





دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی برق و رباتیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی کنترل

کنترل فازی مقاوم سیستم تعلیق فعال خودرو با جبران عدم قطعیت

نگارنده: رضا فاضلی

استاد راهنما:

دکتر محمد حداد ظریف

شهریور ۱۳۹۷

شماره ۱۵۸۷
تاریخ: ۹۷/۶/۴

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

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

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای رضا فاضلی با شماره دانشجویی ۹۵۱۰۹۷۴ رشته مهندسی برق- کنترل گرایش کنترل تحت عنوان: کنترل فازی مقاوم سیستم تعلیق فعال خودرو با جبران عدم قطعیت که در تاریخ ۱۳۹۷/۰۶/۰۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه:)	☐ مردود
نوع تحقیق: ☒ نظری ☐ عملی	

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	محمد مهدی طریقی	دانشیار	
۲- استاد راهنمای دوم	—	—	—
۳- استاد مشاور	—	—	—
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	محمد علی صدرنیا	دانشیار	
۵- استاد ممتحن اول	علیرضا الهی	دانشیار	
۶- استاد ممتحن دوم	حسن قی زاده	دانشیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تبصره: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).

تقدیم به مادرم و پدر بزرگوارم.

سپاس از همه کسانی که لحظه ای بعد انسانی خود را فراموش نکرده‌اند و برای خلق دانش، هنر و اندیشه

سنگ بنای انسانیت را با صداقت بنا می‌نهند و مسیر انسانیت را با نور آگاهی روشن می‌کنند.

با تقدیر و تشکر فراوان از استاد گرانقدرم:

جناب آقای دکتر محمد حداد ظریف

تعهد نامه

اینجانب **رضا فاضلی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته **مهندسی برق و رباتیک** گرایش **کنترل** دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه **کنترل فازی مقاوم سیستم تعلیق فعال خودرو با جبران عدم قطعیت تحت راهنمایی دکتر محمد حداد ظریف** متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب 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 پایان‌نامه 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 می‌باشد 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 پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود. استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

هدف از این پایان نامه، طراحی کنترل کننده فازی مقاوم برای سیستم تعلیق فعال خودرو به منظور ارتقای راحتی سرنشین می باشد. ابتدا معادلات دینامیکی سیستم تعلیق فعال به همراه محرک هیدرولیکی که دینامیک غیرخطی شدیدی دارد، به فرم فضای حالت بازنویسی می شود. سپس کنترل کننده مقاوم از نوع حالت لغزشی در حضور عدم قطعیت طراحی می شود. در گام بعدی با در نظر گرفتن بخشی از دینامیک غیرخطی سیستم به صورت ترمی نامعلوم، از سیستم فازی تطبیقی جهت تخمین استفاده می گردد و قانون کنترل فازی مقاوم به منظور تحقق اهداف کنترلی شکل می گیرد. پاسخ سریع سیستم کنترل، در نظر گرفتن دینامیک محرک هیدرولیکی در فرم فضای حالت ارائه شده، سیگنال کنترل قابل قبول، دفع اثر اغتشاش خارجی (دست اندازهای جاده) و غلبه بر عدم قطعیت های پارامتری از ویژگی های بارز روش های پیشنهادی در این پژوهش می باشد. اثبات پایداری سیستم کنترل های پیشنهادی به کمک توابع منتخب لیاپانوف انجام می شود. شبیه سازی برای سیستم تعلیق غیر فعال، سیستم تعلیق فعال با کنترل کننده مقاوم و کنترل کننده فازی مقاوم ارائه می شود. برتری روش فازی مقاوم پیشنهادی از روی نتایج حاصله مشهود است. جهت انجام شبیه سازی، از محیط سیمولینک نرم افزار MATLAB استفاده شده است.

کلمات کلیدی: سیستم تعلیق فعال خودرو، محرک هیدرولیکی، کنترل مود لغزشی، کنترل فازی مقاوم، تئوری لیاپانوف.

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فصل ۱ مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ سیستم تعلیق غیرفعال	۳
۳-۱ سیستم تعلیق فعال	۴
۴-۱ سیستم تعلیق نیمه فعال	۴
۵-۱ اجزای سیستم تعلیق	۵
۵-۱-۱ فنر	۵
۵-۱-۲ کمک فنر	۶
۶-۱ مروری بر کارهای گذشته	۶
۷-۱ مروری بر پایان نامه	۸
فصل ۲ مدل سازی سیستم تعلیق	۹
۱-۲ مقدمه	۱۰
۲-۲ مدل یک چهارم سیستم تعلیق خودرو	۱۰
۲-۳ محرک هیدرولیکی	۱۱
۴-۲ مدل فضای حالت	۱۴
۵-۲ مدل جاده	۱۵
فصل ۳ طراحی کنترل کننده	۱۷
۱-۳ مقدمه	۱۸

۲-۳ کنترل حالت لغزشی ----- ۱۸

۲-۳-۱ طراحی کنترل حالت لغزشی جدید برای سیستم تعلیق فعال خودرو ----- ۲۰

۳-۳ کنترل فازی ----- ۲۱

۳-۳-۱ طراحی کنترل فازی حالت لغزشی برای سیستم تعلیق خودرو ----- ۲۳

فصل ۴ نتایج شبیه سازی ----- ۲۵

۱-۴ مقدمه ----- ۲۶

۲-۴ شبیه سازی ----- ۲۶

۳-۴ شبیه سازی بدون وجود نامعینی ----- ۲۷

۴-۴ شبیه سازی با وجود نامعینی ----- ۳۴

فصل ۵ نتیجه گیری و پیشنهادات ----- ۴۱

۱-۵ نتیجه گیری ----- ۴۲

۲-۵ پیشنهادات ----- ۴۳

فهرست شکل‌ها

- شکل (۱-۴) مدل جاده ۲۷
- شکل (۲-۴) شتاب جابه جایی بده خودرو ۲۸
- شکل (۳-۴) جابه جایی بدنه ۲۹
- شکل (۴-۴) جابه جایی فنر و کمک فنر ۲۹
- شکل (۵-۴) تغییر شکل چرخ ۳۰
- شکل (۶-۴) سیگنال کنترل تولید شده ۳۰
- شکل (۷-۴) جابه جایی پیستون محرک ۳۱
- شکل (۸-۴) نیروی اعمال شده به سیستم تعلیق ۳۱
- شکل (۹-۴) بخشی از دینامیک سیستم و تخمین آن ۳۲
- شکل (۱۰-۴) مراکز توابع فازی ۳۳
- شکل (۱۱-۴) توابع عضویت فازی ۳۴
- شکل (۱۲-۴) جابه جایی بدنه ۳۵
- شکل (۱۳-۴) شتاب جابه جایی بدنه ۳۶
- شکل (۱۴-۴) جابه جایی فنر و دمپر ۳۶
- شکل (۱۵-۴) تغییر شکل چرخ ۳۷
- شکل (۱۶-۴) سیگنال کنترل تولید شده ۳۷
- شکل (۱۷-۴) جابه جایی پیستون محرک ۳۸
- شکل (۱۸-۴) نیروی تولید شده توسط محرک ۳۸
- شکل (۱۹-۴) مراکز فازی ۳۹
- شکل (۲۰-۴) بخشی از دینامیک سیستم و تخمین آن ۴۰

فهرست جدول ها

صفحه	عنوان
۴۴	جدول ۳ پارامترهای محرک هیدرولیکی [42].....
۴۴	جدول ۴ پارامترهای سیستم تعلیق [8].....

فصل ۱

مقدمه

۱-۱ مقدمه

اگر چرخ‌های خودرو بدون واسطه به بدنه متصل شوند، ناهمواری‌های جاده به طور مستقیم به خودرو و ساکنین آن اثر می‌کند که این موضوع علاوه بر ایجاد ناراحتی برای مسافری باعث ایجاد خستگی در ساختار سیستم خودرو می‌شود. بر این اساس وظیفه‌ی اول سیستم تعلیق، مصون کردن بدنه‌ی خودرو از شوک‌ها و نوسانات ناشی از ناهمواری‌های جاده است. همان طور که از اسم سیستم تعلیق مشخص است، چرخ‌ها در این سیستم معلق هستند؛ به عبارت دیگر چرخ‌ها باید بتوانند در راستای عمودی نسبت به بدنه‌ی خودرو حرکت کنند. به این منظور است که بین چرخ‌ها و بدنه‌ی خودرو، فنر و کمک فنر نصب می‌شود. انرژی جنبشی ناشی از حرکت عمودی چرخ یا بدنه در فنر به صورت انرژی پتانسیل ذخیره می‌شود و از طریق کمک فنر این انرژی به گرما تبدیل می‌شود [۳]-[۱]. سیستم تعلیق دو وظیفه‌ی مهم دارد؛ یکی تعلیق بدنه برای ایجاد حس راحتی و دیگری ایجاد چسبندگی چرخ با سطح جاده برای ایجاد شتاب و ترمز کردن است [۴]. این دو وظیفه باید با رعایت محدودیت‌هایی به شرح زیر به بهترین نحو با طراحی درست سیستم تعلیق انجام گیرد:

- کمینه کردن میزان جابه‌جایی بدنه و چرخ‌ها.
- کمینه کردن میزان جابه‌جایی ارتفاع بدنه در اثر تغییر میزان بار وسیله.
- کمینه کردن میزان توان مصرفی.

در حقیقت تضاد بین محدودیت‌های ذکر شده مشکل اصلی طراحی سیستم تعلیق است. به عنوان نمونه مشخص است که برای ایجاد راحتی مسافر باید از فنر نرم استفاده کرد که این انتخاب باعث ایجاد جابه‌جایی زیاد بدنه نسبت به زمین در دست‌اندازها و ناهمواری‌های جاده می‌شود. همچنین فنر نرم باعث ایجاد مشکل در کنترل وسیله در سر پیچ‌ها می‌شود. بنابراین باید مصالحه‌ای بین محدودیت‌ها صورت گیرد و طراحی سیستم تعلیق بر اساس آن انجام شود [۵].

اغتاشات و ناهمواری‌هایی که از جاده به بدنه‌ی خودرو وارد می‌شود چند نوع هستند. یک نوع

ناهمواری‌های کم و پیوسته است که به جنس جاده بستگی دارد؛ این نوع اغتشاش باعث ایجاد لرزش و ایجاد صداهای مزاحم در خودرو می‌شود که معمولاً برای سرنشینان آزار دهنده است. نوع دوم ناهمواری‌ها در اثر عبور وسیله از روی برآمدگی‌های سطح جاده ایجاد می‌شود و نوع سوم در اثر عبور وسیله از چاله ایجاد می‌شود. واضح است که اثر دو نوع آخر به صورت ناگهانی و شدید است. سیستم تعلیق باید طوری طراحی شود که بتواند اثر هر سه نوع اغتشاش ذکر شده را تا حد ممکن کاهش دهد. بسیاری از محققین برای مطالعه‌ی سیستم تعلیق از مدل یک چهارم استفاده می‌کنند [۶]. این سیستم‌ها به سه دسته‌ی اصلی غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال تقسیم بندی می‌شوند.

۲-۱ سیستم تعلیق غیرفعال

سیستم‌های تعلیق غیرفعال قدیمی‌ترین نوع سیستم تعلیق است که همچنان در بسیاری از خودروها استفاده می‌شود. نام غیرفعال به این خاطر به این سیستم اطلاق می‌شود که تمام المان‌های استفاده شده در این سیستم غیرفعال هستند و هیچ انرژی‌ای تولید نمی‌کنند. بسیاری از محققین بر روی ساختار سیستم تعلیق غیرفعال، کارایی و ایمنی آن کار کرده‌اند [۹]-[۷]. مهمترین چیزی که در این مطالعات مورد طراحی قرار می‌گیرد، ضرایب سختی فنر، چرخ و ضریب تعدیل کمک فنر است؛ چیزی که معمولاً برای تعیین کارایی سیستم بررسی می‌شود، شتاب جابه‌جایی بدنه و شتاب تغییر شکل چرخ است. یک سیستم غیرفعال، توانایی ذخیره‌ی انرژی وارد شده از اغتشاشات جاده توسط فنر و اتلاف آن توسط کمک فنر را دارد [۸]. در طراحی این سیستم‌ها با توجه به تضادهایی که در بخش قبل ذکر شد باید مصالحه‌ای بین فرمان‌پذیری خودرو، میزان حمل بار و راحتی سرنشین انجام شود [۱۰]. سیستم تعلیق غیرفعال در واقع یک سیستم کنترل حلقه باز است که نمی‌توان پارامترهای آن را در حین کار سیستم تغییر داد.

