعت چرخ وسیله نقلیه اندازه‌گیری می‌شود کنترل کننده نیازی به دانستن شرایط سطح جاده ندارد و با همان سرعت اندازه‌گیری شده، مقدار لغزش بهینه به دست می‌آید.

با گذشت زمان از ترکیب روش‌های تطبیقی و کنترل فازی، کنترل فازی تطبیقی به وجود آمد، که روشی مناسب برای کنترل سیستم‌های غیرخطی با عدم قطعیت می‌باشد. در این روش کنترلی پایداری برای سیستم کنترل شده توسط روش مستقیم لیاپانوف اثبات می‌شود. روش کنترل فازی تطبیقی را می‌توان به سه دسته‌ی مستقیم، غیر مستقیم و ترکیبی از دو روش فوق تقسیم بندی کرد. در روش مستقیم، کنترل سیستم بر پایه‌ی دانش و قوانین کنترلی می‌باشد به صورت مستقیم از سیستم فازی به عنوان کنترل کننده استفاده می‌شود. در روش غیر مستقیم، کنترل سیستم بر پایه‌ی دانش سیستمی و علم طراح از سیستم می‌باشد، در این حالت سیستم تحت کنترل توسط سیستم‌های منطق فازی مدل

می‌شود و سپس در کنترل کننده به کار برده می‌شود. در حالی که روش سوم ترکیبی از روش‌های فوق می‌باشد [۳۴، ۳۵، ۳۶]. وجود اغتشاش‌های خارجی و خطای تخمین در سیستم فازی، باعث شده است که خطای بین سیگنال خروجی و سیگنال مرجع سیستم به طور کامل حذف نشود. چونکه سیستم ترمز ضد قفل با ایمنی مردم سر کار دارد، پس روش کنترل فازی تطبیقی به علت بهره‌مندی از پایداری توانسته علاقه‌ی پژوهشگران زیادی را به خود جلب نماید [۵، ۱۸].

کنترل پسگام روشی بازگشتی برای دسته‌ی خاصی از سیستم‌های غیر خطی می‌باشد. در روش پسگام سیستم به صورت زیرسیستم‌هایی از یک سیستم غیرخطی در نظر گرفته می‌شود و با انتخاب تابع مناسبی از حالت‌های سیستم به عنوان ورودی شبه کنترل عمل می‌کند [۴]. در [۳۷] کنترل پسگام تطبیقی برای سیستم غیرخطی با خطی فرض نمودن سیستم نسبت به پارامترها بررسی و طراحی شده است. در کنترل کننده‌های تطبیقی پیشنهادی محدود بودن یکنواخت نهایی همه‌ی سیگنال‌ها در حلقه‌ی کنترل محقق می‌گردد. در [۳۸] به ترکیب روش گام به عقب با شبکه‌های عصبی و در [۳۹] به ترکیب روش گام به عقب با سیستم‌های فازی تطبیقی پرداخته‌اند، که در آن‌ها از شبکه‌های عصبی یا سیستم‌های فازی برای تخمین جملات غیرخطی و نامعلوم سیستم ترمز ضد قفل بهره برده‌اند.

پژوهشگران به طور معمول برای مدل‌سازی اصطکاک مابین سطح جاده و تایر از مدل اصطکاک بورکهارت^۱ که مدلی استاتیکی می‌باشد، به دلیل قابلیت پیاده سازی راحت استفاده می‌کنند، که در بسیاری از مقالات و کتاب‌های سیستم ترمز ضد قفل می‌توان به این موضوع پی برد [۱، ۴۰]. در [۴۱] بر روی سیستم ترمز ضد قفل با مدل اصطکاک بورکهارت از کنترل کننده‌ی مد لغزشی فازی تطبیقی استفاده شده است. ولی عیب مدل اصطکاک بورکهارت این است که در عین این که قابلیت پیاده سازی ساده‌ای دارد ولی بسیاری از پدیده‌های فیزیکی و عوامل غیر خطی از جمله حلقه‌های هیستریزس و جابه‌جایی پیش‌لغزش را نادیده می‌گیرد. مدل فرمول طلایی که توسط پسجکا^۲ معرفی شده است یکی دیگر از این مدل‌ها می‌باشد [۴۲]. این مدل توانسته است با دیگر مدل‌ها جهت تطابق دادن داده‌های آزمایشگاهی به رقابت بپردازد، اما به دلیل این که در مدل‌سازی ماهیت واقعی آن به طور کامل مشخص

^۱Burckhardt

^۲Pacejka

نمی‌باشد در پژوهش‌ها از آن کمتر استفاده می‌شود. بیشتر مدل‌های اصطکاک دینامیکی سعی بر این دارند که کاملاً رفتارهای غیر خطی را در مدل خود داشته باشند. مدل اصطکاک لاگر نمونه‌ای از این مدل‌های اصطکاک دینامیکی تایر-جاده می‌باشد، که در این مدل به دلیل این که ماهیت واقعی تمام مولفه‌ها مشخص می‌باشد و همچنین قابلیت مدل کردن رفتار غیرخطی تایر-جاده را دارد در زمره‌ی بهترین مدل‌ها قرار می‌گیرد [۴۳]. در [۴۴] با توجه به رابطه غیرخطی بین اصطکاک و لغزش، یک طرح مبتنی بر رویکرد مدلزشی مرتبه بالاتر طراحی شده است. یک رویکرد مدلزشی مرتبه اول نیز بر اساس یک رابطه کاملاً خطی طراحی شده است. یکی از ویژگی‌های اصلی طرح‌های برآورد پیشنهادی، درج شیب جاده و شعاع موثر تایر به عنوان حالت تخمینی می‌باشد. این پارامترها به طور قابل توجهی بر دقت برآورد لغزش و اصطکاک تأثیر می‌گذارند. عملکرد طرح‌های برآورد پیشنهادی با یک سری آزمون‌های شبیه‌سازی در برابر فیلتر کالمن تست و تأیید می‌شوند.

از جمله مشکلاتی که در طراحی سیستم‌های ترمز ضد قفل با آن می‌توان روبرو شد ندانستن مقدار لغزش می‌باشد. لغزش توسط دو مقدار سرعت خطی وسیله نقلیه و سرعت زاویه‌ای چرخ محاسبه می‌گردد. با هزینه‌ی اندکی سرعت زاویه‌ای چرخ را می‌توان به دست آورد، اما برای یافتن سرعت خطی وسیله نقلیه برخی شرکت‌ها از موقعیت یاب‌های ماهواره‌ای و حسگرهای گران قیمت بهره برده‌اند [۴۵]. در [۴۶، ۹] از تخمین‌گرهای فیلتر کالمن و فیلتر کالمن توسعه یافته استفاده شده است. این روش‌ها در زمینه‌ی تقریب سرعت وسیله نقلیه از خود پیشرفت‌هایی نشان داده‌اند، اما وابستگی این روش‌ها به خطی سازی باعث شده است تا از تمام اثرات غیرخطی صرف نظر شود. از این رو استفاده از تخمین‌گرهای غیرخطی به همراه تقریب سرعت وسیله نقلیه که سبب می‌شود تمام عوامل غیرخطی در نظر گرفته شوند، دارای اهمیت می‌باشد.

۱-۳- اهداف پایان نامه

هدف از انجام این پایان نامه طراحی سیستم ترمز ضد قفل با استفاده از شناسایی مشخصات جاده است. مدل اصطکاک لاگر که به خوبی اصطکاک جاده - تایر را بیان می کند به عنوان مدل اصطکاک انتخاب گشته تا در قسمت شناسایی مشخصات جاده، با در نظر گرفتن معادلات غیرخطی اصطکاک جاده - تایر، یک تخمینگر غیرخطی به منظور شناسایی نوع جاده به همراه دیگر حالت های سیستم ترمز ضد قفل طراحی گرداند. این تخمینگر باعث شناسایی نوع جاده می شود. برآع اطلاع یافتن از مشخصات جاده، در صنعت نیازمند طراحی سنسورهایی با قیمت بالا می باشد. همچنین باعث می شود که نویز در سیستم کاهش یابد. شناسایی مشخصات جاده باعث دستیابی غیرمستقیم به مقدار لغزش بهینه برای ترمز می شود. در قسمت کنترل از کنترل کننده ی فازی تطبیقی مد لغزشی پیشنهاد شده برای سیستم ترمز ضد قفل استفاده می شود. همینطور به بررسی پایداری قانون کنترل و مقایسه زمان ترمزگیری با یک سیستم ترمز ضد قفل با مدل اصطکاک بورکهارت و کنترل کننده ی مد لغزشی مرتبه دوم پرداخته می شود.

همچنین مشاهده خواهد شد که سیگنال کنترلی به گونه ای به سیستم اعمال می شود که حلقه ی کنترلی از لغزش بهینه ی مناسبی که به واسطه ی تخمینگر مشخصات جاده ایجاد شده است، پیروی می کند. این کار باعث می گردد که اتومبیل در حداقل زمان متوقف شود و همچنین با قفل نشدن تایرها پایداری عرضی اتومبیل حفظ گردد.

۱-۴- مروری بر ساختار پایان نامه

در فصل دوم ابتدا به مدل سازی ریاضی، مدل یک چهارم خودرو و مدل اصطکاک لاگر پرداخته می شود و سپس با ترکیب آن ها مدل سیستم ترمز ضد قفل به دست می آید. سپس به طراحی تخمینگر مشخصات جاده با فرض در دسترس بودن سرعت زاویه ای اتومبیل پرداخته و به وسیله آن سرعت خطی اتومبیل و پارامتر مشخصات جاده محاسبه می شود. سپس پایداری تخمینگر بررسی می گردد.

در فصل سوم به طراحی کنترل کننده ی فازی تطبیقی مد لغزشی پرداخته می شود تا با به دست آوردن قانون کنترل به عنوان خروجی کنترل کننده به توان مقدار لغزش را به مقدار لغزش بهینه ای که توسط تخمینگر مشخصات جاده حاصل می گردد رساند. همچنین پایداری کنترل کننده بررسی می شود و در انتها زمان توقف خودرو برای سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده در این پایان نامه با یک سیستم ترمز ضد قفل دیگر مقایسه می شود.

در فصل چهارم نتایج کلی که از این پایان نامه به دست می آید گفته خواهد شد و چندین پیشنهاد برای کارهای بعدی معرفی می گردد.

فصل دوم:

مدل سازی ریاضی

و تخمینگر مشخصات

جاده

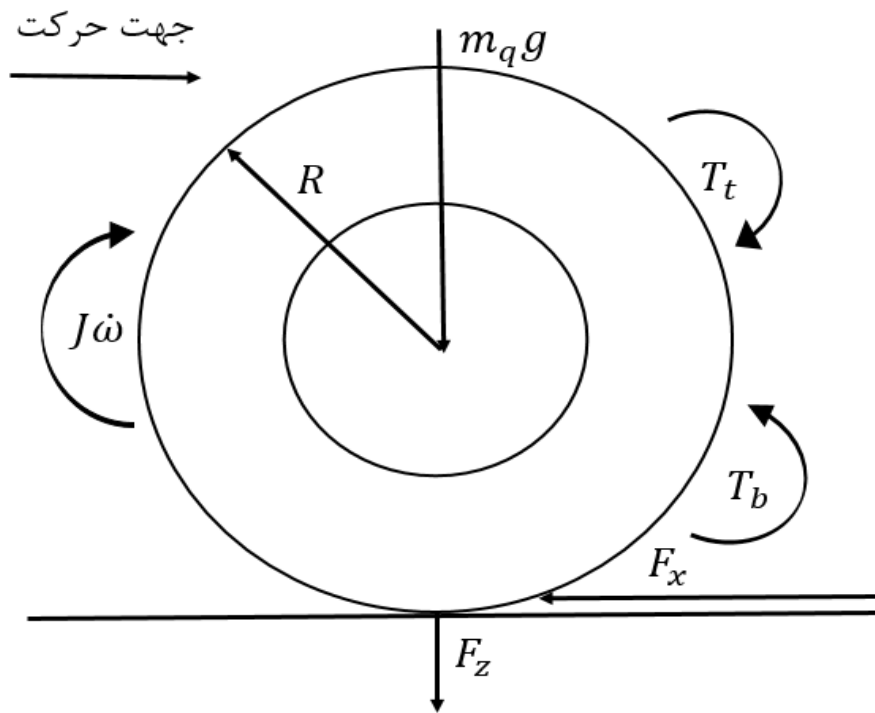
در زمان ترمزگیری، اتومبیل از عواملی همچون لرزش سیستم تعلیق، باد و مواردی دیگر تاثیر می‌گیرد. به این دلیل توصیف کامل و دقیق مدل دینامیکی ترمز ضد قفل مشکل می‌باشد. با فرض اینکه اتومبیل در یک جاده صاف حرکت می‌کند و همچنین با در نظر نگرفتن دینامیک‌های ایجاد شده از چرخش حول محور عمودی مدل سیستم در نظر گرفته شده است. برای توصیف اصطکاک تایر-جاده مدل‌های اصطکاک دینامیکی نسبت به مدل‌های اصطکاک استاتیکی مناسب‌تر می‌باشند. مدل لاگر یک مدل دینامیکی می‌باشد به همین دلیل این مدل در توصیف نزدیک عوامل غیرخطی و پدیده‌های فیزیکی که در اصطکاک تایر-جاده نقش دارند از قبیل حلقه‌های هیستریزیس، جا به جایی پیش لغزش و مهمتر از همه وجود مولفه‌ای که تغییرات شرایط جاده را مستقیماً توصیف می‌کند دارای مزیت می‌باشد. پس در این فصل ابتدا با استفاده از مدل یک چهارم خودرو و مدل لاگر معادلات سیستم ترمز ضد قفل را به دست آورده، سپس به منظور شناسایی پارامتر شرایط جاده تخمین‌گری طراحی شده و در انتها پایداری تخمینگر بررسی می‌شود.

۲-۲- مدل یک چهارم خودرو

مدل یک چهارم خودرو در شکل (۲-۱) نشان داده شده است. با استفاده از قانون دوم نیوتن معادله‌های دیفرانسیلی دینامیک‌های طولی و دورانی خودرو به صورت زیر به دست می‌آید.

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

$$\dot{V} = \frac{F_x}{m_q} \quad (2-2)$$



شکل ۱-۲: نمایش چرخ خودرو در زمان ترمز

که ω سرعت زاویه‌ای وسیله نقلیه، T_t گشتاور حرکتی، T_b گشتاور ترمزی، J ممان اینرسی، R شعاع چرخ، F_x نیروی اصطکاک طولی، K_b بهره‌ی بین گشتاور ترمزی و فشار ترمزی، P_i فشار ترمزی، V سرعت وسیله نقلیه و m_q جرم یک چهارم خودرو می‌باشد [۴۷].

ضریب اصطکاک سطح جاده و تاثیر از تقسیم نیروی اصطکاک طولی (F_x) بر نیروی عکس العمل سطح (F_z) به دست می‌آید.

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \quad (۳-۲)$$

مقدار لغزش یکی از مهم‌ترین متغیرها در کنترل سیستم ترمز ضد قفل می‌باشد. اگر حرکت‌های جانبی وسیله نقلیه در نظر گرفته نشوند این مولفه به این شکل تعریف می‌گردد.

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V} \quad (۴-۲)$$

معادله‌ی (۲-۴) نشان می‌دهد اگر مقدار لغزش برابر یک شود ($\omega = 0$) در این صورت چرخ‌ها قفل شده‌اند و اگر مقدار لغزش برابر صفر شود ($R\omega = V$) نشان دهنده‌ی این است که چرخش بدون گشتاور ترمزی می‌باشد.

در زمان قفل شدن چرخ‌ها مقدار ضریب اصطکاک تایر-سطح جاده کاهش پیدا می‌کند. در زمان رانندگی بدون ترمزگیری، لغزش تایر تقریباً صفر می‌باشد. اما در هنگام ترمزگیری با کاهش سرعت زاویه‌ای وسیله نقلیه، مقدار لغزش افزایش یافته، به طوری که در زمانی که چرخ‌ها به طور کامل قفل می‌شوند، مقدار لغزش تایر برابر یک می‌گردد. حال با کم شدن ضریب اصطکاک مابین تایر و سطح جاده، مسافت پیموده شده برای توقف در این حالت افزایش پیدا می‌کند. نتیجه‌های عملی نشان می‌دهد که در هنگام قفل شدن چرخ‌های وسیله نقلیه، ضریب اصطکاک عرضی مابین آن‌ها و سطح جاده به صورت چشم‌گیری کاهش یافته، به طوری که وسیله نقلیه تعادل عرضی و پایداری خود را از دست داده و با کمترین نیرویی در جهت عرضی، از مسیر خود منحرف می‌گردد [۱].

ضریب اصطکاک سطح جاده در مدل بوکهارت از رابطه‌ی (۲-۵) محاسبه می‌گردد [۲۱].

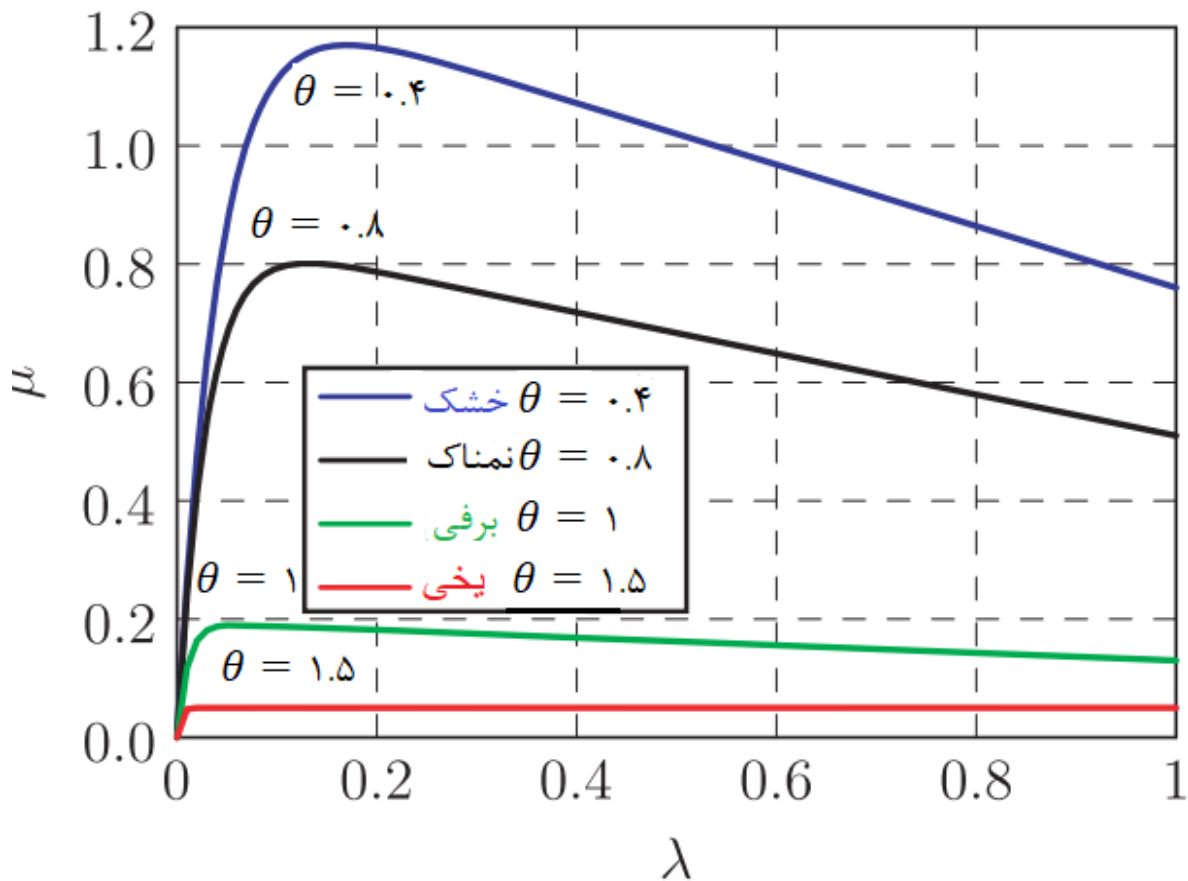
$$\mu = C_1(1 - e^{-C_2\lambda}) - C_3\lambda \quad (۲-۵)$$

ضریب اصطکاک سطح جاده را می‌توان با داشتن پارامترهای C_i در شرایط مختلف آسفالت جاده محاسبه نمود.

جدول ۱-۲ پارامترهای مدل اصطکاک در شرایط مختلف آسفالت [۲۱]

پارامتر	C_1	C_2	C_3
شرایط آسفالت خشک	۱,۲۸۰۱	۲۳,۹۹	۰,۵۲
خیس	۰,۸۵۷	۳۳,۸۲۲	۰,۳۴۷
برفی	۰,۱۹۴۶	۹۴,۱۲۹	۰,۰۶۴۶
یخی	۰,۰۵	۳۰۶,۳۹	۰,۰۰۰

با تغییر سطح جاده، لاستیک، باد و شرایطی از این نوع، مقدار لغزش بهینه تغییر می‌یابد [۴۸]. با مشاهده‌ی شکل (۲-۲) می‌توان به این موضوع پی‌برد که با فشردن پدال ترمز مقدار لغزش شروع به افزایش نموده تا زمانی که در مقدار لغزش بهینه، حداکثر ضریب اصطکاک مابین سطح جاده و تایر به وجود می‌آید. پس از آن هر چقدر که مقدار لغزش افزایش بیابد و چرخ به سوی قفل شدن برود، مقدار ضریب اصطکاک ما بین تایر و سطح جاده کاهش می‌یابد. سیستم ترمز ضد قفل تلاش بر این دارد که بتواند لغزش بهینه وسیله نقلیه را برای دستیابی به حداکثر اصطکاک و توقف سریع‌تر وسیله نقلیه مهیا نماید.



شکل ۲-۱: منحنی‌های لغزش ضریب اصطکاک

۳-۲- مدل اصطکاک لاگر

مدل اصطکاک دینامیکی تایر- جاده لاگر به صورت زیر تعریف می‌شود [۵].

$$\dot{z} = V_r - \theta \frac{\delta_0 |V_r|}{g(V_r)} z \quad (۶-۲)$$

$$F_x = (\delta_0 z + \delta_1 \dot{z} + \delta_2 V_r) F_z \quad (۷-۲)$$

$$g(V_r) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\frac{|V_r|}{V_s}^{1/2}} \quad (۸-۲)$$

که V_r سرعت نسبی، θ پارامتر مشخصات جاده، δ_0 سختی فشرده شده طولی لاستیک^۱، δ_1 میرایی فشرده شده طولی لاستیک^۲، δ_2 میرایی چسبندگی^۳، F_c اصطکاک کولنی نرمالیزه شده^۴، F_s اصطکاک استاتیکی نرمالیزه شده^۵ و V_s سرعت نسبی استریبک^۶ می‌باشد.

سرعت نسبی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$V_r = R\omega - V \quad (۷-۲)$$

همچنین F_s (اصطکاک استاتیکی نرمالیزه شده) $F_c \leq$ (اصطکاک کولنی نرمالیزه شده) و در بازه‌ی $[0, 1]$ می‌باشند.

معادلات مدل ترمز ضد قفل بر اساس مدل لاگر را با جایگذاری (۷-۲) در (۲-۱) و (۲-۲) و با صرف نظر کردن از δ_2 در رابطه‌ی (۷-۲) و با اضافه نمودن δ_ω به عنوان اصطکاک دورانی چسبندگی، می‌توان چنین تعریف نمود [۵].

^۱The rubber longitudinal lumped stiffness

^۲The rubber longitudinal lumped dumping

^۳The viscous relative damping

^۴The normalized Coulomb friction

^۵The normalized Static friction

^۶Stribeck relative velocity

$$m_q \dot{V} = F_z(\delta_0 z + \delta_1 \dot{z}) + F_z \delta_2 V_r \quad (10-2)$$

$$J \dot{\omega} = -R F_z(\delta_0 z + \delta_1 \dot{z}) - \delta_\omega \omega + u_r \quad (11-2)$$

$$\dot{z} = V_r - \theta \frac{\delta_0 |V_r|}{g(V_r)} z \quad (12-2)$$

$$\dot{\theta} = 0 \quad (13-2)$$

در رابطه بالا u_r ورودی تخمینگر است و مقدار آن با گشتاور ترمزی یکسان است ($u_r = T_b$).