۳-۱ سیستم تعلیق فعال

سیستم تعلیق فعال از یک محرک بین چرخ و بدنه استفاده می‌کند که این محرک می‌تواند به جای فنر و کمک فنر قرار گیرد یا می‌تواند در کنار آن‌ها استفاده شود. تفاوت مهمی که از نظر مفهومی بین سیستم تعلیق غیرفعال و فعال وجود دارد، این است که سیستم تعلیق فعال هم می‌تواند انرژی به سیستم تعلیق اضافه کند و هم می‌تواند انرژی سیستم را جذب کند ولی سیستم تعلیق غیرفعال فقط توانایی جذب انرژی توسط کمک فنر را دارد. سیستم‌های تعلیق فعال دو برتری محسوس نسبت به سیستم‌های تعلیق غیرفعال دارند: یکی توانایی حذف کامل بار القا شده به سیستم تعلیق در اثر مانورها و دیگری توانایی تعدیل مناسب نوسانات بدنه بدون ایجاد اثر معکوس است [۱۱].

استفاده از سیستم‌های تعلیق مشکلاتی را نیز می‌تواند به همراه داشته باشد؛ اولین مشکل نیاز به انرژی بیشتر در اثر استفاده از این سیستم است که باعث کاهش بازدهی کلی وسیله نقلیه می‌شود. مشکل دوم ایجاد پیچیدگی در سیستم تعلیق است که نیاز به کنترل‌کننده‌های هوشمند و پیچیده دارد. اکثر این کنترل‌کننده‌ها برای داشتن کارایی مناسب، نیاز به داشتن اطلاعات دقیق از شرایط کاری سیستم دارند که این اطلاعات نیز توسط حسگرهای اندازه‌گیری باید بدست آیند. واضح است که استفاده از حسگر به معنی ایجاد هزینه‌ی بیشتر برای سیستم تعلیق است. مشکل دیگری که استفاده از سیستم تعلیق می‌تواند ایجاد کند، ایجاد خطا در عملکرد این سیستم است که می‌تواند برای مسافر و وسیله نقلیه خطرآفرین باشد [۱۵]-[۱۲].

۴-۱ سیستم تعلیق نیمه فعال

سیستم‌های تعلیق نیمه فعال مانند نوع غیرفعال از فنر ساده استفاده می‌کنند ولی کمک فنری که در این سیستم استفاده می‌شود ساختاری پیچیده دارد. این کمک فنرها نیاز به نیروی خارجی، کنترل‌کننده و حسگر برای تنظیم سطح تعدیل دارند. این سیستم‌ها پیچیدگی کمتر و قابلیت اطمینان بیشتری نسبت به سیستم‌های تعلیق فعال دارند.

معروف‌ترین روش کنترلی که برای این سیستم استفاده می‌شود، کنترل اسکای هوک^۱ است [۱۶]. این روش می‌تواند بیشینه دامنه‌ی نوسانات بدنه را کاهش دهد و موجب عملکرد بهتر سیستم تعلیق شود. اخیراً با پیشرفت تکنولوژی ساخت کمک‌فندهای الکتریکی و مغناطیسی استفاده از این نوع سیستم بیشتر شده است.

۱-۵ اجزای سیستم تعلیق

اجزای مهم سیستم تعلیق که در دینامیک سیستم نقش ایفا می‌کنند شامل فنر، کمک فنر و چرخ است. در این قسمت به معرفی فنر و کمک فنر پرداخته می‌شود و معادله‌ی دینامیکی آن‌ها که در فصول آتی استفاده می‌شود نیز معرفی می‌شود. اغلب محققین چرخ را با یک فنر و بعضی نیز با یک فنر و یک کمک فنر به صورت موازی مدل می‌کنند [۱۷].

۱-۵-۱ فنر

فنرها اجزای انعطاف‌پذیری هستند که وزن بدنه و چارچوب و همچنین بار اضافی اتومبیل را تحمل می‌کند و ارتفاع آن را در حین حرکت ثابت نگه می‌دارد. همچنین با نوسان کردن از انتقال ارتعاشات شدید حاصل از برخورد با موانع به بدنه و چارچوب به طور نسبی جلوگیری می‌کند. فنرها به سرعت ارتعاشات به وجود آمده توسط جاده را جذب می‌کنند و به آرامی به حالت عادی برمی‌گردند. فنرهایی که خیلی نرم و انعطاف‌پذیر هستند نوسانات بیشتری را برای قسمت فوقانی اتومبیل باعث می‌شوند، در صورتی که فنرهای سخت اجازه ارتعاش زیاد را به اجزای اتومبیل نمی‌دهند. فنرهای نرم برعکس فنرهای سخت، باعث راحتی بیشتر ولی کاهش پایداری خودرو می‌شوند. در واقع فنرها اتصال انعطاف‌پذیر بین چرخ‌ها و بدنه ایجاد می‌کنند [۱۸] و [۱۹].

^۱ skyhook

۱-۵-۲ کمک فنر

وظیفه اصلی کمک فنر کنترل حرکات فنر و سیستم تعلیق است. در کمک فنر یک پیستون که به انتهای میله پیستون نصب شده است با بالا و پائین رفتن چرخ در سیلندر حرکت می‌کند و با عبور دادن روغن از یک طرف پیستون به طرف دیگر از طریق مسیرهای تعبیه شده در آن، سرعت حرکت فنر و سیستم تعلیق را کند کرده و نیروی مقاومی در مقابل این حرکت اعمال می‌کند. مقدار این نیرو به سرعت حرکت پیستون، اندازه و تعداد سوراخ‌های آن بستگی دارد. کمک فنر نسبت به سرعت باز و بسته شدن حساس است، یعنی هرچه سریعتر باز و بسته شود نیروی عکس العمل آن بزرگ تر است. به دلیل این ویژگی کمک فنر با شرایط جاده خود را منطبق می‌کند. در نتیجه این موارد را کاهش می‌دهد: جهش چرخ در دست اندازها، کج شدن خودرو در موقع پیچیدن، کله زدن خودرو در هنگام ترمز و پائین آمدن عقب خودرو در هنگام شتاب گرفتن.

نیروی کمک فنر در حالت کشش و فشار متفاوت است. این امر بدلیل مسیرهای متفاوت عبور روغن و باز و بسته شدن مرحله‌ای سوپاپ‌های کمک فنر در سرعت‌های مختلف می‌باشد.

۱-۶ مروری بر کارهای گذشته

در مرجع [۲۰] از مدل یک چهارم سیستم تعلیق استفاده شده است و از کنترل کننده فازی تناسبی-انتگرالی-مشتقی^۱ برای کاهش شتاب و لرزش خودرو استفاده شده است. برای بهبود پاسخ و بهینه سازی قوانین کنترل کننده فازی از ترکیب دو الگوریتم بهینه سازی کالچرال و نیچه^۲ استفاده شده است. در این مقاله مدل محرک در نظر گرفته نشده است. در مرجع [۲۱] از تنظیم کننده بهینه مربعات خطی^۳ برای کنترل مدل یک چهارم سیستم تعلیق استفاده شده است. محرکی که برای تامین نیروی کنترل استفاده شده است نیز از نوع الکترومغناطیسی است. در مرجع [۲۲] نیز کنترل کننده‌ی

¹ Proportional-integral-derivative

² Cultural and Niche

³ Linear Quadratic Regulator

سطح لغزش برای کاهش شتاب و لرزش خودرو طراحی و برای تامین نیروی کنترل از یک محرک هیدرولیکی استفاده شده است. همچنین اثبات شده است که سیستم حلقه بسته پایدار نهایی یکنواخت است. در مرجع [۲۳] نیز یک کنترل کننده H_∞ برای کاهش شتاب و لرزش خودرو استفاده شده است. در این تحقیق محدودیت نیروی محرک در نظر گرفته شده است و پایداری سیستم حلقه بسته تضمین شده است. کنترل کننده استفاده شده در مرجع [۲۴] از نوع کنترل پسگام است. در این مقاله از یک فیلتر غیرخطی که بر حسب میزان تغییر اندازه فنر است در سیستم کنترل استفاده شده است. در مرجع [۲۵] از کنترل کننده PID برای کنترل سیستم استفاده شده است و با استفاده از الگوریتم بهینه سازی انبود ذرات^۱ ضرایب بهینه کنترل کننده مشخص شده است. همچنین از محرک هیدرولیکی برای تامین نیروی مورد نیاز کنترل استفاده شده است. در مرجع [۲۶] کنترل کننده فازی برای کاهش شتاب و لرزش خودرو طراحی شده و از الگوریتم بهینه سازی ژنتیک برای تنظیم توابع عضویت خروجی استفاده شده است. محرک استفاده شده در این مقاله نیز از نوع هیدرولیکی می باشد. در مرجع [۲۷] کنترل کننده فازی تطبیقی طراحی شده است و گام های یادگیری کنترل-کننده با استفاده از توابع پایه ای شعاعی^۲ به صورت آنلاین تنظیم می شوند.

در [۲۸] کنترل تطبیقی مود لغزشی با استفاده از روش تخمین تابعی برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق ارائه شده است. در این حالت محرک به صورت عدم قطعیت متغیر با زمان و با کران نامعلوم در نظر گرفته شده است. در [۲۹] روش کنترل تاخیر زمانی برای سیستم تعلیق فعال بررسی شده است. در این روش با انتخاب صحیح پارامترها، پایداری سیستم حتی با وجود اغتشاش و عدم قطعیت تضمین شده که میتواند ردگیری بسیار دقیق نیرو را در گستره وسیعی از فرکانس های ورودی فراهم کند. در [۳۰] کنترل امپدانس برای سیستم تعلیق فعال با وجود محرک هیدرولیکی پیشنهاد شده است. قانون امپدانس ارائه شده، ساده و آزاد از مدل بوده و می تواند در طیف گسترده های از شرایط جاده ای بکار رود. در [۳۱] روش کنترل امپدانس مقاوم برای دستیابی به کنترل مقاوم در حضور عدم

¹ Particle Swarm Optimization

² Radial Basis Function Network

قطعیته ارائه شد. در [۳۲] روش کنترل امپدانس تطبیقی با قابلیت تنظیم خودکار پارامترهای سیستم کنترل پیشنهاد شده که توسط الگوریتم بهینه‌سازی پرندگان پاسخ مطلوبی را ارائه داده است. در [۳۳] یک کنترل‌کننده فازی تطبیقی مود لغزشی برای سیستم تعلیق فعال خودرو پیشنهاد شده است که دینامیک محرک توسط یک حلقه داخلی بی اثر گردیده است. در [۳۴] یک قانون کنترل فازی مدل پیش‌بین بر پایه روش ناتساوی ماتریس خطی برای سیستم تعلیق فعال ارائه شده است. در [۳۵] سیستم کنترل هوشمند مقاوم بر پایه رویکرد اغتشاش برای سیستم تعلیق نیمه فعال خودرو طراحی شده است. در این تحقیق تنها دو متغیر حالت جابجایی و سرعت لحاظ شده که منتهی به فرم همراه از سیستم تعلیق گردیده است.

۷-۱ مروری بر پایان‌نامه

در این فصل مقایسه‌ای بین سیستم تعلیق غیرفعال، سیستم تعلیق نیمه فعال و سیستم تعلیق فعال انجام شد و سابقه‌ی استفاده از این سیستم‌ها بررسی شد. در فصل دوم مدل ریاضی سیستم تعلیق معرفی و معادلات آن در شکل فضای حالت با در نظر گرفتن محرک هیدرولیکی بیان می‌شود. همچنین محدودیت‌هایی که در استفاده از این محرک با آن مواجه هستیم بیان می‌گردد. در انتهای فصل نیز مدل ریاضی جاده که برای شبیه‌سازی استفاده می‌شود، معرفی می‌گردد. در فصل سوم، قانون کنترل مقاوم و فازی مقاوم مبتنی بر روش حالت لغزشی طراحی می‌شود. در فصل چهارم نتایج شبیه‌سازی کنترل‌کننده‌های مذکور آورده می‌شود. برای بررسی بهتر عملکرد سیستم، نتایج حاصل از طراحی کنترل‌کننده‌ی فازی مقاوم با نتایج سیستم تعلیق غیرفعال و سیستم تعلیق فعال با کنترل-کننده‌ی مقاوم مقایسه می‌شود. در فصل آخر نیز نتیجه‌گیری در مورد روش‌های پیشنهادی بیان و پیشنهاداتی برای کارهای آینده در مورد سیستم تعلیق داده خواهد شد.