مدل لاگر برای $\theta = 0$ مشخصه‌های زیر را دارا می‌باشد [۳۱].

$$(1) \text{ به ازای هر } t > 0 \text{ اگر } |z(0)| < \frac{F_s}{\delta_0} \text{ باشد آنگاه } |z(t)| < \frac{F_s}{\delta_0}$$

از این مشخصه متوجه می‌شویم که حالت اصطکاک داخلی محدود می‌باشد و باند بالایی آن توسط پارامتر اصطکاک استاتیکی مشخص می‌شود.

(۲) به ازای همه‌ی سرعت‌های نسبی V_r داریم:

$$0 < F_c \leq g(V_r) \leq F_s \leq 1 \quad (14-2)$$

(۳) با فرض این که سرعت نسبی V_r محدود باشد آنگاه سمت راست معادله‌ی (۱۲-۲) لپشیتز سراسری می‌باشد، اما اگر محدود نباشد آنگاه لپشیتز محلی است.

این دو مشخصه یکتایی حل برای معادله (۱۲-۲) را مشخص می‌کنند.

۴-۲- معادلات سیستم ترمز ضد قفل

با فرض این که ω قابل اندازه‌گیری می‌باشد و u_r ورودی تخمینگر است. می‌توان متغیرهای η و χ را که از ترکیب متغیرهای اصلی معادله‌های حرکت و اصطکاک می‌باشند به این صورت تعریف نمود [۵].

$$\eta = Rm_q V + J\omega \quad (۱۵-۲)$$

$$\chi = J\omega + RF_z \delta_1 z \quad (۱۶-۲)$$

با تعریف X و y_r به صورت زیر

$$X = [\eta \ \chi \ z]^T \quad (۱۷-۲)$$

$$y_r = \omega \quad (۱۸-۲)$$

معادلات (۱۰-۲)، (۱۱-۲) و (۱۲-۲) را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} -\frac{F_z \delta_2}{m_q} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\delta_0}{\delta_1} & 0 \\ -\frac{1}{Rm_q} & 0 & 0 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \theta \phi(y_r, u_r, X) \quad (۱۹-۲)$$

$$+ \begin{bmatrix} R^2 F_z \delta_2 + J \frac{F_z \delta_2}{m_q} - \delta_\omega \\ J \frac{\delta_0}{\delta_1} - \delta_\omega \\ R + \frac{J}{Rm_q} \end{bmatrix} y_r + \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} u_r$$

$$y_r = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J} & -\frac{RF_z \delta_1}{J} \end{bmatrix} X \quad (۲۰-۲)$$

که متغیر V و تابع غیر خطی $\phi(y_r, u_r, X)$ به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\phi(y_r, u_r, X) = \delta_0 \frac{|Ry_r - V|}{g(V_r)} z \quad (21-2)$$

$$V = \frac{\eta - Jy_r}{Rm_q} \quad (22-2)$$

۵-۲- طراحی تخمینگر

برای سیستم ترمز ضد قفل تخمینگری به فرم زیر پیشنهاد می‌شود [۷].

$$\begin{aligned} \dot{\hat{X}} = & \begin{bmatrix} -\frac{F_z \delta_2}{m_q} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\delta_0}{\delta_1} & 0 \\ -\frac{1}{Rm_q} & 0 & 0 \end{bmatrix} \hat{X} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \hat{\theta} \phi(y_r, u_r, \hat{X}) \\ & + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \vartheta_1 + \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} u_r + \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{bmatrix} (y_r - \hat{y}_r) \end{aligned} \quad (23-2)$$

$$+ \begin{bmatrix} R^2 F_z \delta_2 + J \frac{F_z \delta_2}{m_q} - \delta_\omega \\ J \frac{\delta_0}{\delta_1} - \delta_\omega \\ R + \frac{J}{Rm_q} \end{bmatrix} y_r$$

$$\dot{\hat{\theta}} = \gamma \phi(y_r, u_r, \hat{X}) (y_r - \hat{y}_r) = \gamma \delta_0 \frac{|\hat{V}_r|}{g(\hat{V}_r)} \hat{z} (\omega - \hat{y}_r) \quad (24-2)$$

$$\hat{y}_r = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J} & -\frac{RF_z \delta_1}{J} \end{bmatrix} \hat{X} \quad (25-2)$$

که ϑ_1 متغیر طراحی می‌باشد و با توجه به شرایط طراحی تخمینگر، در تحلیل پایداری مقدار آن محاسبه می‌شود.

اگر A_r ، B_r ، C_r و K_r به صورت زیر تعریف شوند.

$$A_r = \begin{bmatrix} -\frac{F_z \delta_2}{m_q} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\delta_0}{\delta_1} & 0 \\ -\frac{1}{Rm_q} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (26-2)$$

$$B_r = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (27-2)$$

$$C_r = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J} \\ -\frac{RF_z \delta_1}{J} \end{bmatrix} \quad (28-2)$$

$$K_r = [k_1 \quad k_2 \quad k_3]^T \quad (29-2)$$

متغیرهای خطا به صورت زیر می‌باشند.

$$\tilde{X} = X - \hat{X} \quad (30-2)$$

$$\tilde{\theta} = \theta - \hat{\theta} \quad (31-2)$$

$$\tilde{y}_r = y_r - \hat{y}_r = C_r^T \tilde{X} \quad (32-2)$$

معادله‌ی دینامیکی خطای رویینگر را به این صورت می‌توان نوشت.

$$\dot{\tilde{X}} = (A_r - K_r C_r^T) \tilde{X} + B_r \vartheta \quad (33-2)$$

$$\tilde{y}_r = C_r^T \tilde{X} \quad (34-2)$$

۶-۲- شرایط طراحی تخمینگر

برای طراحی تخمینگر باید شرایطی را در نظر گرفت [۵].

شرط ۱: (A_r, C_r^T) رویت پذیر باشند. (رتبه ماتریس رویت پذیری در صورتی که $\frac{F_z \delta_2}{m_q} \neq \frac{\delta_0}{\delta_1}$ باشد کامل می‌باشد).

$$O = \begin{bmatrix} C_r^T \\ C_r^T A \\ C_r^T A^2 \end{bmatrix} \quad (35-2)$$

$$\text{Rank } O = \text{rank} \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J} & -\frac{RF_z \delta_1}{J} \\ \frac{F_z \delta_1}{J m_q} & -\frac{\delta_0}{J \delta_1} & 0 \\ -\frac{F_z^2 \delta_1 \delta_2}{J m_q^2} & \frac{\delta_0^2}{J \delta_1^2} & 0 \end{bmatrix} = 3 \quad (36-2)$$

شرط ۲: یک تابع معلوم به صورت $0 \leq \rho(y_r, u_r) \leq \rho_0 \leq \infty$ و باند بالایی f_{max} وجود داشته باشد به طوری که:

$$|\phi(y_r, u_r, X_1) - \phi(y_r, u_r, X_2)| \leq \rho(y_r, u_r) |X_1 - X_2| \quad (37-2)$$

$\forall X_1, X_2$

$$|\phi(y_r, u_r, X)| \leq f(\|X\|) \leq f_{max} \quad (38-2)$$

$\forall \|X\| < \infty, \forall |y_r| < \infty, \forall |u_r| < \infty$

با فرض $\phi(y_r, u_r, X) = \delta_0 \frac{|Ry_r - V|}{g(V_r)} z$ نتیجه می‌شود:

$$|\phi(y_r, u_r, X)| \leq \delta_0 \frac{|Ry_r - V|}{g(V_r)} |z| \quad (39-2)$$

$$\leq \frac{\delta_0}{F_c} |Ry_r - V||z| \quad (40-2)$$

$$\leq \frac{\delta_0}{F_c} (|Ry_r| + |V|)|z| \quad (41-2)$$

$$\leq \frac{\delta_0}{F_c} \left[\left(R + \frac{J}{Rm_q} \right) y_{max} + \frac{|\eta|}{Rm_q} \right] |z| = f(\|X\|) \quad (42-2)$$

که بیشترین مقدار خروجی‌های θ و y ، θ_{max} و y_{max} نامیده می‌شوند.

شرط ۳: K_r به نحوی تعیین می‌شود که نگاشت $G(s): \vartheta \rightarrow \tilde{y}_r$ هرویتز باشد و به ازای $Q_r > 0$ ، $P = P^T > 0$ وجود داشته باشد به طوریکه:

$$P(A_r - K_r C_r^T) + (A_r - K_r C_r^T)^T P = -Q_r \quad (43-2)$$

$$PB_r = C_r \quad (44-2)$$

با توجه به معادلات (۳۳-۲) و (۳۴-۲) برای این که سیستم مثبت معین شود باید به دنبال K_r مناسب گشت. برای این منظور سیستم $G(s)$ به این صورت تعریف می‌شود:

$$G(s) = C_r^T [Is - A_r + K_r C_r^T]^{-1} B_r \quad (45-2)$$

با تشکیل آرایه راث-هرویتز اگر $k_2 = 0$ ، $k_3 < 0$ و $k_1 > 0$ باشند آنگاه $P = P^T > 0$ وجود دارد که $PB_r = C_r$.

شرط ۴: مسیر $\phi(y_r(t), u_r(t), X(t))$ از سیستم برای تضمین همگرایی پارامترها زمانی که $t \rightarrow \infty$ مخالف صفر باشد.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \phi(y_r(t), u_r(t), X(t)) = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\delta_0 |Ry_r(t) - V(t)|}{g(Ry_r - V)} z(t) \neq 0 \quad (46-2)$$

۷-۲- تحلیل پایداری

تابع لیاپانوفی به صورت زیر پیشنهاد می‌شود [۵].

$$L = \tilde{X}^T P \tilde{X} + \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta}^2 \quad (۴۷-۲)$$

با گرفتن مشتق از تابع لیاپانوف مثبت معین پیشنهاد شده و با توجه به شرط‌های گفته شده نتیجه می‌شود.

$$\dot{L} \leq -\tilde{X}^T Q_r \tilde{X} + 2|\tilde{y}_r| |\theta| |\phi(y_r, u_r, X) - \phi(y_r, u_r, \hat{X})| - \tilde{y}_r \vartheta_1 \quad (۴۸-۲)$$

$$\leq -\tilde{X}^T Q_r \tilde{X} + 2|\tilde{y}_r| |\theta| |\rho(y_r, u_r)| |\tilde{X}| - \tilde{y}_r \vartheta_1 \quad (۴۹-۲)$$

$$\leq -\tilde{X}^T Q_r \tilde{X} + 2|\tilde{y}_r| |\theta| (f(\|X\|) + f(\|\hat{X}\|)) - \tilde{y}_r \vartheta_1 \quad (۵۰-۲)$$

$$\leq -\tilde{X}^T Q_r \tilde{X} + |\tilde{y}_r| [-2\theta_{max} (f_{max} + f(\|\hat{X}\|)) + \text{sgn}(\tilde{y}_r) \vartheta_1] \quad (۵۱-۲)$$

در نتیجه ϑ_1 به عنوان مولفه‌ی بهره بالا به این صورت پیشنهاد می‌گردد.

$$\vartheta_1 = 2\theta_{max} (f_{max} + f(\|\hat{X}\|)) \text{sgn}(\tilde{y}_r) \quad (۵۲-۲)$$

با این ϑ_1 نتیجه می‌شود.

$$\dot{L} \leq -q \|\tilde{X}\|^2 \quad (۵۳-۲)$$

با توجه به شرایط ذکر شده و تابع لیاپانوف پیشنهاد شده نشان داده می‌شود که تخمینگر پایدار می‌باشد و زمانی که $t \rightarrow \infty$ آنگاه $\tilde{X} \rightarrow 0$ و $\tilde{\theta} \rightarrow 0$ ، همچنین سیگنال‌های X و θ محدود می‌باشند.

فصل سوم:

طراحی کنترل کننده

فازی تطبیقی مد لغزشی

در این فصل یک کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی مدل‌گزشی به منظور استفاده در سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده است. هدف این کنترل کننده رساندن و تنظیم کردن مقدار لغزش حاصل شده از سیستم ترمز ضد قفل به مقدار لغزش بهینه می‌باشد. به همین دلیل ابتدا سیستم دینامیکی لغزش را تا مرتبه‌ی دوم آن محاسبه کرده تا بتوان بردار خطای تعقیب را به دست آورده و به وسیله‌ی آن سطح لغزش تعریف گردد. سپس با استفاده از شبکه فازی تطبیقی غیرمستقیم قانون کنترل به دست می‌آید. بعد پایداری کنترل کننده‌ی طراحی شده بررسی شده و در انتها شبیه‌سازی سیستم ترمز ضد قفل همراه با تخمین پارامتر مشخصات جاده با استفاده از کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی مدل‌گزشی انجام شده است.

۳-۲- سیستم دینامیکی لغزش مرتبه دوم

مولفه‌ی لغزش در زمان ترمز به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V} \quad (1-3)$$

اگر از رابطه‌ی (۱-۳) مشتق گرفته شود.

$$\dot{\omega} = \frac{1}{R} [-V\dot{\lambda} + (1 - \lambda)\dot{V}] \quad (2-3)$$

که $\dot{V} = \frac{dV}{dt}$ می‌باشد. با مقایسه (۱-۲) و (۲-۳) نتیجه می‌شود.

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{V} \left(\frac{R}{J} (RF_x - K_b P_i) + (1 - \lambda)\dot{V} \right) \quad (3-3)$$

اگر $\Lambda = [\lambda \ \dot{\lambda}]^T$ ، آنگاه با مشتق‌گیری از (۳-۳) می‌توان داشت.

$$\ddot{\lambda} = \left(\frac{R^2 \dot{F}_x}{JV} + \left(\frac{(1-\lambda)\dot{V} - \dot{\lambda}\dot{V}}{V} \right) \right) - \frac{RK_b \dot{P}_i}{JV} + \frac{R\dot{V}(K_b P_i - RF_x) - (1-\lambda)\dot{V}^2}{V^2} \quad (4-3)$$

با فرض

$$f(\lambda) = \frac{R^2 \dot{F}_x}{JV} + \left(\frac{(1-\lambda)\dot{V} - \dot{\lambda}\dot{V}}{V} \right) \quad (5-3)$$

$$b(V)u = -\frac{RK_b \dot{P}_i}{JV} \quad (6-3)$$

$$d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) = \frac{R\dot{V}(K_b P_i - RF_x) - (1-\lambda)\dot{V}^2}{V^2} \quad (7-3)$$

آنگاه معادله‌ی (۴-۳) را به صورت زیر می‌توان تعریف نمود.

$$\ddot{\lambda} = f(\lambda) + b(V)u + d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) \quad (8-3)$$

که توابع $f(\lambda)$ و $b(V)$ ناشناخته می‌باشند و $u = \dot{P}_i$ ورودی کنترل می‌باشد و $d(\lambda, V, \dot{V}, P_i)$ عوامل غیرخطی دیگر را شامل می‌شود.

۳-۳- بیان مساله کنترلی

با توجه به این که هدف مساله تعقیب لغزش مرجع (λ_d) توسط خروجی $y = \lambda$ می‌باشد، می‌توان رفتار دینامیکی خطای خروجی را به صورت زیر نوشت.
ابتدا معادله‌ی (۸-۳) به این صورت بازنویسی می‌گردد.

$$\dot{\lambda} = A\lambda + B \left(f(\lambda) + b(V)u + d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) \right) \quad (9-3)$$

$$y = C^T \lambda \quad (10-3)$$

که ماتریس‌های A و B و C به این صورت تعریف می‌شوند.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (۱۱-۳)$$

اگر خطای تنظیم خروجی $e = \lambda_d - \lambda$ باشد و بردار خروجی مرجع $\Lambda_d = [\lambda_d \ \dot{\lambda}_d]^T$ باشد، در این صورت بردار خطای تعقیب به این شکل تعریف می‌شود:

$$E = [e \ \dot{e}]^T = (\Lambda_d - \Lambda) \quad (۱۲-۳)$$

که با توجه به (۱۲-۳) سطح لغزش به صورت زیر تعریف می‌گردد

$$S = K^T E \quad (۱۳-۳)$$

که در آن

$$K = \begin{bmatrix} K_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (۱۴-۳)$$

حال تابع لیاپانوف را به صورت زیر تعریف کرده

$$L = \frac{1}{2} S^2 \quad (۱۵-۳)$$

که با مشتق‌گیری از آن خواهیم داشت

$$\dot{L} = S\dot{S} = SK^T \dot{E} \quad (۱۶-۳)$$

معادلات خطا را به صورت زیر می‌توان نوشت

$$\dot{E} = \dot{\Lambda}_d - \dot{\Lambda} \quad (۱۷-۳)$$

از دو رابطه (۹-۳) و (۱۷-۳) نتیجه می‌شود

$$\dot{E} = \dot{\Lambda}_d - A\Lambda - B \left(f(\Lambda) + b(V)u + d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) \right) \quad (۱۸-۳)$$

$$\dot{S} = K^T \dot{E} = K^T \dot{\Lambda}_d - K^T A \Lambda - f(\Lambda) - b(V)u - d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) \quad (19-3)$$

حال در صورتیکه $d = 0$ ، قانون کنترل ایده‌آل به صورت زیر پیشنهاد می‌گردد.

$$u^* = \frac{1}{b(V)} (K^T \dot{\Lambda}_d - K^T A \Lambda - f(\Lambda) + q \operatorname{sgn}(S) + \alpha s) \quad (20-3)$$

از آنجا که توابع $f(\Lambda)$ و $b(V)$ نامعلوم می‌باشند قانون کنترل ایده‌آل قابل پیاده‌سازی نمی‌باشد. بنابراین قانون کنترل کننده‌ی فازی بدین صورت پیشنهاد می‌شود.

$$u = \frac{1}{\hat{b}(V)} (K^T \dot{\Lambda}_d - K^T A \Lambda - \hat{f}(\Lambda) + q \operatorname{sgn}(S) + \alpha s) \quad (21-3)$$

با قرار دادن (21-3) در (19-3) نتیجه می‌شود

$$\begin{aligned} \dot{S} = & - (f(\Lambda) - \hat{f}(\Lambda)) - (b(V) - \hat{b}(V))u \\ & - q \operatorname{sgn}(S) - \alpha S - d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) \end{aligned} \quad (22-3)$$

برای تعریف $h(X)$ از یک شبکه فازی TSK مرتبه صفر با فازی ساز منفرد، استنتاج ضرب در ورودی و میانگین وزن دار استفاده می‌شود.

$$h(X) = \frac{\sum_{j=1}^k \bar{C}^j \left[\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^j}(x_i) \right]}{\sum_{j=1}^k \left[\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^j}(x_i) \right]} = \theta_f^T \eta(\Lambda) \quad (23-3)$$

که A_i^j مجموعه فازی و \bar{C}^j یک مقدار ثابت می‌باشد. مقادیر تابع تعلق متغیرهای $x_1 = x$ و $x_2 = \dot{x}$ با $\mu_{A_i^j}(x_i)$ و بردار پارامترهای قابل تنظیم با $\theta_f = [\bar{C}^1 \quad \dots \quad \bar{C}^k]^T$ و بردار پایه فازی با $\eta(\Lambda) = [\eta^1 \quad \dots \quad \eta^k]^T$ نشان داده می‌شوند که k تعداد قواعد فازی می‌باشد و η^j به این صورت تعریف می‌شود.

$$\eta^j(\Lambda) = \frac{\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^j}(\lambda_i)}{\sum_{j=1}^k \left[\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^j}(\lambda_i) \right]} \quad (24-3)$$

بردار پارامترهای بهینه به صورت زیر تعریف می شود.

$$\theta_f^* = \arg \min_{\theta_f \in M_{\theta_f}} (\sup_{\Lambda} |f(\Lambda) - \hat{f}(\Lambda|\theta_f)|) \quad (25-3)$$

که محدوده‌ی محدب آن به فرم زیر می باشد.

$$M_{\theta_f} = \{ \theta_f \in R^k \mid \|\Lambda\| \leq m_{\theta_f} \} \quad (26-3)$$

m_{θ_f} پارامتر طراحی می باشد.

برای M_{θ_b} تعریف مشابه (26-3) می توان نوشت.

معادله (22-3) را می توان به صورت زیر بازنویسی نمود.

$$\begin{aligned} \dot{S} = & -[f(\Lambda) - \hat{f}(\Lambda|\theta_f^*) + \hat{f}(\Lambda|\theta_f^*) - \hat{f}(\Lambda|\theta_f)] \\ & + (b(V|\theta_b) - \hat{b}(V|\hat{\theta}_b))u + q \operatorname{sgn}(S) + \alpha S + d(\lambda, V, \dot{V}, P_i) \end{aligned} \quad (27-3)$$

خطای تقریب حداقل به صورت زیر تعریف می شود.

$$w = f(\Lambda) - \hat{f}(\Lambda|\theta_f^*) \quad (28-3)$$

از دو رابطه‌ی (27-3) و (28-3) نتیجه می شود.

$$\begin{aligned} \dot{S} = & -[\hat{f}(\Lambda|\theta_f^*) - \hat{f}(\Lambda|\theta_f) + (b(V|\theta_b) - \hat{b}(V|\hat{\theta}_b))u \\ & + q \operatorname{sgn}(S) + \alpha S + w + d(\lambda, V, \dot{V}, P_i)] \end{aligned} \quad (29-3)$$

می توان $\hat{f}(\Lambda)$ براساس (23-3) به این صورت ارائه نمود.

$$\hat{f}(\Lambda) = \theta_f^T \eta(\Lambda) \quad (30-3)$$

$$\hat{b}(V) = \hat{\theta}_b \xi(\lambda) \quad (31-3)$$

که در آن

$$\xi(\lambda) = \frac{1}{V} = \frac{1 - \lambda}{R\omega} \quad (32-3)$$

خطای پارامترهای قابل تنظیم به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\tilde{\theta}_f = \theta_f^* - \hat{\theta}_f \quad (33-3)$$

$$\tilde{\theta}_b = \theta_b - \hat{\theta}_b \quad (34-3)$$

همچنین با تعریف $w_d = w + d(\lambda, V, \dot{V}, P_i)$ می‌توان معادله (3-29) را به صورت زیر بازنویسی نمود.

$$\dot{S} = -(\tilde{\theta}_f^T \eta(\Lambda) + \tilde{\theta}_b \xi(\lambda)u + q \operatorname{sgn}(S) + \alpha S + w_d) \quad (35-3)$$

۳-۴- پایداری

برای سیستم (35-3) تابع لیاپانوف زیر پیشنهاد می‌شود.

$$L = \frac{1}{2}S^2 + \frac{1}{2\gamma_b} \tilde{\theta}_b^2 + \frac{1}{2\gamma_f} \tilde{\theta}_f^T \tilde{\theta}_f + \frac{1}{2\gamma_q} \tilde{q}^2 \quad (36-3)$$

با مشتق گیری از (36-3) خواهیم داشت.

$$\dot{L} = S\dot{S} + \frac{1}{\gamma_b} \tilde{\theta}_b \dot{\tilde{\theta}}_b + \frac{1}{\gamma_f} \tilde{\theta}_f^T \dot{\tilde{\theta}}_f + \frac{1}{\gamma_q} \tilde{q} \dot{\tilde{q}} \quad (37-3)$$

با جایگذاری (35-3) در (37-3) نتیجه می‌شود.

$$\begin{aligned} \dot{L} = & -S(\tilde{\theta}_f^T \eta(\lambda) + \tilde{\theta}_b \xi(\lambda)u + q \operatorname{sgn}(S) + \alpha S + w_d) \\ & + \frac{1}{\gamma_b} \tilde{\theta}_b \dot{\tilde{\theta}}_b + \frac{1}{\gamma_f} \tilde{\theta}_f^T \dot{\tilde{\theta}}_f + \frac{1}{\gamma_q} \tilde{q} \dot{\tilde{q}} \end{aligned} \quad (38-3)$$

با انتخاب قوانین تطبیق به صورت زیر

$$\dot{\tilde{\theta}}_b = \gamma_b S \xi(\lambda) u \quad (39-3)$$

$$\dot{\tilde{\theta}}_f = \gamma_f S \eta(\lambda) \quad (40-3)$$

$$\dot{\tilde{q}} = \gamma_q |S| \quad (41-3)$$

می توان نشان داد.

$$\dot{L} = -\alpha S^2 \quad (42-3)$$

با مشتق گیری از رابطه ی (3-42) خواهیم داشت.

$$\ddot{L} = -2\alpha S \dot{S} \quad (43-3)$$

از رابطه ی (3-36) و (3-42) می توان نتیجه گرفت که $0 \leq L(t) \leq L(0)$ می باشد، پس $\tilde{\theta}_b$ ، $\tilde{\theta}_f$ ، \tilde{q} و S محدود می باشند.