فصل ۲ مدل سازی سیستم تعلیق

۱-۲ مقدمه

در فصل قبل مقدمه‌ای درباره‌ی سیستم‌های تعلیق بیان شد و انواع سیستم تعلیقی که در خودروها از گذشته تاکنون مورد استفاده قرار گرفته بررسی شد. در این فصل ابتدا مدل یک چهارم سیستم تعلیق بیان می‌شود و معادلات دینامیکی مربوط به سیستم تعلیق فعال و غیر فعال معرفی می‌شوند. سپس محرک هیدرولیکی که کاربرد بیشتری در سیستم‌های تعلیق دارد، معرفی می‌شود. در انتها نیز مدل دست‌انداز که برای تست سیستم تعلیق مورد استفاده قرار می‌گیرد، بیان می‌گردد. در مدل سازی سیستم تعلیق و مدل جاده فرض‌های زیر در نظر گرفته شده است:

- خودرو در یک مسیر مستقیم و با سرعت ثابت در حال حرکت است.
- چرخ‌ها در تمام مسیر حرکت با سطح جاده در تماس است و از آن جدا نمی‌شود.
- اغتشاشات جاده به شکلی مشابه به تمام چرخ‌ها وارد می‌شود.
- توزیع وزن خودرو یکسان است و هر چرخ یک‌چهارم وزن کل خودرو را تحمل می‌کند.

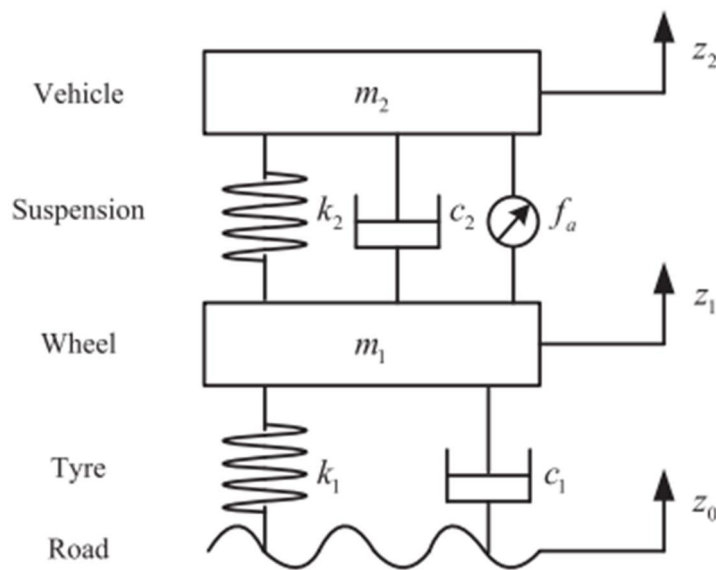
۲-۲ مدل یک‌چهارم سیستم تعلیق خودرو

شکل (۱-۲) مدل یک‌چهارم سیستم تعلیق فعال خودرو را نشان می‌دهد. معادله‌ی حرکت این سیستم در حالت ایده‌آل به صورت زیر است [24]:

$$m_2 \ddot{Z}_2 + k_2(Z_2 - Z_1) + c_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) = f_a \quad (1-2)$$

$$m_1 \ddot{Z}_1 + c_2(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) + k_2(Z_1 - Z_2) + c_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_0) + k_1(Z_1 - Z_0) = -f_a$$

که m_2 جرم معلق، m_1 جرم بدنه، k_2 و c_2 ضرایب سختی و میرایی سیستم تعلیق، k_1 و c_1 ضرایب فشار و میرایی تایر پنوماتیکی، Z_2 و Z_1 جابجایی جرم‌های معلق و بدنه، Z_0 جابجایی متاثر از دست‌انداز جاده و f_a نیروی ورودی می‌باشد.



شکل (۱-۲) مدل یک چهارم سیستم تعلیق فعال

۳-۲ محرک هیدرولیکی

محرک هیدرولیکی به دلیل ویژگی‌های قابل توجهی که دارد یکی از بهترین انتخاب‌ها برای سیستم‌های تعلیق به شمار می‌رود. از جمله این ویژگی‌ها می‌توان به این موارد اشاره کرد: نسبت بالای قدرت به وزن محرک، هزینه‌ی پایین و توانایی عملکرد محرک در زمان‌های طولانی بدون ایجاد حرارت خیلی زیاد. محرک هیدرولیکی شامل پنج قسمت مهم است: مخزن، شیر برقی سوزنی، پیستون-سیلندر، پمپ هیدرولیکی و سیستم لوله‌کشی. پمپ با مخزن در ارتباط است تا بتواند سطح فشار را در مواقع مختلف تنظیم کند. پمپ نیز با یک موتور AC کار می‌کند. شیر سوزنی که با برق کار می‌کند وظیفه کنترل میزان ورود و خروج سیال به سیلندر را دارد، که این کنترل سیال منجر به کنترل نیروی تولیدی توسط محرک می‌شود. همان طور که در شکل (۲-۲) مشخص است؛ با تغییر موقعیت شیر سوزنی در دو قسمت V_1 و V_2 اختلاف فشار ایجاد می‌شود و این اختلاف فشار باعث ایجاد نیرو بر پیستون و حرکت آن می‌شود. u_2 که در شکل نشان داده شده است، می‌تواند برای کنترل دریچه‌ی بایپس^۱ استفاده شود [۳۶]. دریچه‌ی بایپس می‌تواند برای کاهش مصرف انرژی سیستم استفاده شود

^۱ Bypass

یک کمک‌فهر متغیر را خواهد داشت [۳۷].

$$Q = \frac{C_d v}{\sqrt{\rho}} x_v w \quad (4-2)$$

که $w = \text{sgn}(P_s - \text{sgn}(x_v)P_L)\sqrt{|P_s - \text{sgn}(x_v)P_L|}$ ، فشار منبع ، P_s ، جابجایی شیر از موقعیت بسته‌ی خود، C_d ضریب دشارژ و ρ چگالی سیال هیدرولیکی می‌باشد. سوزن دریچه‌های u_1 و u_2 با کنترل حلقه بسته‌ی مکان-جریان کنترل می‌شوند. قسمت اصلی دینامیک این سوزن‌ها را می‌توان با یک سیستم مرتبه اول به شکل زیر مدل کرد:

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau}(-x_v + u) \quad (5-2)$$

که τ ثابت زمانی سوزن دریچه و u سیگنال ولتاژی است که به عنوان ورودی کنترل سیستم هیدرولیک در نظر گرفته می‌شود. لازم به ذکر است که در استفاده از محرک هیدرولیکی، محدودیت‌هایی از قبیل ولتاژ ورودی شیر برقی که باعث ایجاد محدودیت در میزان جابه‌جایی سوزن و نیروی تولیدی می‌شود، لحاظ شده است.

اما آنچه که حائز اهمیت است، اینست که مقیاس P_L بصورت 10^7 ولی مقیاس Q از مرتبه 10^{-3} می‌باشد، لذا تعریف زیر را جهت هم مقیاس‌سازی داریم:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_s} \quad (6-2)$$

$$\bar{P}_L = \frac{P_L}{P_s}$$

با توجه به رابطه‌ی فوق داریم:

$$\dot{\bar{P}}_L = \frac{\alpha}{P_s} Q_s \bar{Q} - \beta \bar{P}_L - \frac{\alpha}{P_s} A_r (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \quad (7-2)$$

$$\bar{Q} = \frac{C_d v}{\sqrt{\rho}} \frac{\sqrt{P_s}}{Q_s} x_v \bar{w}$$

که $\bar{w} = \text{sgn}(1 - \text{sgn}(x_v)\bar{P}_L)\sqrt{|1 - \text{sgn}(x_v)\bar{P}_L|}$. طبق روابط () و () نتیجه زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{\bar{Q}}_L = \frac{C_d v}{\sqrt{\rho}} \frac{\sqrt{P_s}}{Q_s} \left(\frac{1}{\tau}(-x_v + u)\bar{w} - \frac{1}{2} \left| \frac{x_v}{\bar{w}} \right| \dot{\bar{P}}_L \right) \quad (8-2)$$

۲-۴ مدل فضای حالت

با توجه به معادلات سیستم تعلیق در حضور محرک غیرخطی، می‌توان متغیرهای حالت زیر را انتخاب کرد:

$$x = [Z_2, Z_1, \dot{Z}_2, \dot{Z}_1, \bar{P}_L]^T \quad (۹-۲)$$

$$\zeta = \bar{Q}$$

$$X = [x, \zeta]^T$$

دست انداز جاده به عنوان اغتشاش خارجی برای سیستم تعلیق در نظر گرفته می‌شود که به صورت رابطه $w = k_1 Z_0 + c_1 \dot{Z}_0$ مدل می‌گردد. مدل نهایی فضای حالت ارائه شده بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{x} = Ax + B\zeta + B_w w \quad (۱۰-۲)$$

$$\dot{\zeta} = f(x, \zeta) + g(x, \zeta)u$$

که

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_2}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{A_r P_s}{m_2} \\ \frac{k_2}{m_1} & \frac{-k_2 - k_1}{m_2} & \frac{c_2}{m_1} & \frac{-c_2 - c_1}{m_1} & \frac{-A_r P_s}{m_1} \\ 0 & 0 & \frac{-A_r \alpha}{P_s} & \frac{A_r \alpha}{P_s} & -\beta \end{pmatrix} \quad (۱۱-۲)$$

$$B = \left[0, 0, 0, 0, \frac{\alpha}{P_s} Q_s \right]^T$$

$$B_w = \left[0, 0, 0, \frac{1}{m_1}, 0 \right]^T$$

$$f = \frac{\lambda}{\alpha} \frac{\sqrt{P_s}}{Q_s} \left(-\frac{1}{\tau} x_v \bar{w} - \frac{1}{2} \left| \frac{x_v}{\bar{w}} \right| \dot{\bar{P}}_L \right)$$

$$g = \frac{\lambda}{\alpha} \frac{\sqrt{P_s}}{Q_s} \frac{1}{\tau} \bar{w}$$

که در توابع f و g ، $\lambda = \alpha \frac{c_{dv}}{\sqrt{\rho}}$ منظور شده‌است.

۲-۵ مدل جاده

با عبور خودرو از سطح جاده ناهموار، جاده لرزش‌هایی که ماهیت اتفاقی و نامنظم دارند را به خودرو وارد می‌کند. شدت این لرزش‌ها به جنس، نوع جاده و به سرعت خودرو وابسته است. در کنار این لرزش‌ها، دست‌اندازهایی به صورت مقطعی نیز می‌تواند بر خودرو تاثیر بگذارد که معمولاً در مقالات علمی از این نوع اختلال برای تست سیستم تعلیق استفاده می‌شود. یک مدل ساده از دست‌انداز جاده به شکل زیر توصیف می‌شود:

$$x(y) = \begin{cases} h \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi}{L} y_d \right) \right) & \text{for } 0 \leq y_d \leq L \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (12-2)$$

که y_d مشخصه‌ی طولی دست‌انداز، h نصف ارتفاع دست‌انداز و L طول دست‌انداز است. حال اگر خودرو با سرعت ثابت از روی دست‌انداز عبور کند رابطه فوق را می‌توان این‌گونه نوشت:

$$x(t) = \begin{cases} h \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi v}{L} t \right) \right) & \text{for } 0 \leq t \leq \frac{L}{v} \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (13-2)$$

فصل ۳ طراحی کنترل کننده

۱-۳ مقدمه

معمولا مدل ریاضی سیستم های غیرخطی با مدل واقعی آنها متفاوت می باشد. عدم دقت در مدل سازی می تواند اثرات نامطلوب شدیدی بر سیستم ها بگذارد، لذا در طراحی باید عدم قطعیت های موجود از قبیل عدم قطعیت پارامتری، اغتشاشات خارجی و دینامیک های مدل نشده را مد نظر قرار داد. به منظور غلبه بر عدم قطعیت های مدل، از کنترل کننده های مقاوم باید استفاده شود [۳۸]. یکی از روش های قدرتمند کنترل مقاوم، کنترل حالت لغزشی است [۳۹]. در این فصل یک قانون کنترل حالت لغزشی برای سیستم تعلیق فعال خودرو، به منظور دستیابی به راحتی سرنشین و به حداقل رساندن جابجایی بدنه هنگام عبور از دست اندازها طراحی می شود. همچنین با فرض نامعلوم بودن بخشی از دینامیک سیستم، از تخمینگر فازی استفاده کرده و قانون کنترل فازی مقاوم مبتنی بر روش مود لغزشی پیشنهاد داده می شود.