در معادله ی (3-35) همه ی متغیرهای سمت راست محدود می باشند در نتیجه \dot{S} نیز محدود می باشد. با توجه به این که S و \dot{S} محدود می باشند در نتیجه \ddot{L} نیز محدود می باشد. حال با استفاده از لم باربالات ثابت می شود وقتی که t به بینهایت میل می کند آنگاه $\dot{L}(t)$ به صفر همگرا می شود، در نتیجه

$$\lim_{t \rightarrow \infty} S(t) = 0 \quad (44-3)$$

از روابط (3-13) و (3-44) نتیجه می شود

$$\lim_{t \rightarrow \infty} E(t) = 0$$

(۴۵-۳)

از روابط (۳-۱۲) و (۳-۴۵) می‌توان نتیجه گرفت که Λ محدود می‌باشد.

۳-۵- شبیه سازی

شبیه‌سازی سیستم ترمز ضد قفل در مدل ۱/۴ خودرو با توجه به داده‌های جدول ۳-۱ و با استفاده از کنترل‌کننده‌ی فازی تطبیقی مدل‌گزشی ارائه شده است. همچنین این شبیه‌سازی می‌تواند نرخ‌های لغزش بهینه را با در نظر گرفتن شرایط جاده تغییر دهد. نرخ‌های لغزش بهینه متناظر با هر یک از شرایط مختلف جاده در جدول ۳-۲ بیان شده است. همچنین از یک تخمینگر برای تخمین زدن شرایط جاده استفاده شده تا بتوان غیر مستقیم، از طریق نگاشت $\lambda_d = g(\theta)$ ، نرخ لغزش مطلوب را با در نظر گرفتن شرایط مختلف جاده برای کنترل‌کننده به دست آورد.

همچنین زمان ترمزگیری یک سیستم ترمز ضد قفل با مدل اصطکاک بورکهارت و کنترل‌کننده‌ی مدل‌گزشی مرتبه دوم [۴۹]، با سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده در این پایان‌نامه مقایسه شده است.

دو شرایط کاری برای بررسی کنترل‌کننده ارائه شده است.

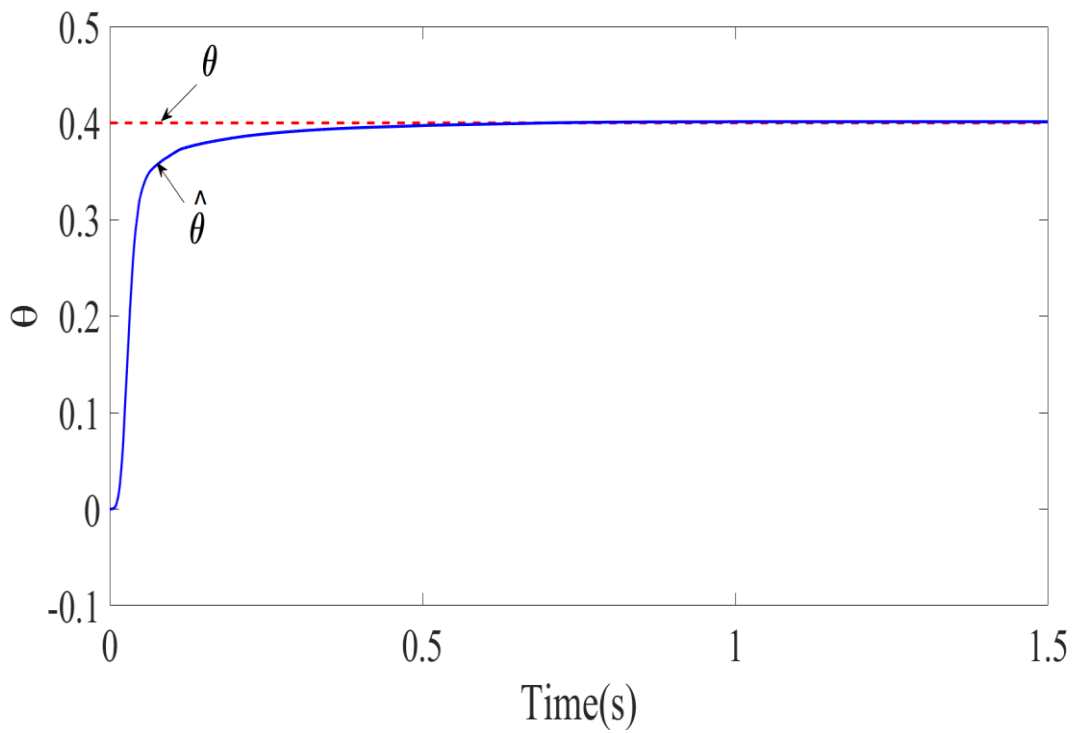
در ابتدا شرایط جاده‌ای خشک به سیستم اعمال شده است که در شکل ۳-۱ حالت تخمین پارامتر شرایط جاده‌ای در برابر مقدار مطلوبش ($\theta = 0.4$) نشان داده شده است. شکل ۳-۲ نشان دهنده‌ی خروجی کنترل‌کننده در گذر زمان است. شکل ۳-۳ مقدار لغزش بهینه λ_d توسط تخمینگر، در برابر مقدار لغزش λ ایجاد شده از سیستم کنترل، نمایش داده شده است. شکل ۳-۴ نمایانگر مقدار گشتاور ترمزی اعمالی مورد نیاز به تایلر برای رسیدن به لغزش بهینه می‌باشد. شکل ۳-۵ نمایشگر کاهش سرعت خطی و زاویه‌ای خودرو از سرعت اولیه‌ی ۳۳,۳۳ (m/s) در زمانی در حدود ۱,۹ ثانیه برای سیستم ترمز ضدقفل با مدل اصطکاک لاگر و در حدود ۲,۹ ثانیه برای سیستم ترمز ضدقفل با مدل اصطکاک بورکهارت می‌باشد.

جدول ۳-۱: مقدارهای استفاده شده در شبیه سازی مدل ۱/۴ اتوموبیل [۵]

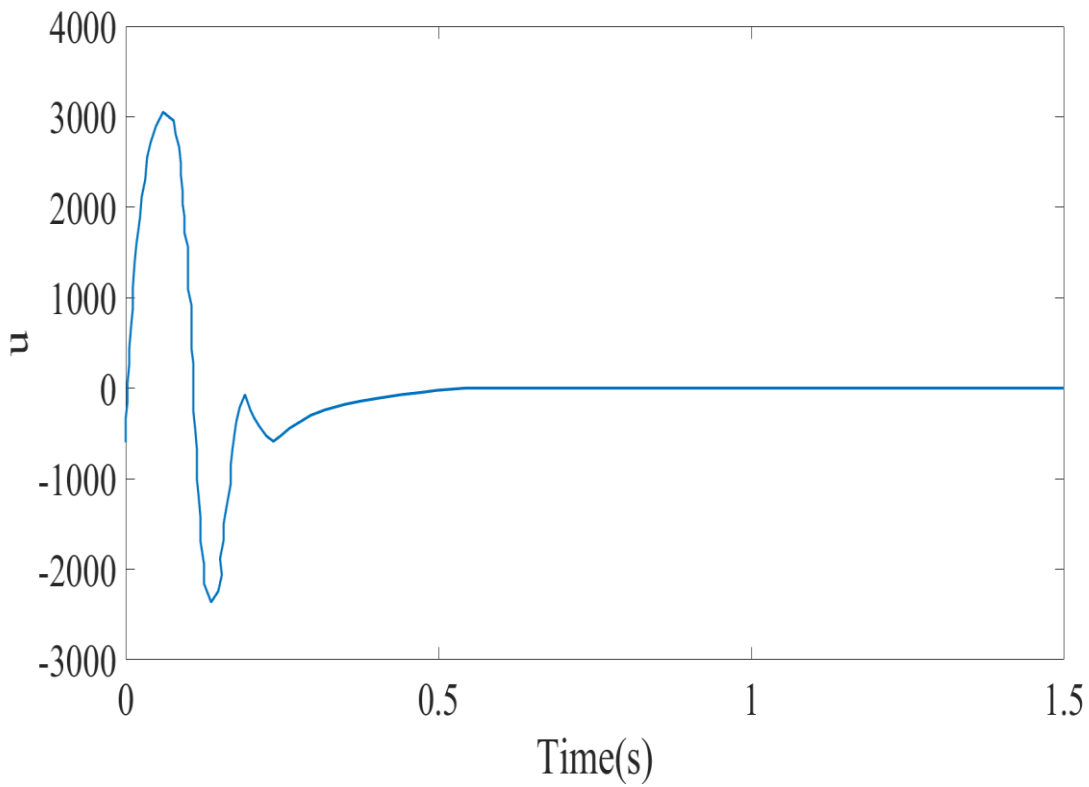
مقدار	پارامتر	مشخصات جاده / اتوموبیل
۴۰(1/m)	δ_0	سختی فشرده شده طولی لاستیک
۴,۹۴۸۷(s/m)	δ_1	میرایی فشرده شده طولی لاستیک
۰,۰۰۱۸(s/m)	δ_2	میرایی چسبندگی
۱(s/m)	δ_ω	اصطکاک دورانی چسبندگی
۰,۵	F_c	اصطکاک کولنی نرمالیزه شده
۰,۹	F_s	اصطکاک استاتیکی نرمالیزه شده
۲۷۵(kg)	m_q	جرم ۱/۴ اتوموبیل
۰,۲۵(m)	R	شعاع چرخ
۱۲,۸۹۱(kg · m ²)	J	ممان اینرسی
۹,۸(m / s ²)	g	گرانش زمین
۲۵	K_b	بهره‌ی بین T_b و P_i
۲۶۰۰(N)	F_z	نیروی نرمال
۱۲,۵(m/s)	V_s	سرعت نسبی استریک
۳۳,۳۳(m/s)	V_0	سرعت اولیه اتوموبیل
۱۳۳,۳۳(Rad/s)	ω_0	سرعت اولیه چرخ

جدول ۳-۲: رابطه‌ی بین پارامتر مشخصات جاده با مقدار لغزش مطلوب متناظرش [۵]

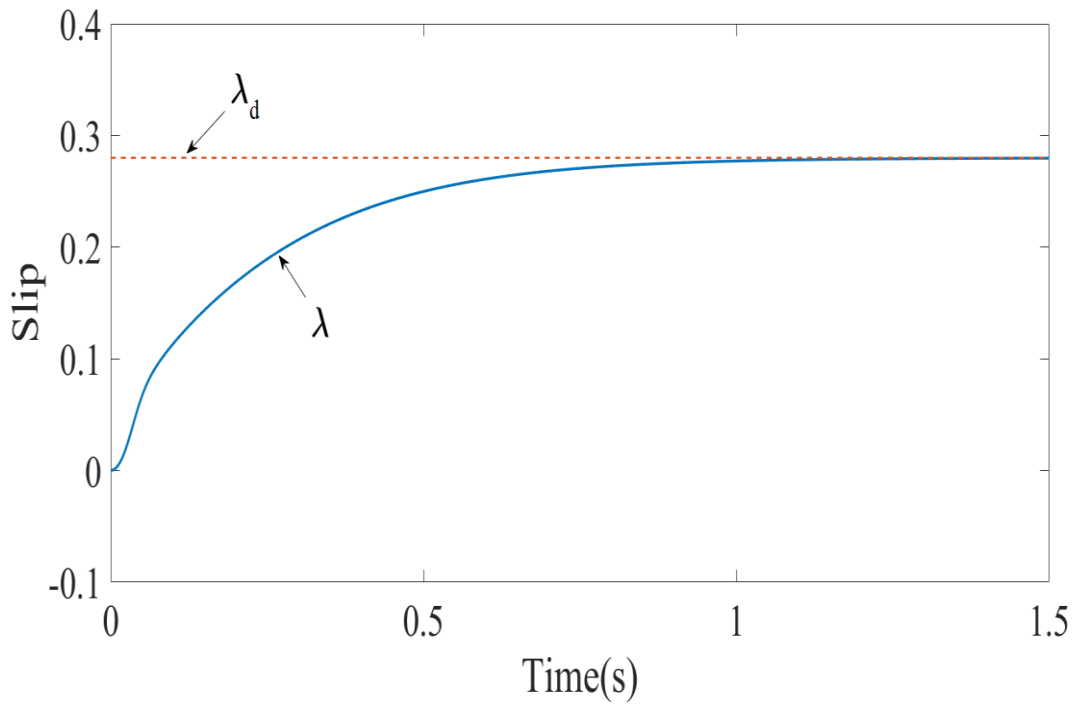
مقدار لغزش λ_d	پارامتر θ	مشخصات جاده
۰,۳	<۰	جاده خیلی خشک
۰,۲۸	۰,۴	جاده خشک
۰,۲	۰,۸	جاده خیس
۰,۱۵	۱,۰	جاده برفی
۰,۱	۱,۵	جاده یخی
۰,۰۵	۵	جاده خیلی یخی
۰,۰۵	<۵	جاده به شدت یخی



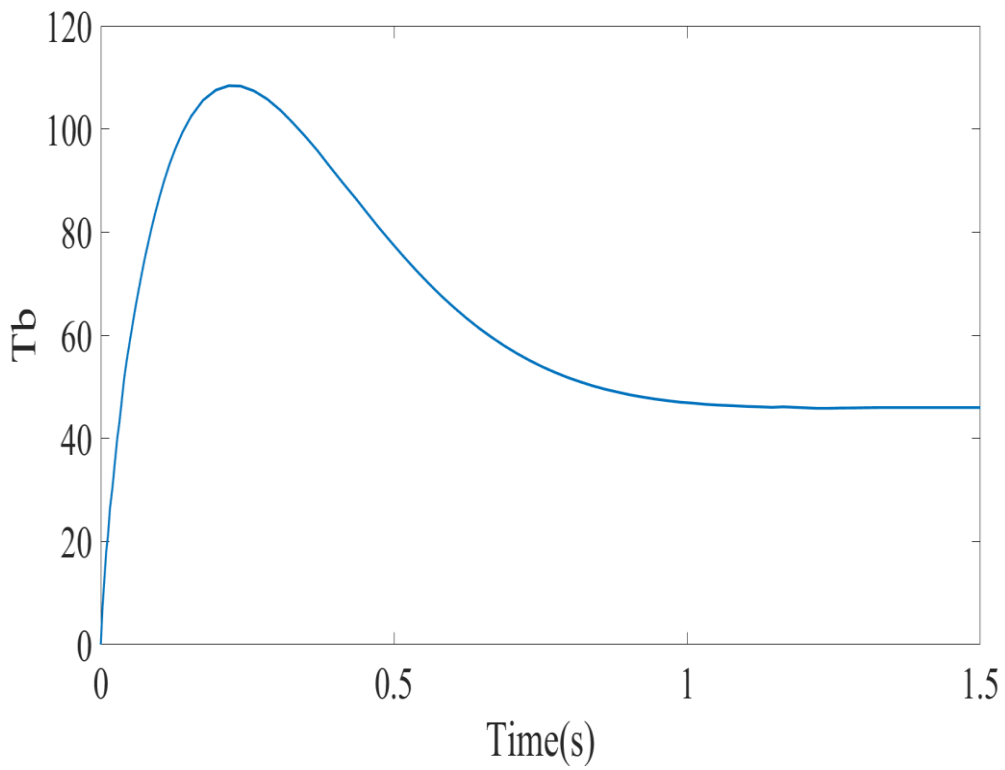
شکل ۳-۱: تخمین شرایط جاده در آسفالت خشک



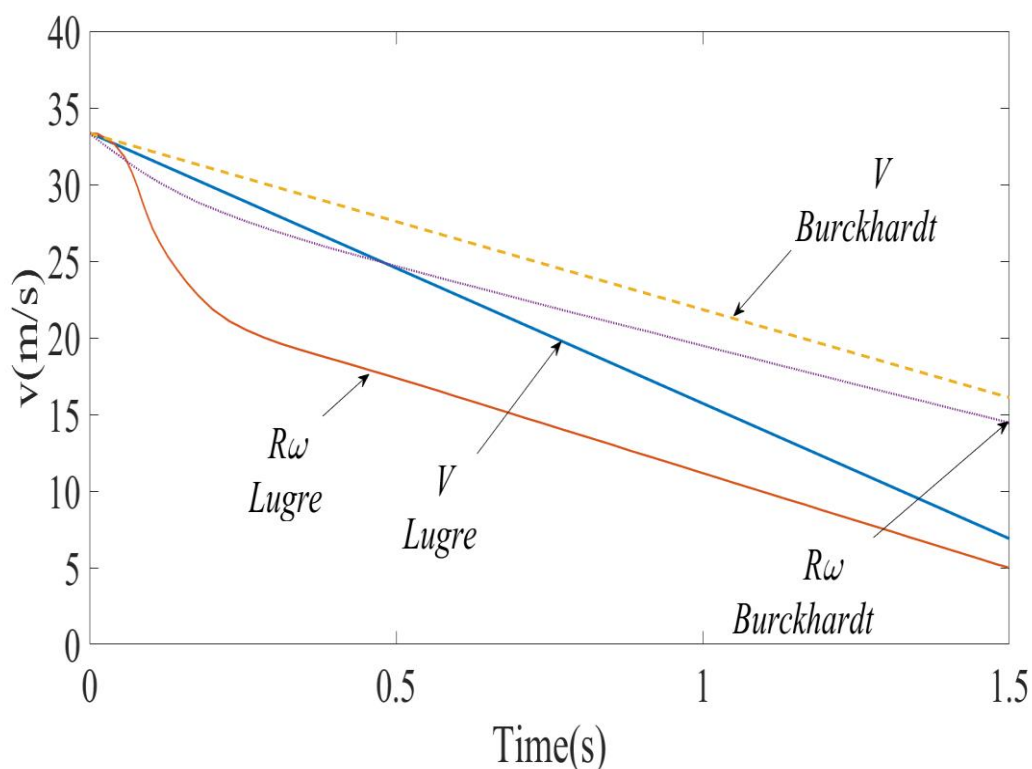
شکل ۳-۲: خروجی کنترل کننده در آسفالت خشک