۲-۳ کنترل حالت لغزشی

کنترل حالت لغزشی با موفقیت در کاربردهای زیادی از قبیل جابه جا کننده های ربات، وسایل نقلیه- ی زیر آبی، موتورهای الکتریکی و... مورد استفاده قرار می گیرد [۴۰-۴۳] به منظور درک بهتر روش حالت لغزشی، روند طراحی را برای یک کلاس از سیستم های چند ورودی مورد بررسی قرار می- دهیم [۴۴]:

$$x_i^{(n_i)} = f_i(x) + \sum_{j=1}^m b_{ij}(x)u_j \quad i = 1, \dots, m \quad j = 1, \dots, m \quad (1-3)$$

بردار u با مولفه های u_j بردار ورودی کنترل و x متشکل از x_i ها و مشتقات اول آن هاست. هدف از طراحی، ردگیری مسیر مطلوب توسط متغیرهای حالت در حضور عدم قطعیت ها می باشد. عدم قطعیت ها در f را به شکل جمعی و در $B_{m \times m}$ به صورت ضربی در نظر گرفته می شود.

$$|\hat{f}_i - f_i| \leq F_i \quad i = 1, \dots, m \quad (2-3)$$

$$B = (I + \Delta)\hat{B} \quad |\Delta_{ij}| \leq D_{ij} \quad i = 1, \dots, m \quad j = 1, \dots, m \quad (3-3)$$

روش حالت لغزشی بر اساس تئوری لیاپانوف بیان می‌شود. تابع مثبت معین $V = 0.5s^2$ را تعریف می‌کنیم. به منظور اثبات پایداری باید $\dot{V} \leq 0$ یعنی تغییرات انرژی نسبت به زمان منفی شود و به سمت مینیمم حرکت کند یعنی $s \rightarrow 0$ در نتیجه بنا به تعریف سطح لغزش برحسب خطا $e \rightarrow 0$ ، لذا ردگیری سیگنال مطلوب محقق می‌شود. سطح لغزش در حالت کلی بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$s_i = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_i \right)^{n_i-1} e_i \quad (4-3)$$

با توجه به تعریف تابع انرژی، شرط لازم زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s_i^2 \leq -\eta_i |s_i| \quad (\eta_i > 0) \quad (5-3)$$

آنگاه داریم:

$$s_i \dot{s}_i \leq -\eta_i |s_i| \rightarrow \dot{s}_i \operatorname{sgn}(s_i) \leq -\eta_i \quad (6-3)$$

با جایگذاری روابط لازم در رابطه‌ی (۶-۳)، قانون کنترل زیر ارائه می‌شود:

$$u = \hat{B}^{-1}(x_r^{(n-1)} - \hat{f} - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (7-3)$$

$\hat{B}, \hat{f}$ شامل عدم قطعیت‌های مختلف می‌باشند. در انتها k را طبق نامساوی (۶-۳) محاسبه می‌کنیم. در قانون کنترل فوق، $\operatorname{sgn}(s)$ وجود دارد و چون $\operatorname{sgn}(s)$ در صفر تعریف نمی‌شود لذا باعث به وجود آمدن پدیده‌ای به نام لرزش سیگنال کنترل می‌شود. یکی از راه حل‌های کاهش پدیده‌ی لرزش سیگنال کنترل، استفاده از روش لایه مرزی می‌باشد که به جای تابع علامت از تابع اشباع استفاده می‌شود.

$$sat\left(\frac{s}{\sigma}\right) = \begin{cases} 1 & s > \sigma \\ s/\sigma & |s| < \sigma \\ -1 & s < -\sigma \end{cases} \quad (۸-۳)$$

۱-۲-۳ طراحی کنترل حالت لغزشی جدید برای سیستم تعلیق فعال خودرو

در این بخش، هدف طراحی کنترل حالت لغزشی برای (۲-۱۰) است لذا سطح لغزش به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s_{cl} = \sigma x \quad (۹-۳)$$

که $\sigma \in R^{1 \times 5}$ می‌باشد. به منظور رسیدن حالت‌ها به سطح لغزش و ماندن بر روی آن، قانون ذیل قابل تعریف است:

$$\dot{s}_{cl} = -q_1 s_{cl} - q_2 \operatorname{sgn}(s_{cl}) \quad (۱۰-۳)$$

که $q_1 > 0$ و $q_2 > 0$ در نظر گرفته می‌شود. قانون کنترل حالت لغزشی بر پایه روش پسگام طراحی شده است؛ در رابطه (۲-۱۰)، ζ حکم ورودی مجازی را برای زیرسیستم اول دارد. ورودی مجازی بصورت زیر از روی تابع منتخب لیاپانوف (اثبات در ادامه) حاصل می‌شود:

$$\zeta_d = (\sigma B)^{-1}(-\sigma A x - q_1 s_{cl} - q_2 \operatorname{sgn}(s_{cl})) \quad (۱۱-۳)$$

و مشتق رابطه فوق به صورت زیر می‌شود:

$$\dot{\zeta}_d = (\sigma B)^{-1}(-\sigma A - q_1 \sigma) \dot{x} \quad (۱۲-۳)$$

حال خطای زیر سیستم دوم را با توجه به ورودی مجازی (۳-۱۱) بصورت زیر تعریف می‌کنیم:

$$e_\zeta = \zeta - \zeta_d \quad (۱۳-۳)$$

تعریف خطای فوق را می‌توان به عنوان سطح لغزش برای زیرسیستم دوم در نظر گرفت ($s_{cn} = e_\zeta$).

قانون کنترل نهایی با توجه به تابع لیاپانوف کلی بصورت زیر بدست می‌آید:

$$u = g^{-1}(-q_3 s_{cn} - q_4 \operatorname{sgn}(s_{cn}) - (\sigma B)^{-1}(\sigma A + q_1 \sigma) \dot{x} - f) \quad (۱۴-۳)$$

(اثبات)

تابع لیاپانوف کلی بصورت زیر تعریف شده است:

$$V_c = V_{cl} + V_{cn} \quad (15-3)$$

که

$$V_{cl} = 0.5s_{cl}^2 \quad (16-3)$$

$$V_{cn} = 0.5s_{cn}^2$$

طبق روابط این بخش، ثابت می‌شود که:

$$\dot{V}_{cl} = s_{cl}\dot{s}_{cl} = s_{cl}(-q_1s_{cl} - q_2sgn(s_{cl})) < 0 \quad (17-3)$$

$$\dot{V}_{cn} = s_{cn}\dot{s}_{cn} = s_{cn}(-q_3s_{cn} - q_4sgn(s_{cn})) < 0$$

در نتیجه مشتق تابع لیاپانوف کلی منفی میشود و پایداری مقاوم برقرار است. لازم به ذکر است که عدم قطعیت پارامتری در مدل لحاظ شده است.

۳-۳ کنترل فازی

یکی از روش‌های کارآمد برای تخمین دینامیک‌های نامعلوم سیستم، استفاده از سیستم فازی و طراحی کنترل کننده بر اساس این تخمین است. سیستم فازی در صورتی که به درستی طراحی شود می‌تواند یک تقریب زننده جامع باشد. طراحی سیستم فازی شامل انتخاب توابع عضویت مناسب برای ورودی و خروجی و طراحی قوانین دقیق برای سیستم است که نیاز به دانش فرد خبره است.

سیستم فازی از چهار بخش اصلی فازی ساز، موتور استنتاج، غیرفازی ساز و پایگاه قوانین تشکیل شده است. کنترل فازی تفاوت هایی با کنترل کلاسیک دارد. کنترل کلاسیک مبتنی بر مدل سیستم بوده و مدل ریاضی سیستم در اختیار است اما کنترل فازی آزاد از مدل می باشد. دانش و تجربیات افراد خبره در طراحی کنترل کننده فازی امری ضروری است. به طور کلی در طراحی کنترل کننده فازی دو روش وجود دارد [۴۵]:

روش سعی و خطا: این روش مبتنی بر دانش افراد خبره بوده و بر پایه‌ی آزمایشات و تجربیات بدست آمده می باشد. در طراحی نیاز به مجموعه‌ای از قواعد می باشد که با کسب اطلاعات لازم از افراد خبره تنظیم می شوند. سپس کنترل کننده فازی مورد آزمایش قرار می گیرد و چنانچه نتیجه‌ی

مطلوب حاصل نشود، قواعد مجدداً تنظیم می شوند. این روند تا زمانی ادامه دارد که نتیجه‌ی مطلوب محقق شود.

روش تئوریک: در این روش پارامترهای کنترل کننده فازی به منظور محقق شدن عملکرد مشخصی مانند پایداری سیستم، طراحی می شوند. گفتنی است ترکیب هر دو روش نتیجه‌ای مطلوب تر و نزدیک تر به واقعیت خواهد داد.

کنترل کننده های فازی به دو دسته‌ی زیر تقسیم می شوند:

کنترل کننده فازی غیر تطبیقی: در این نوع کنترل کننده پارامترهای کنترل کننده فازی در طی انجام عملیات، تغییر نخواهد کرد. در بعضی موارد مشخص کردن قوانین دقیق برای کنترل کننده بسیار مشکل است، یا بعضی مواقع در اثر ایجاد تغییراتی که در مدل سیستم انجام می‌شود نیاز به تغییر پارامترهای کنترل کننده است. برای رفع این مشکل دسته دوم از کنترل کننده‌های فازی پیشنهاد شده است.

کنترل کننده فازی تطبیقی: در این نوع کنترل کننده پارامترهای کنترل کننده فازی در طی انجام عملیات توسط قوانین تطبیق ارائه شده، به روز می شوند. کنترل کننده فازی تطبیقی به سه دسته‌ی مستقیم، غیرمستقیم و ترکیبی از مستقیم و غیرمستقیم، تقسیم می شود. کنترل فازی تطبیقی مستقیم مبتنی بر دانش کنترلی سیستم (تخمین قانون کنترل اعمالی به سیستم) بوده اما کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم مبتنی بر دانش سیستم (تخمین مدل سیستم) می باشد. کنترل فازی تطبیقی مستقیم و غیر مستقیم، نیز مبتنی بر ترکیبی از دانش کنترلی و دانش سیستمی است.

می‌توان از یک سیستم فازی برای تخمین سیستم استفاده کرد و سپس از این تخمین برای کنترل استفاده کرد این کاری است که در کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم انجام می‌گیرد. مشابه همین کار را برای کنترل فازی تطبیقی به روش مستقیم نیز می‌توان انجام داد، به این صورت که سیگنال کنترل به شکل یک سیستم فازی پیشنهاد می‌شود.

در این فصل ما یک قانون کنترل فازی حالت لغزشی پیشنهاد می‌دهیم که مراکز گروههای فازی خروجی توسط الگوریتم تطبیق به روز رسانی می‌شوند.

۱-۳-۳ طراحی کنترل فازی حالت لغزشی برای سیستم تعلیق خودرو

تفاوت طراحی در این بخش با قسمت قبلی در نامعلوم بودن ترم غیرخطی f می‌باشد که از یک تخمینگر فازی استفاده خواهد شد لذا روند طراحی مطابق قبل می‌باشد لذا از تکرار خودداری می‌کنیم. قانون کنترل نهایی بصورت زیر قابل اصلاح است:

$$u = g^{-1}(-q_3 s_{cn} - q_4 \operatorname{sgn}(s_{cn}) - (\sigma B)^{-1}(\sigma A + q_1 \sigma) \dot{x} - \hat{f}) \quad (18-3)$$

به منظور طراحی تخمینگر فازی، ابتدا m مجموعه‌ی فازی برای ورودی در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از قانون زیر، $\hat{f}(e, \theta)$ ساخته می‌شود.

• اگر e ، A^l باشد، آنگاه $\hat{f}$ ، S^l است.