شکل ۳-۳: لغزش بهینه تخمین زده شده و لغزش واقعی در آسفالت خشک

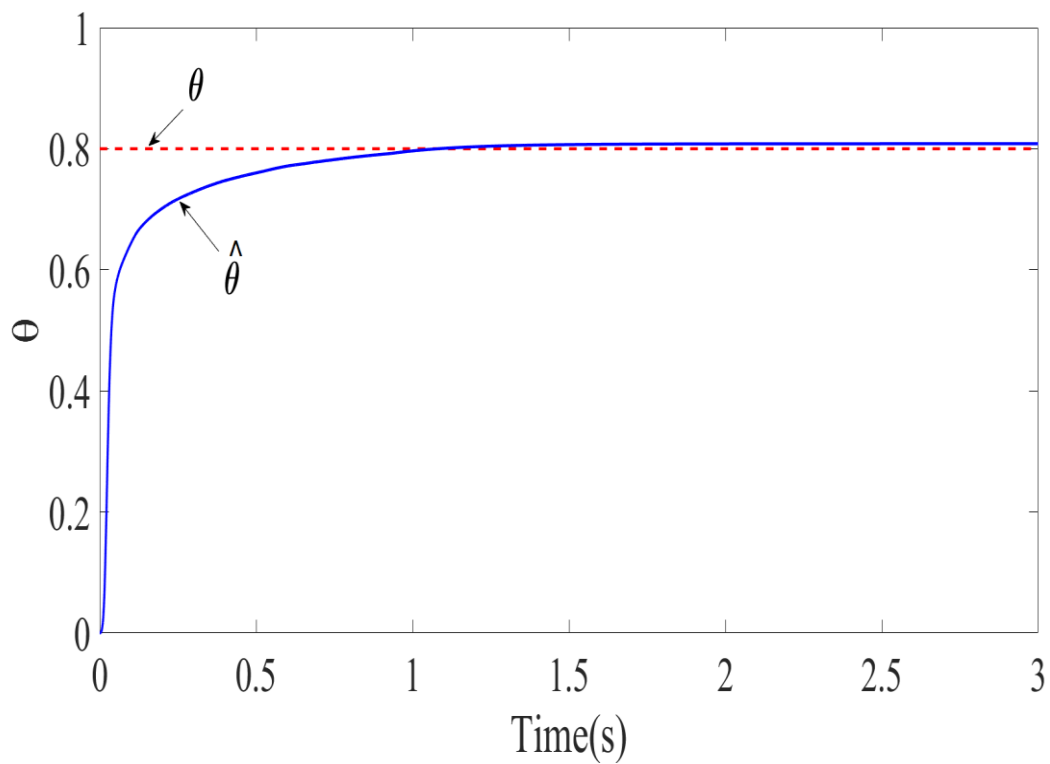


شکل ۴-۳: گشتاور ترمزی اعمالی در آسفالت خشک

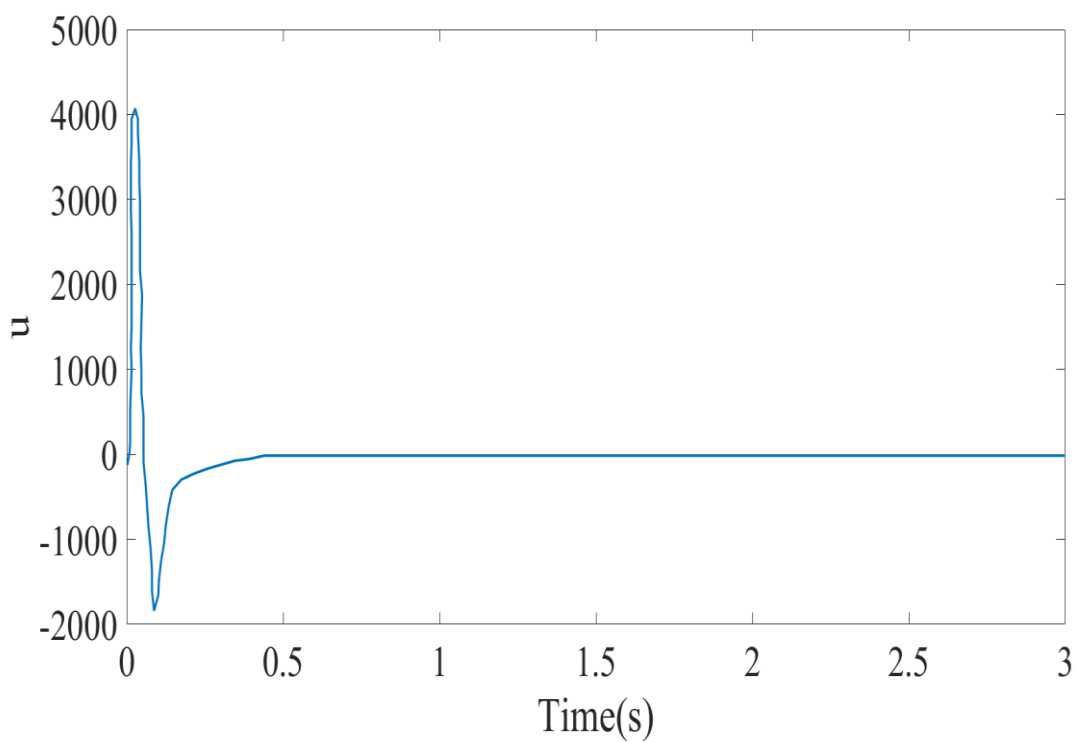


شکل ۳-۵: تغییرات سرعت خودرو و چرخ در آسفالت خشک

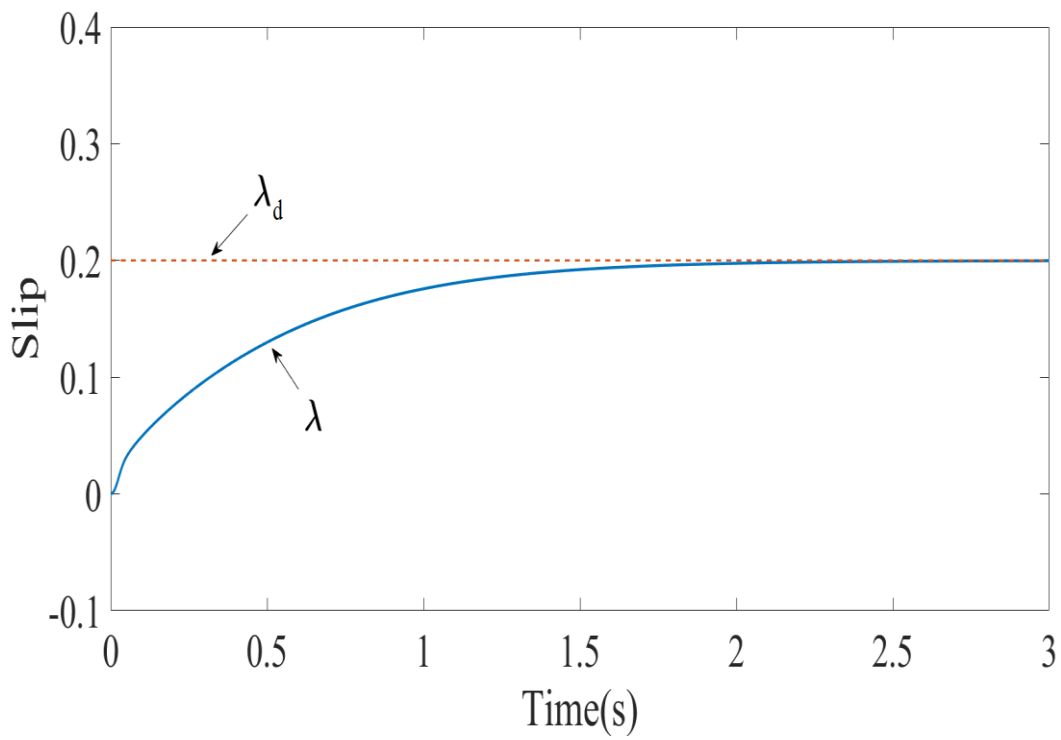
کنترل کننده‌ی پیشنهادی در وضعیتی مشابه برای شرایط جاده‌ای نمناک ارائه شده است که در شکل ۳-۶ حالت تخمین پارامتر شرایط جاده‌ای در برابر مقدار مطلوبش ($\theta = 0.8$) نشان داده شده است. شکل ۳-۷ نشان دهنده‌ی خروجی کنترل کننده در گذر زمان است. شکل ۳-۸ مقدار لغزش بهینه λ_d توسط تخمینگر، در برابر مقدار لغزش λ ایجاد شده از سیستم کنترل، نمایش داده شده است. شکل ۳-۹ نمایانگر مقدار گشتاور ترمزی اعمالی مورد نیاز به تایلر برای رسیدن به لغزش بهینه می‌باشد. شکل ۳-۱۰ نمایشگر کاهش سرعت خطی و زاویه‌ای خودرو از سرعت اولیه‌ی 33.33 (m/s) در زمانی در حدود 3.6 ثانیه برای سیستم ترمز ضدقفل با مدل اصطکاک لاگر و در حدود 5.4 ثانیه برای سیستم ترمز ضدقفل با مدل اصطکاک بورکهارت می‌باشد، که نسبت به جاده خشک افزایش یافته‌اند.



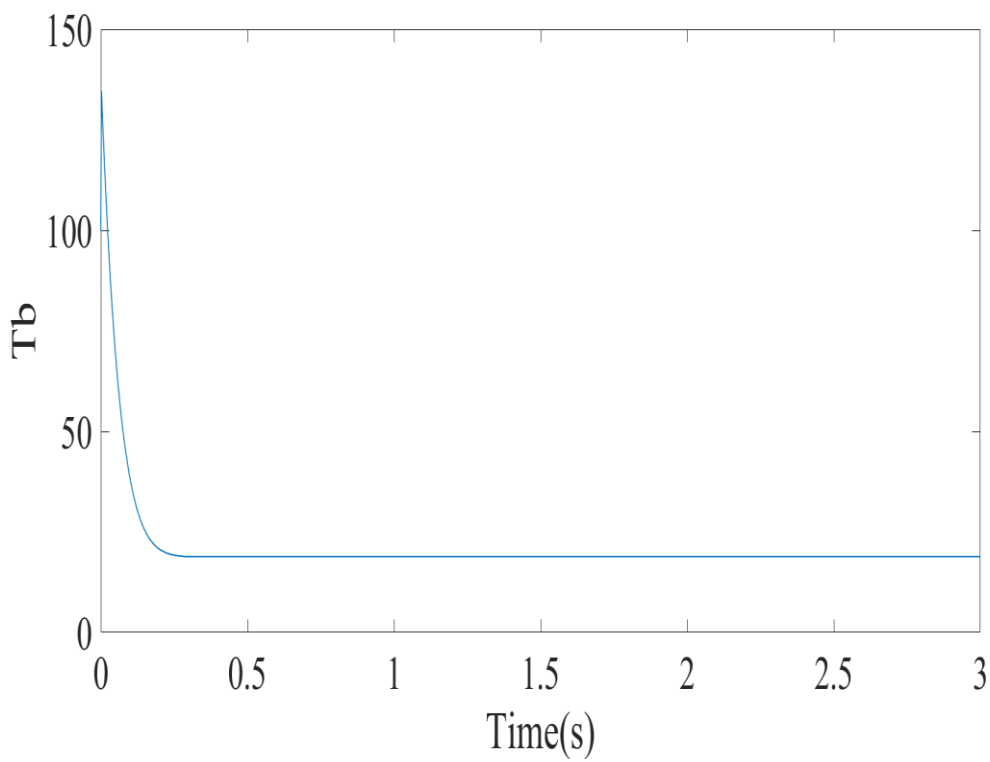
شکل ۳-۶: تخمین شرایط جاده در آسفالت نمناک



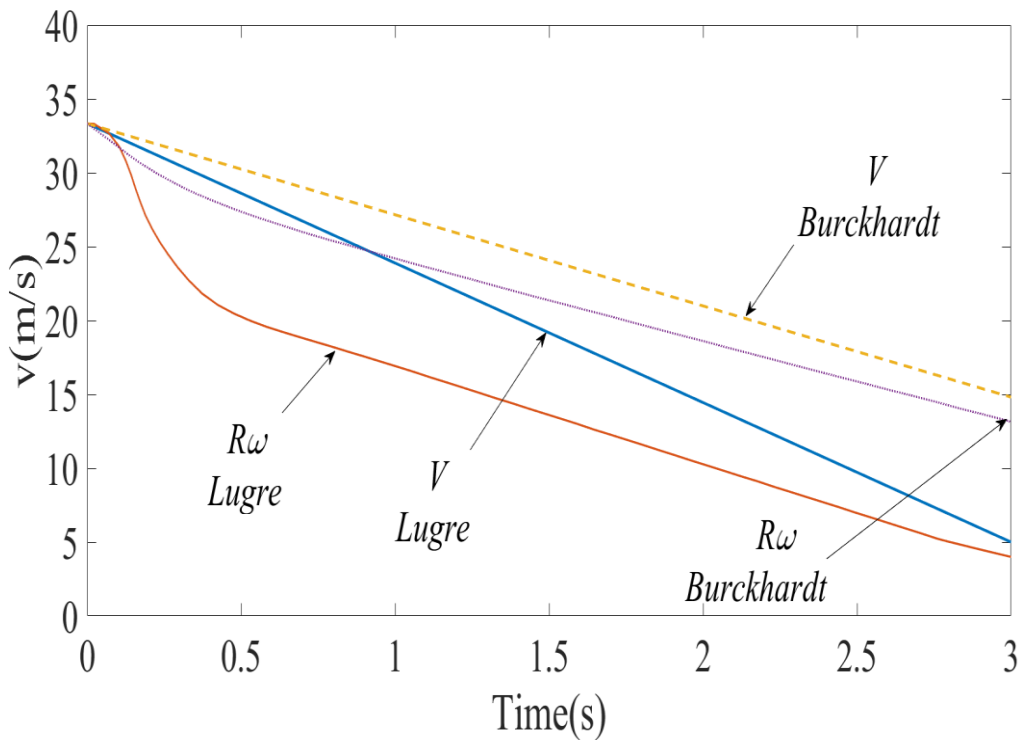
شکل ۳-۷: خروجی کنترل کننده در آسفالت نمناک



شکل ۳-۸: لغزش بهینه تخمین زده شده و لغزش واقعی در آسفالت نمناک

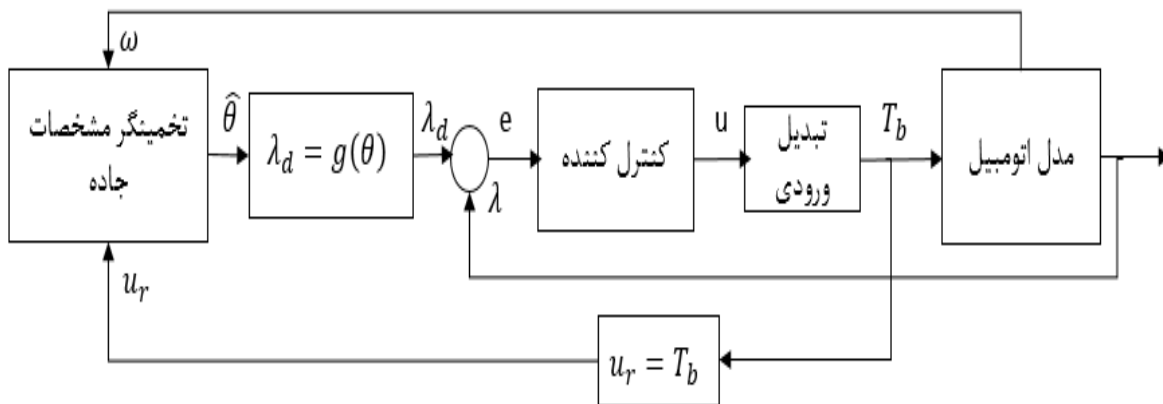


شکل ۳-۹: گشتاور ترمزی اعمالی در آسفالت نمناک



شکل ۳-۱۰: تغییرات سرعت خودرو و چرخ در آسفالت نمناک

همانطور که مشاهده می‌شود، لغزشی که از نگاشت حاصل از تخمینگر به عنوان مرجع مطلوب برای حلقه‌ی کنترلی بدست می‌آید مناسب عمل می‌کند. همچنین کنترل کننده در پی تعقیب لغزش به دست آمده توسط تخمینگر می‌باشد. همچنین زمان ترمزگیری نسبت به مدل بورکهارت خیلی بهتر است.



شکل ۳-۱۱: شمای کلی پیاده‌سازی کنترل کننده فازی تطبیقی مدل‌لغزشی به همراه تخمینگر مشخصات جاده

فصل چهارم:

جمع‌بندی و پیشنهادات

۵-۱- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این پژوهش ابتدا مدل ۱/۴ خودرو بیان شده و بعد با استفاده از مدل اصطکاک داخلی لاگر، تخمین‌گری برای تخمین مشخصات جاده بیان شده است، که نسبت به تخمین‌گرهای مشابه ارائه شده از سادگی در محاسبات، بی‌نیازی از تغییر متغیر و همچنین ارئه‌ی مستقیم سرعت خطی خودرو و سرعت زاویه‌ای چرخ به عنوان متغیر حالت می‌باشد. در کنترل‌کننده‌ی فازی تطبیقی مد لغزشی پیشنهادی به دلیل وجود تخمین خطای لغزش و مشتق آن در قانون کنترل، حساسیت عملکرد کنترل‌کننده نسبت به پارامترهای فازی کاهش یافته است، که در نتیجه تنظیم پارامترهای سیستم فازی در کنترل‌کننده‌ی ارائه شده بسیار ساده می‌باشد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند، علاوه بر تخمین مطلوب شرایط جاده توسط تخمین‌گر، کنترل‌کننده‌ی فازی تطبیقی مد لغزشی پیشنهادی نیز عملکرد مناسب خود را در تعقیب لغزش بهینه انجام می‌دهد. این امر باعث می‌شود که اتومبیل در حداقل زمان ممکن در شرایط مختلف جاده‌ای با حفظ پایداری متوقف شود. لازم به ذکر است که کنترل‌کننده‌ی مذکور در برابر تغییر پارامتر شرایط جاده نیز مقاوم می‌باشد.