که l تعداد قوانین فازی است. اگر از فازی ساز منفرد، غیر فازی ساز میانگین مراکز (با استفاده از توابع عضویت گوسی) و موتور استنتاج ضرب ممدانی برای سیستم فازی استفاده شود داریم:

$$\hat{f}(e, \theta) = \frac{\sum_{l=1}^m \bar{y}^l \exp\left(-\left(\frac{e - \bar{e}^l}{\sigma^l}\right)^2\right)}{\sum_{l=1}^m \exp\left(-\left(\frac{e - \bar{e}^l}{\sigma^l}\right)^2\right)} \quad (19-3)$$

که $\bar{e}$ ها و σ ها پارامترهای قابل تنظیم هستند، که در روند کنترل ثابت هستند. $\bar{y}$ ها نیز پارامترهای قابل تنظیم هستند، که با قانون تطبیقی که در ادامه معرفی می‌شود به روز می‌شوند. اگر تعریف کنیم:

$$\theta^T = [\bar{y}^1 \quad \bar{y}^2 \quad \dots \quad \bar{y}^l] \quad (20-3)$$

$$\xi(e) = [\xi_1(e) \quad \xi_2(e) \quad \dots \quad \xi_l(e)]$$

$$\xi_l(e) = \frac{\exp\left(-\left(\frac{e - \bar{e}^l}{\sigma^l}\right)^2\right)}{\sum_{l=1}^m \exp\left(-\left(\frac{e - \bar{e}^l}{\sigma^l}\right)^2\right)}$$

آنگاه رابطه (۳-۱۹) را می توان این گونه نوشت:

$$\hat{f}(e, \theta) = \hat{\theta}^T \xi(e) \quad (۲۱-۳)$$

بردار قوانین تطبیق با اصلاح تابع لیپانوف بصورت زیر، حاصل خواهد شد:

$$V_f = V_c + \frac{1}{2\gamma} (\theta - \hat{\theta})^T (\theta - \hat{\theta}) \quad (۲۲-۳)$$

مشتق تابع لیپانوف فوق بصورت زیر است:

$$\dot{V}_f = \dot{V}_c + \tilde{\theta}^T (s_{cn}\xi - \frac{1}{\gamma} \dot{\hat{\theta}}) \quad (۲۳-۳)$$

که الگوریتم تطبیق به صورت زیر بدست می آید:

$$\dot{\hat{\theta}} = \gamma s_{cn} \xi \quad (۲۴-۳)$$

نتایج حاصل از طراحی قانون کنترل حالت لغزشی و کنترل کننده فازی مود لغزشی در فصل آینده ارائه و با یکدیگر و حالت غیرفعال از سیستم تعلیق خودرو مقایسه خواهد شد.

فصل ۴ نتایج شبیه سازی

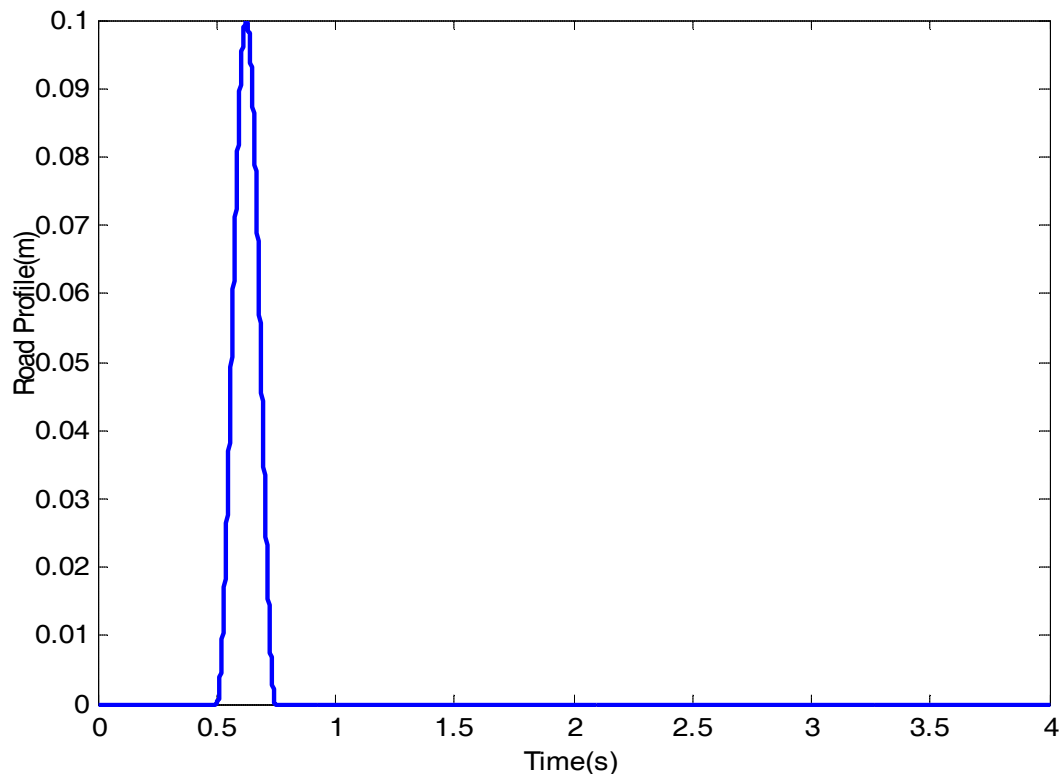
۱-۴ مقدمه

در فصل قبل طراحی کنترل‌کننده‌های حالت لغزشی و فازی حالت لغزشی انجام شد. در این فصل شبیه‌سازی سیستم تعلیق فعال به همراه این کنترل‌کننده‌ها انجام می‌شود و با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه می‌گردد. برای شبیه‌سازی از سیمولینک نرم‌افزار متلب استفاده شده است.

۲-۴ شبیه‌سازی

به منظور بررسی کنترل‌کننده‌های طراحی‌شده، شبیه‌سازی سیستم و کنترل‌کننده‌ها در دو حالت انجام شده است. در حالت اول فرض بر این است که مقدار دقیق تمام پارامترها مشخص است و تغییری در اندازه‌ی پارامترها ایجاد نمی‌شود. ولی در حالت دوم فرض می‌شود که مقدار دقیق پارامترها در دسترس نیست و مقدار تقریبی آن مشخص است؛ از این رو پارامترهای سیستم تعلیق ده درصد تغییر داده شده است. برای انجام این شبیه‌سازی مدل جاده به این شکل در نظر گرفته شده است (شکل ۱-۴):

$$Z_r(t) = \begin{cases} 0.5(1 - \cos(8\pi t)) & 0.5 < t < 0.75 \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (1-4)$$

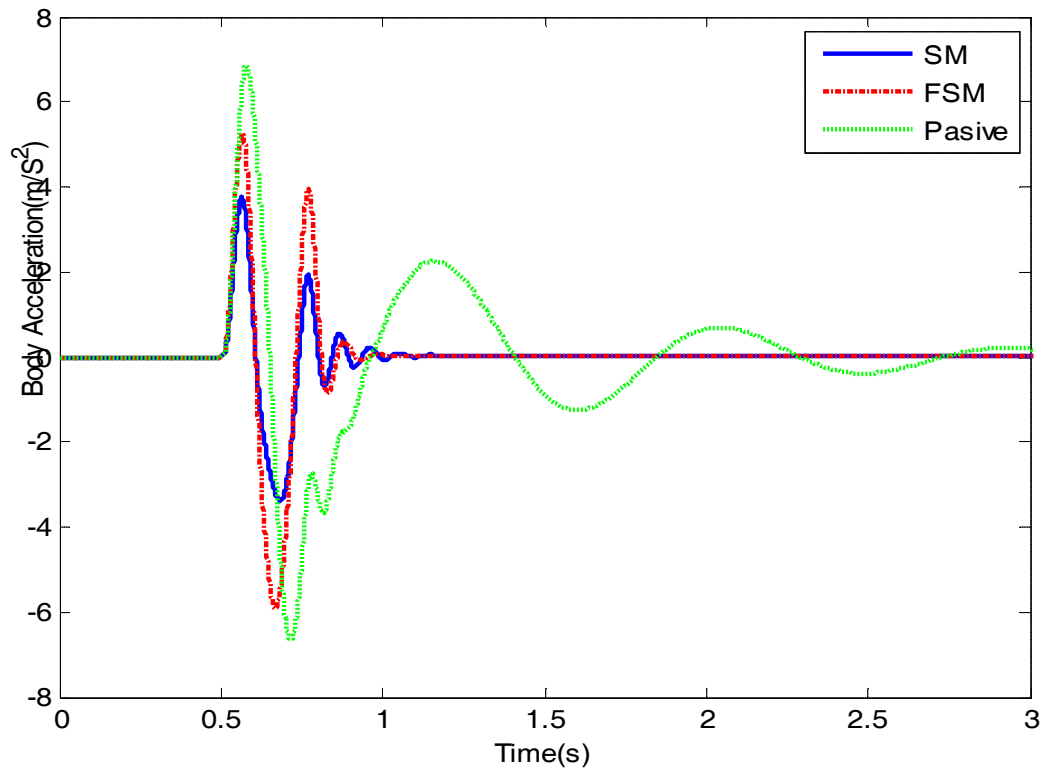


شکل (۱-۴) مدل جاده

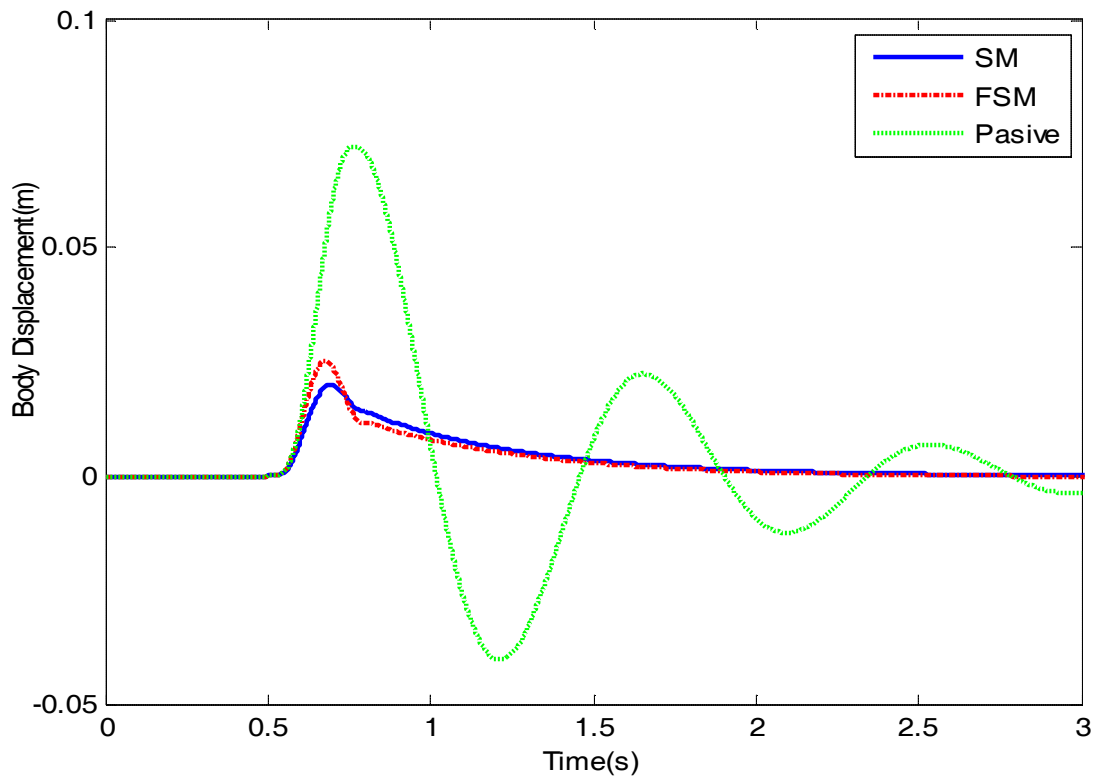
۳-۴ شبیه سازی بدون وجود نامعینی

شکل (۲-۴) شتاب بدنه‌ی خودرو را در حالت‌های مختلف نشان می‌دهد. مسافری خودرو این شتاب را حس می‌کنند، هر چه مقدار این شتاب کمتر شود و نوسانات آن سریع‌تر میرا شود، مسافری احساس راحتی بیشتری می‌کنند. این شکل نشان می‌دهد که کنترل‌کننده‌ی حالت لغزشی عملکرد بهتری در کاهش شتاب داشته است. شکل (۳-۴) نیز جابه‌جایی بدنه را نشان می‌دهد. شکل (۴-۴) جابه‌جایی فنر و کمک فنر سیستم را نشان می‌دهد؛ از این شکل می‌توان فهمید که در حالت استفاده از کنترل‌کننده دامن‌ی نوسانات سیستم تعلیق کمتر شده و سریع‌تر میرا می‌شود. شکل (۵-۴) نشان دهنده‌ی تغییر شکل چرخ است. این شکل نشان می‌دهد که تغییر شکل چرخ در حالت استفاده از کنترل‌کننده بیشتر شده است. در واقع قسمتی از نوسانات جاده به جای این که به بدنه و مسافر وارد شوند منجر به تغییر شکل موقت چرخ می‌شود. سیگنال کنترل تولید شده در شکل (۶-۴) نشان داده شده است که می‌تواند ولتاژ یا جریان باشد. این سیگنال کنترل منجر به جابه‌جایی پیستون می‌شود