۵-۲- پیشنهادات

مطالبی جهت کارهای پژوهشی آینده ذکر می‌شود:

- ۱) استفاده از مدل کامل خودرو به دلیل اطمینان از روش کنترلی پیشنهادی
- ۲) استفاده از سیستم تعلیق به همراه ترمز ضد قفل جهت حذف اغتشاش در هنگام ترمز
- ۳) استفاده از کنترل‌کننده‌های دیگر، از قبیل کنترل پیش‌بین

- [1] Savaresi, S. M., & Tanelli, M. (2010). *Active braking control systems design for vehicles*. Springer Science & Business Media.
- [2] Wellstead, P. E., & Pettit, N. B. O. L. (1997). Analysis and redesign of an antilock brake system controller. *IEE Proceedings-Control Theory and Applications*, 144(5), 413-426.
- [3] Tanelli, M., Astolfi, A., & Savaresi, S. M. (2008). Robust nonlinear output feedback control for brake by wire control systems. *Automatica*, 44(4), 1078-1087.
- [4] Lin, J. S., & Ting, W. E. (2007). Nonlinear control design of anti-lock braking systems with assistance of active suspension. *IET control theory & applications*, 1(1), 343-348.
- [5] Wang, W. Y., Li, I. H., Chen, M. C., Su, S. F., & Hsu, S. B. (2008). Dynamic slip-ratio estimation and control of antilock braking systems using an observer-based direct adaptive fuzzy-neural controller. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56(5), 1746-1756.
- [6] Johanaström, K., & Canudas-De-Wit, C. (2008). Revisiting the LuGre friction model. *IEEE control systems magazine*, 28(6), 101-114.
- [7] Tang, Y., Zhang, X., Zhang, D., Zhao, G., & Guan, X. (2013). Fractional order sliding mode controller design for antilock braking systems. *Neurocomputing*, 111, 122-130.
- [8] Mirzaeinejad, H., & Mirzaei, M. (2010). A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems. *Control Engineering Practice*, 18(8), 918-926.
- [9] Ray, L. R. (1995). Nonlinear state and tire force estimation for advanced vehicle control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1), 117-124.
- [10] Slotine, J. J. E., & Li, W. (1991). *Applied nonlinear control* (Vol. 199, No. 1). Englewood Cliffs, NJ: Prentice hall.
- [11] Cabrera, J. A., Ortiz, A., Castillo, J. J., & Simon, A. (2005). A fuzzy logic control for antilock braking system integrated in the IMM tire test bench. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 54(6), 1937-1949.
- [12] Lee, Y., & Zak, S. H. (2001, June). Genetic neural fuzzy control of anti-lock brake systems. In *Proceedings of the 2001 American Control Conference*. (Cat. No. 01CH37148) (Vol. 2, pp. 671-676). IEEE.
- [13] Chen, C. K., & Shih, M. C. (2004). PID-Type Fuzzy Control for Anti-Lock Brake Systems with Parameter Adaptation. *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 47(2), 675-685.
- [14] Tanelli, M., Piroddi, L., & Savaresi, S. M. (2009). Real-time identification of tire-road friction conditions. *IET control theory & applications*, 3(7), 891-906.
- [15] Kueon, Y. S., & Bedi, J. S. (1995, May). Fuzzy-neural-sliding mode controller and its applications to the vehicle anti-lock braking systems. In *Proceedings IEEE Conference on Industrial Automation and Control Emerging Technology Applications* (pp. 391-398). IEEE.
- [16] Akbarzadeh-T, M. R., Emami, K. J., & Pariz, N. (2002, June). Adaptive discrete-time fuzzy sliding mode control for anti-lock braking systems. In *2002 Annual Meeting of the North American Fuzzy Information Processing Society Proceedings. NAFIPS-FLINT 2002* (Cat. No. 02TH8622) (pp. 554-559). IEEE.

- [17] Colet, E. F., & Fridman, L. M. (2006). *Advances in variable structure and sliding mode control* (Vol. 334). C. Edwards, E. F. Colet, & L. Fridman (Eds.). Berlin: Springer.
- [18] Lin, C. M., & Hsu, C. F. (2003). Self-learning fuzzy sliding-mode control for antilock braking systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 11(2), 273-278.
- [19] Korovin, S. K., & Utkin, V. I. (1974). Using sliding modes in static optimization and nonlinear programming. *Automatica*, 10(5), 525-532.
- [20] Rajendran, S., Spurgeon, S., Tsampardoukas, G., & Hampson, R. (2017). Time-varying sliding mode control for ABS control of an electric car. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 8490-8495.
- [21] Moosapour, S. S., Asl, S. B. F., & Azizi, M. (2019). Adaptive fractional order fast terminal dynamic sliding mode controller design for antilock braking system (ABS). *International Journal of Dynamics and Control*, 7(1), 368-378
- [22] Rajendran, S., Spurgeon, S., Tsampardoukas, G., & Hampson, R. (2017). Time-varying sliding mode control for ABS control of an electric car. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 8490-8495.
- [23] Chaudhari, P., Sharma, V., Shendge, P. D., & Phadke, S. B. (2016, July). Disturbance observer based sliding mode control for anti-lock braking system. In *2016 IEEE 1st International Conference on Power Electronics, Intelligent Control and Energy Systems (ICPEICES)* (pp. 1-5). IEEE.
- [24] Lúa, C. A., Di Gennaro, S., & Morales, M. E. S. (2017). Nonlinear adaptive controller applied to an Antilock Braking System with parameters variations. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 15(5), 2043-2052.
- [25] Benine-Neto, A., Moreau, X., & Lanusse, P. (2017). Robust control for an electro-mechanical anti-lock braking system: the CRONE approach. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 12575-12581.
- [26] Eichhorn, U., & Seibert, W. (1990). System for parameter-measurement and evaluation on the process of tyre/road friction. In *3rd Prometheus Workshop, Torino*.
- [27] Yi, J., Alvarez, L., Claeys, X., & Horowitz, R. (2003). Emergency braking control with an observer-based dynamic tire/road friction model and wheel angular velocity measurement. *Vehicle system dynamics*, 39(2), 81-97.
- [28] Eichhorn, U., & Roth, J. (1992). Prediction and monitoring of tyre/road friction. In *XXIV FISITA CONGRESS, 7-11 JUNE 1992, LONDON. HELD AT THE AUTOMOTIVE TECHNOLOGY SERVICING SOCIETY. TECHNICAL PAPERS. SAFETY, THE VEHICLE AND THE ROAD. VOLUME 2 (IMECHE NO C389/321 AND FISITA NO 925226)*.
- [29] Breuer, B. (1992). Measurement of tire-road friction ahead of the car inside the tire. *Proc. of AVEC'92*.
- [30] De Wit, C. C., Olsson, H., Astrom, K. J., & Lischinsky, P. (1995). A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on automatic control*, 40(3), 419-425.
- [31] Canudas-De-Wit, C., & Horowitz, R. (1999, December). Observers for tire/road contact friction using only wheel angular velocity information. In *Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No. 99CH36304)* (Vol. 4, pp. 3932-3937). IEEE.
- [32] Le, T. L. (2019). Intelligent fuzzy controller design for antilock braking systems. *Journal of Intelligent & Fuzzy Systems*, 36(4), 3303-3315.

- [33] Will, A. B., Hui, S., & Zak, S. H. (1998). Sliding mode wheel slip controller for an antilock braking system. *International Journal of Vehicle Design*, 19(4), 523-539.
- [34] Wang, L. X. (1999). A course in fuzzy systems.
- [35] Wang, L. X. (1993). Stable adaptive fuzzy control of nonlinear systems. *IEEE Transactions on fuzzy systems*, 1(2), 146-155.
- [36] Wang, L. X. (1994). *Adaptive fuzzy systems and control: design and stability analysis*. Prentice-Hall, Inc.
- [37] Lin, W., & Qian, C. (2001). Semi-global robust stabilization of MIMO nonlinear systems by partial state and dynamic output feedback. *Automatica*, 37(7), 1093-1101.
- [38] Zhang, T., Ge, S. S., & Hang, C. C. (2000). Adaptive neural network control for strict-feedback nonlinear systems using backstepping design. *Automatica*, 36(12), 1835-1846.
- [39] Yang, Y., Wu, J., & Zheng, W. (2013). Station-keeping control for a stratospheric airship platform via fuzzy adaptive backstepping approach. *Advances in space research*, 51(7), 1157-1167.
- [40] Sun, W., Zhang, J., & Liu, Z. (2018). Two-time-scale redesign for antilock braking systems of ground vehicles. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 66(6), 4577-4586.
- [41] Mousavi, A., Davaie-Markazi, A. H., & Masoudi, S. (2018). Comparison of adaptive fuzzy sliding-mode pulse width modulation control with common model-based nonlinear controllers for slip control in antilock braking systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 140(1).
- [42] Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier.
- [43] Bakker, E., Nyborg, L., & Pacejka, H. B. (1987). Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE Transactions*, 190-204.
- [44] Rajendran, S., Spurgeon, S. K., Tsampardoukas, G., & Hampson, R. (2019). Estimation of road frictional force and wheel slip for effective antilock braking system (ABS) control. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 29(3), 736-765.
- [45] Leung, K. T., Whidborne, J. F., Purdy, D., & Barber, P. (2011). Road vehicle state estimation using low-cost GPS/INS. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(6), 1988-2004.
- [46] Guo, H., Chen, H., Xu, F., Wang, F., & Lu, G. (2012). Implementation of EKF for vehicle velocities estimation on FPGA. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 60(9), 3823-3835.
- [47] Gerdes, J. C., & Hedrick, J. K. (1995, June). Brake system requirements for platooning on an automated highway. In *Proceedings of 1995 American Control Conference-ACC'95* (Vol. 1, pp. 165-169). IEEE.
- [48] Chen, G. M., Wang, W. Y., Lee, T. T., & Tao, C. W. (2006). Observer-Based Direct Adaptive Fuzzy-Neural Control for Anti-lock Braking Systems. *International Journal of Fuzzy Systems*, 8(4).
- [49] He, Y., Lu, C., Shen, J., & Yuan, C. (2020). A second-order slip model for constraint backstepping control of antilock braking system based on Burckhardt's model. *International Journal of Modelling and Simulation*, 40(2), 130-142.

Abstract

In this thesis, the controller is presented in the fuzzy Adaptive sliding mode control for the anti-lock braking system. First, the Lagure friction model is used in the 1.4 vehicle model, and then the road profile estimator is used to estimate the road profile parameter. From the results of estimating the road characteristics, the amount of optimal slip is obtained. The purpose of this controller is to achieve the reference slip value which itself has been obtained by the road profile estimator. Using Lyapunov stability analysis, it is shown that the values obtained from the road profile estimator converge to the actual values. It is also shown that the fuzzy Adaptive controller of the above sliding mode control leads to optimal slip's asymptotic tracking. Finally, the simulation results show the proper performance of the anti-lock brake system with the proposed controller in different road conditions and achieve the optimal slip value.

Keywords: Anti-lock braking system, Lagure friction, Car quarter model, fuzzy Adaptive sliding mode control



Shahrood University of Technology
Faculty of Electrical & Robotic Engineering

M.Sc. Thesis in Control

Fuzzy Adaptive Sliding Mode Control of Anti – Lock Brake System

By:

Mohammad Forouzandeh

Supervisor:

Dr. Ali Akbarzadeh Kalat

January 2021