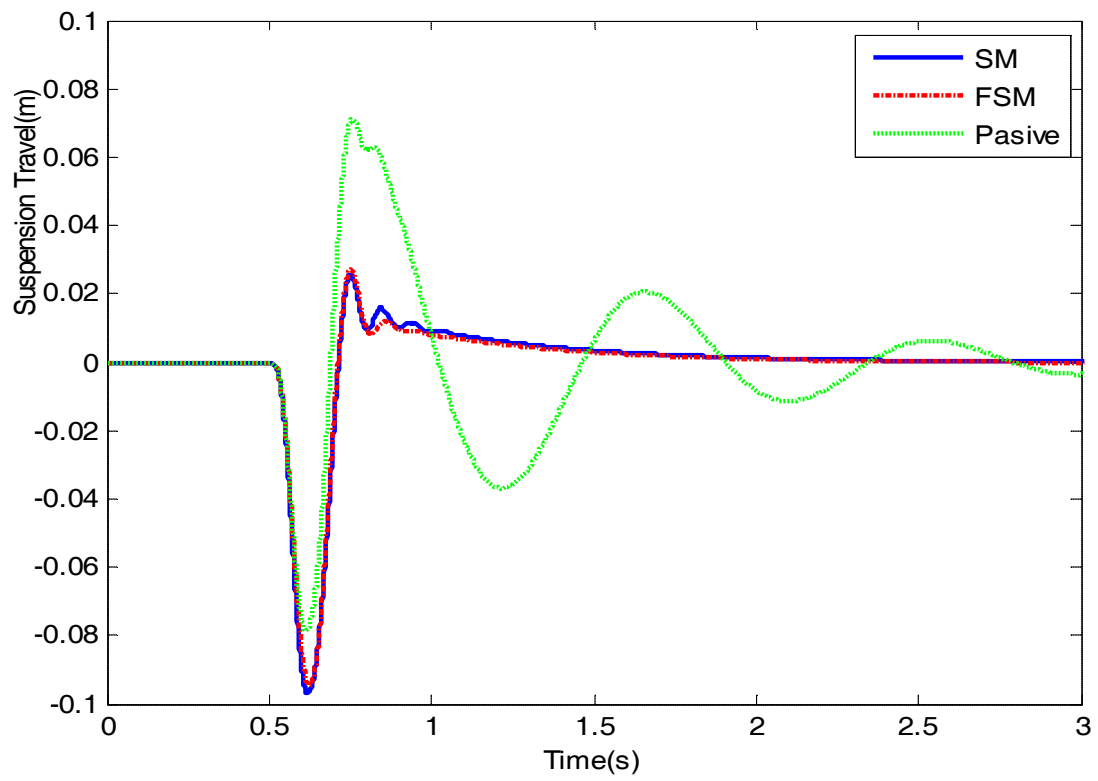
که در شکل (۷-۴) این جابه‌جایی نشان داده شده است. نیروی تولید شده توسط محرک در شکل (۸-۴) نشان داده شده است. در حالت استفاده کنترل‌کننده‌ی مولد لغزشی نیروی کمتری استفاده شده است.



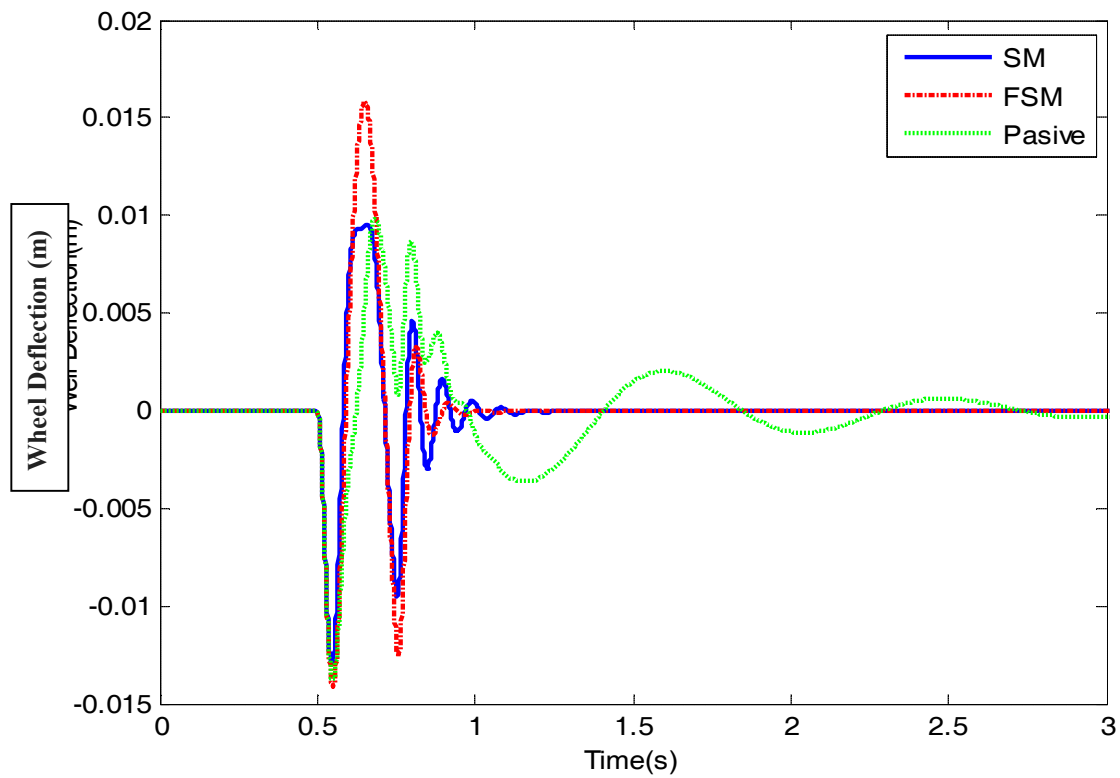
شکل (۲-۴) شتاب جابه‌جایی بده خودرو



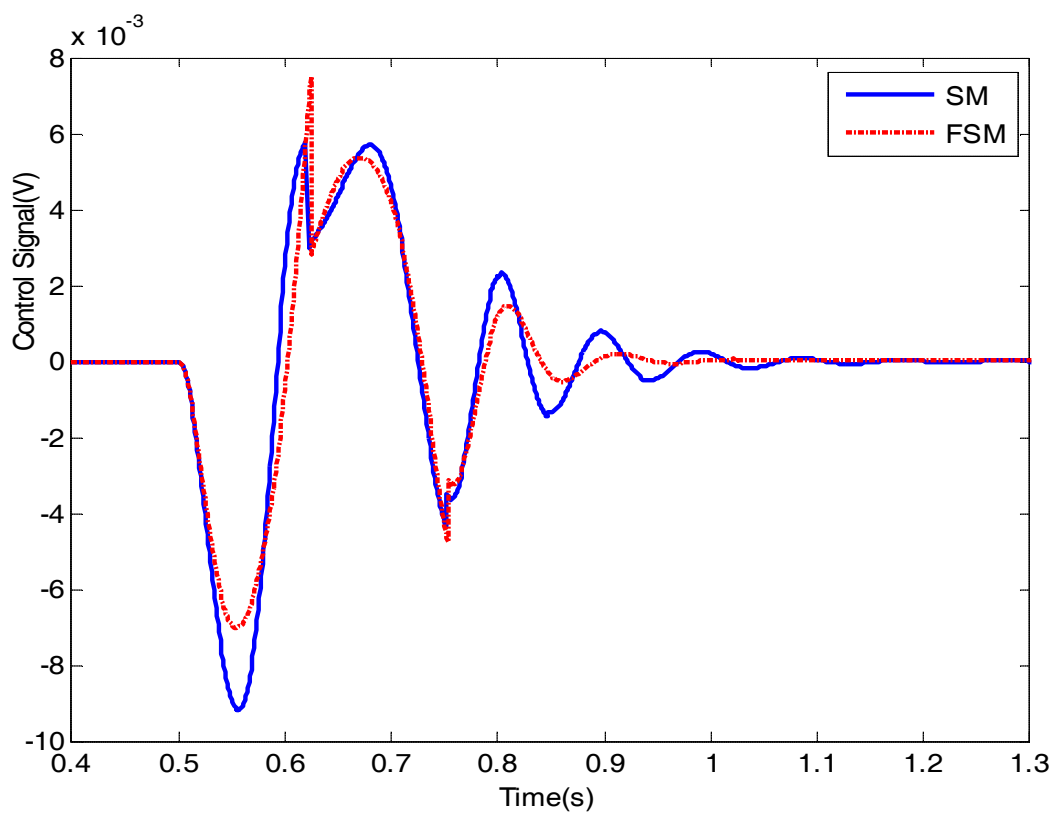
شکل (۴-۳) جابه جایی بدنه



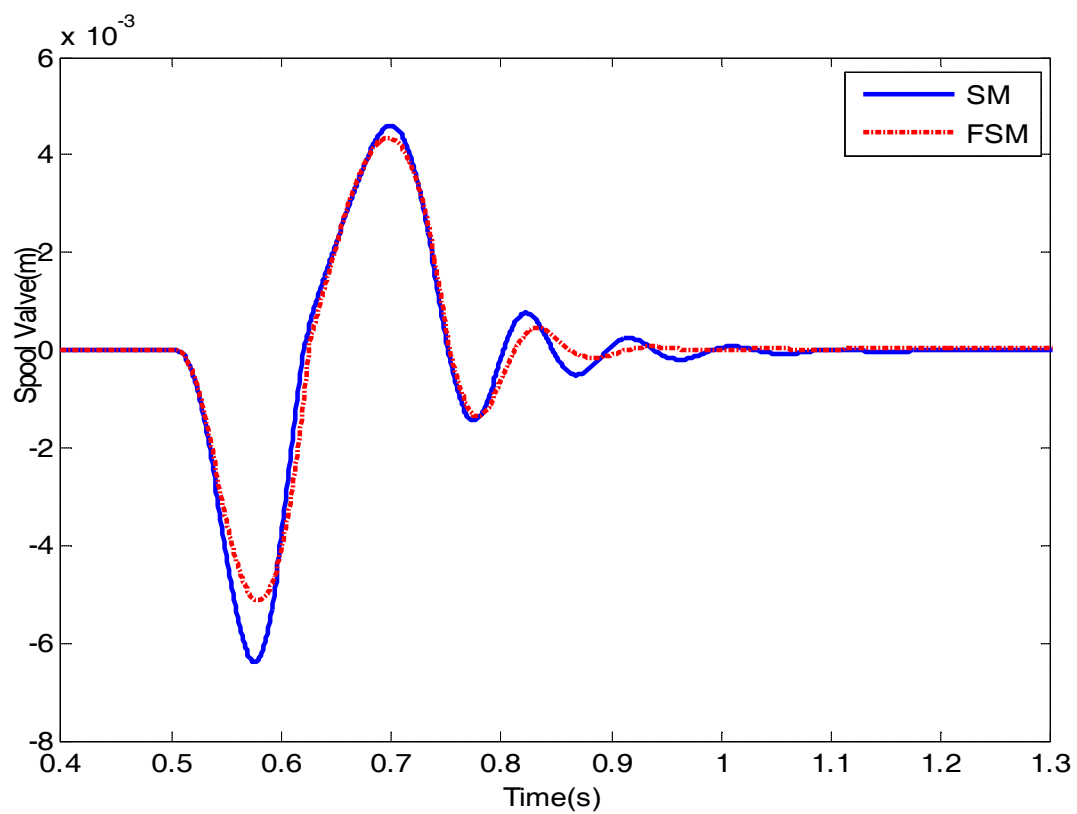
شکل (۴-۴) جابه جایی فنر و کمک فنر



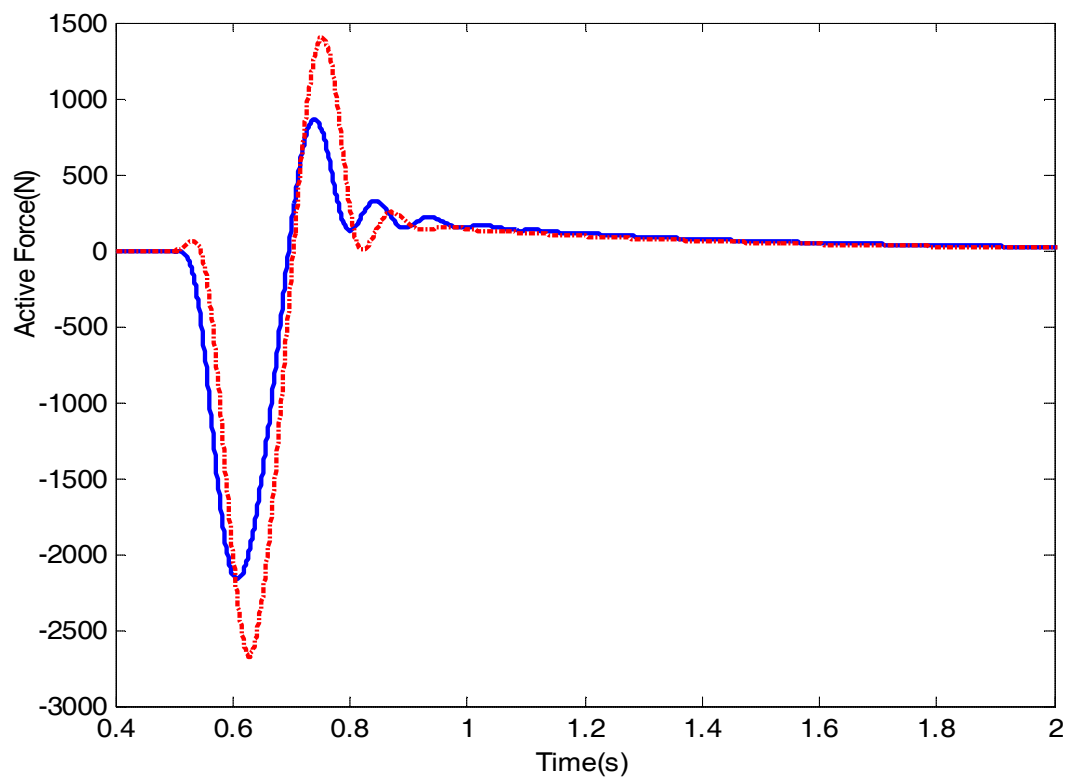
شکل (۴-۵) تغییر شکل چرخ



شکل (۴-۶) سیگنال کنترل تولید شده

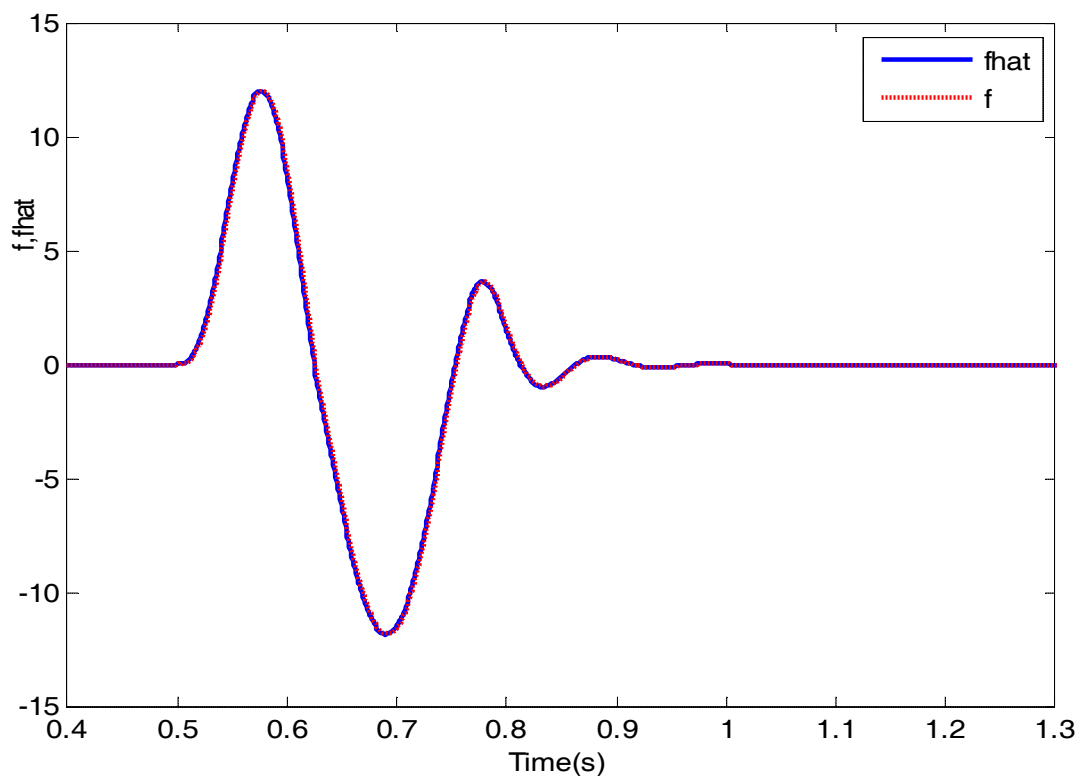


شکل (۷-۴) جابه جایی پیستون محرک

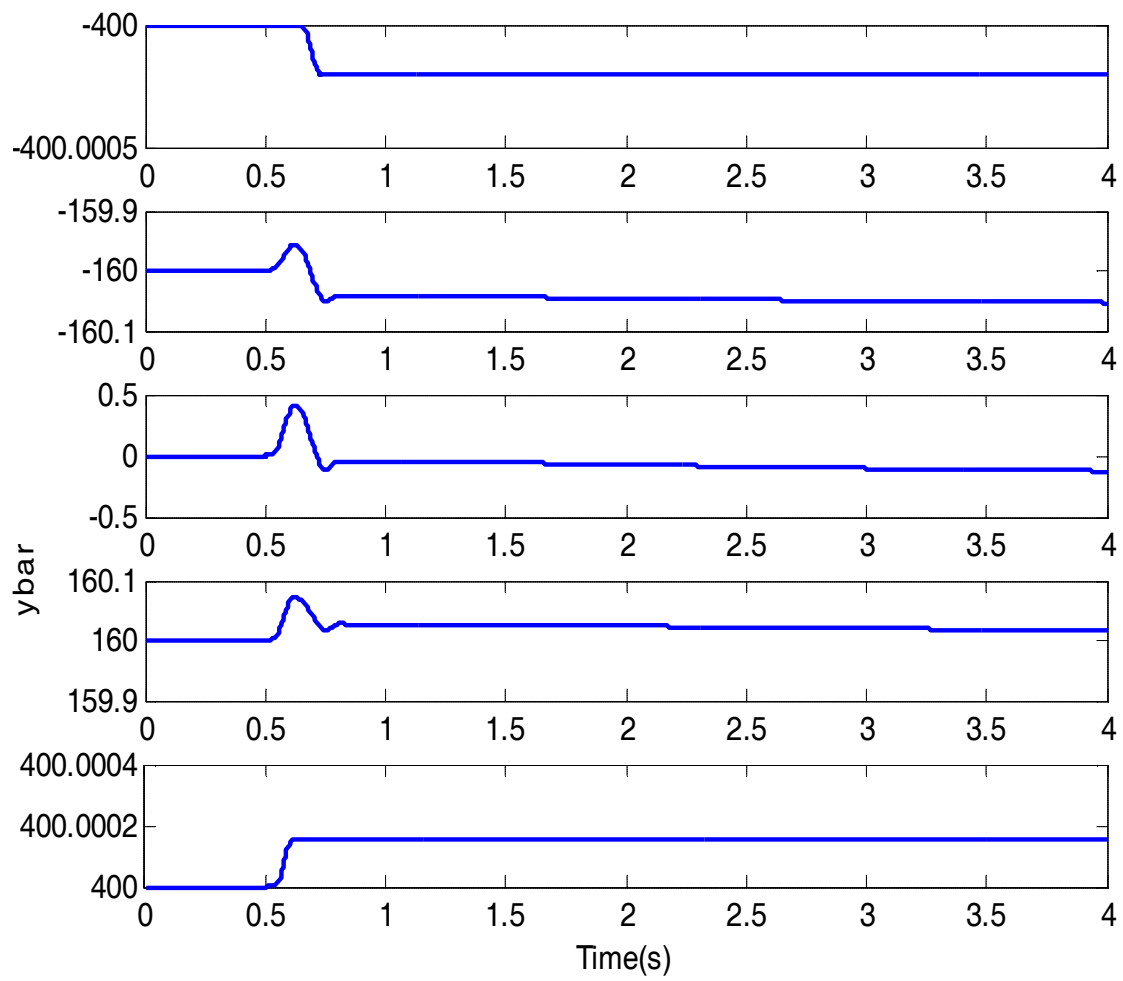


شکل (۸-۴) نیروی اعمال شده به سیستم تعلیق

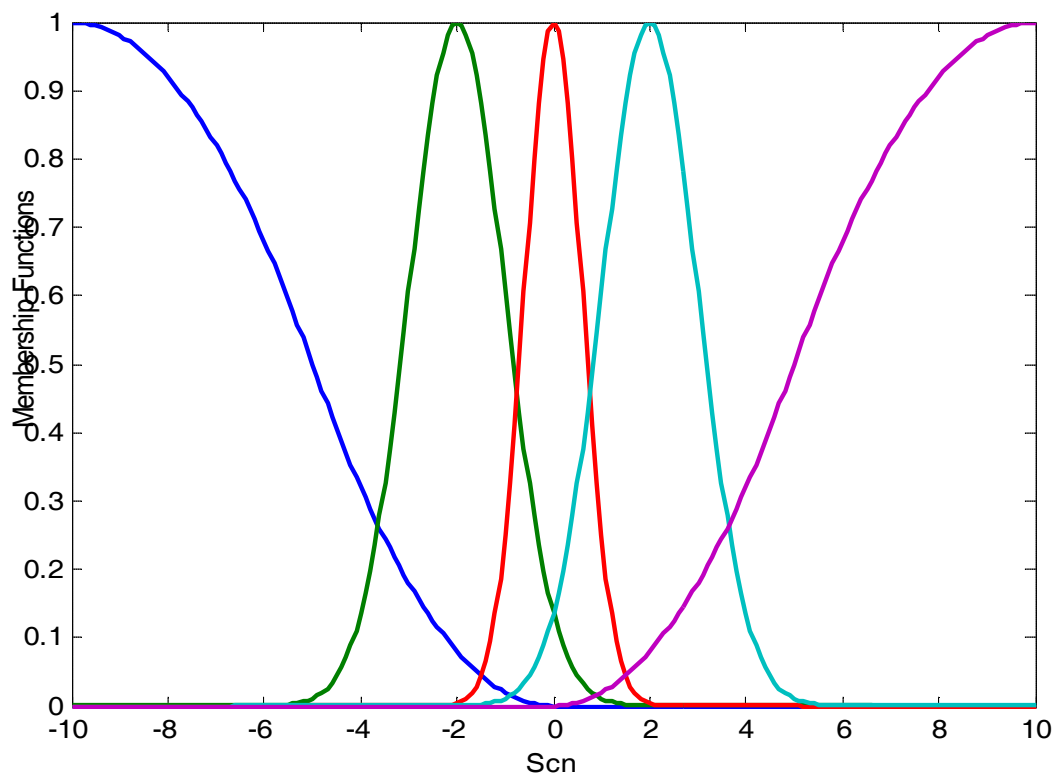
همان طور که قبلاً توضیح داده شد قسمتی از دینامیک سیستم حلقه بسته توسط سیستم فازی تخمین زده شده تا بتوان بر نامعینی‌ها بهتر غلبه کرد. در شکل (۹-۴) این دینامیک و تخمین آن نشان داده شده است. مراکز توابع عضویت خروجی که با توجه به قانون تطبیق طراحی شده، تنظیم می‌شوند در شکل (۱۰-۴) نشان داده شده است. لازم به ذکر است که برای این مقادیر شرایط اولیه غیرصفر در نظر گرفته شده است که مقادیر آن در شکل قابل ملاحظه است. نکته‌ای مهمی که در این شکل قابل توجه است پایدار بودن این مقادیر است که نشان از طراحی درست قانون تطبیق دارد. توابع عضویت ورودی نیز در شکل ۱۱-۴ نشان داده شده است.



شکل (۹-۴) بخشی از دینامیک سیستم و تخمین آن



شکل (۴-۱۰) مراکز توابع فازی

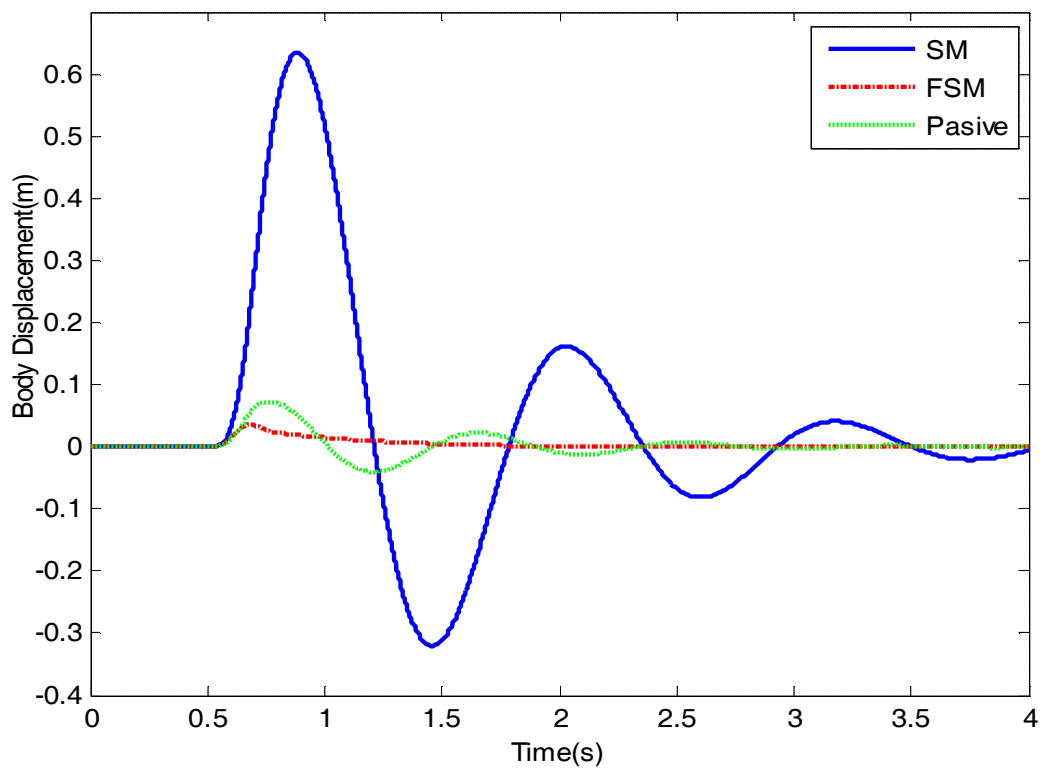


شکل (۱۲-۴) توابع عضویت فازی

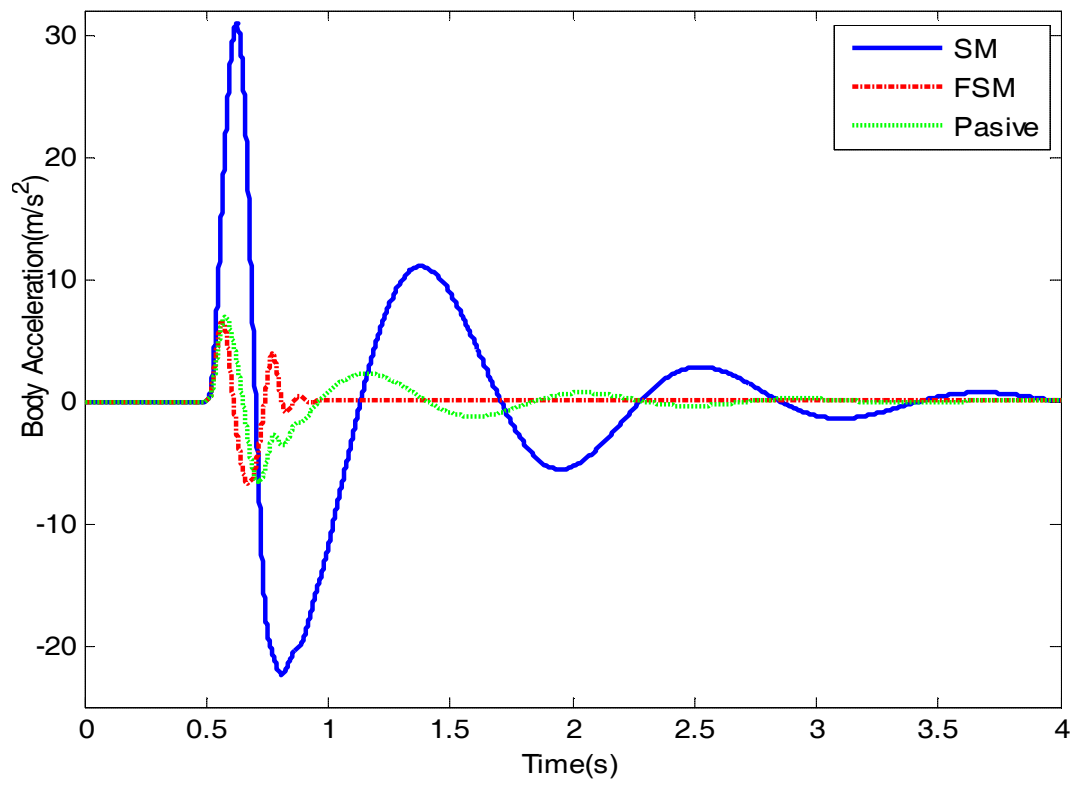
۴-۴ شبیه سازی با وجود نامعینی

در این قسمت فرض می‌شود که مقدار دقیق پارامترها در دسترس نیست. از این رو پارامترهایی که در سیستم کنترل استفاده شده است، ده درصد با پارامترهای اصلی تفاوت دارند. نتایج شبیه سازی در شکل (۱۲-۴) تا شکل (۲۰-۴) آمده است. با توجه به این که کنترل کننده‌ی حالت لغزشی کاملاً وابسته به پارامترهای سیستم است نتایج این کنترل کننده مناسب نیست به طوری که حتی از سیستم بدون کنترل کننده نیز نتایج بدتر شده است. سیگنال کنترل، جابه‌جایی پیستون و نیروی تولید شده که به ترتیب در شکل (۱۶-۴)، شکل (۱۷-۴) و شکل (۱۸-۴) نشان داده شده است، از حد مجاز خود تجاوز کرده است. اما از آن جایی که در سیستم فازی حالت لغزشی بخشی از دینامیک سیستم حلقه‌بسته توسط سیستم فازی تخمین خورده است، وابستگی این کنترل کننده به پارامترهای سیستم کمتر شده است از این رو نتایج نشان از عملکرد بهتر این کنترل کننده دارد. شکل (۲۰-۴) تخمین

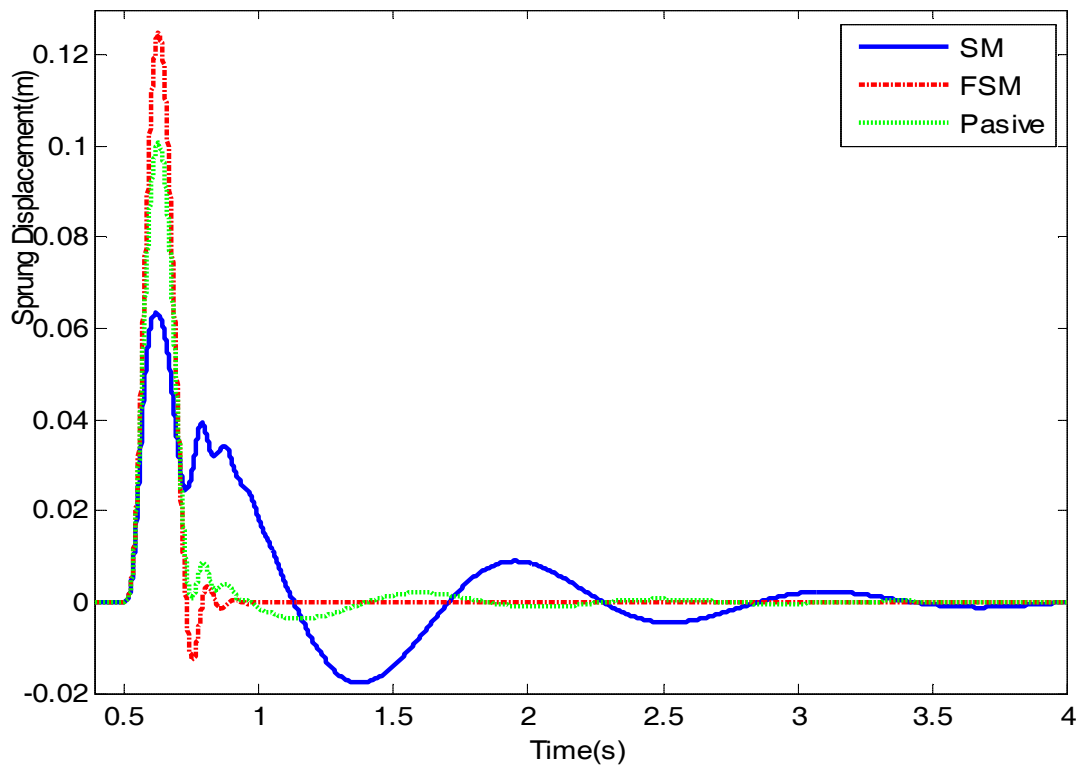
بخشی از دینامیک را نشان می‌دهد. با توجه به این که همچنان بخشی از سیستم کنترل کننده وابسته به پارامترهای سیستم است، این تخمین خیلی دقیق نیست.



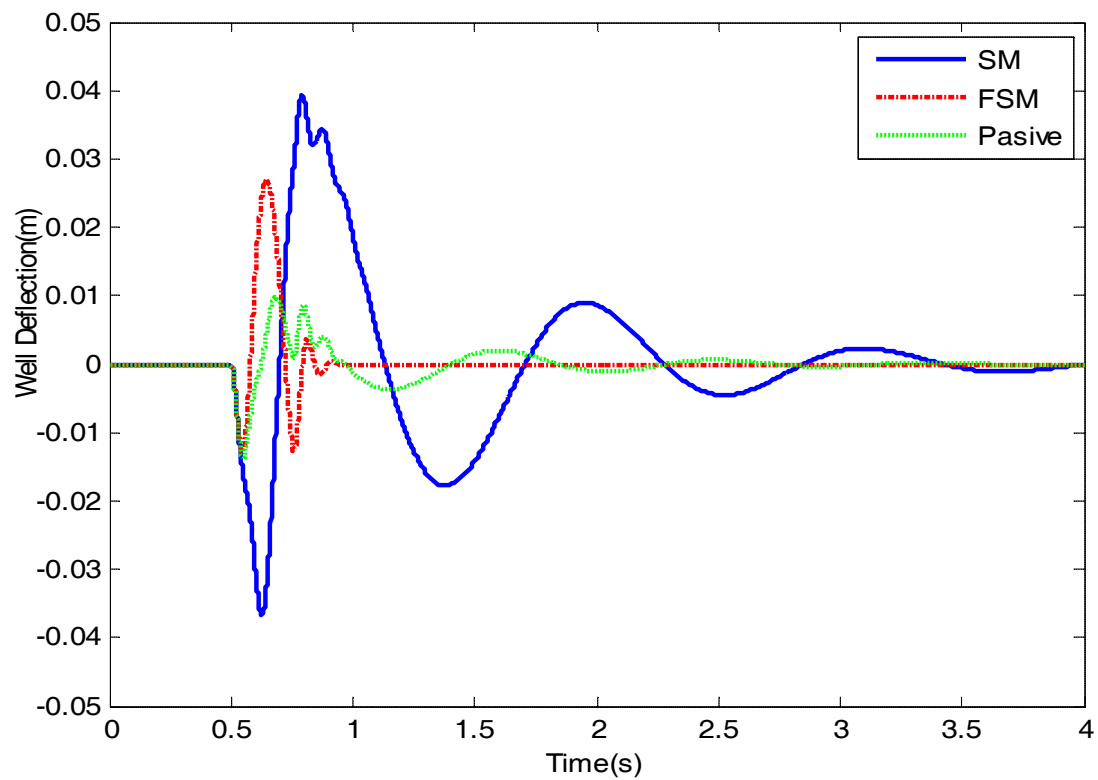
شکل (۴-۱۲) جابه جایی بدنه



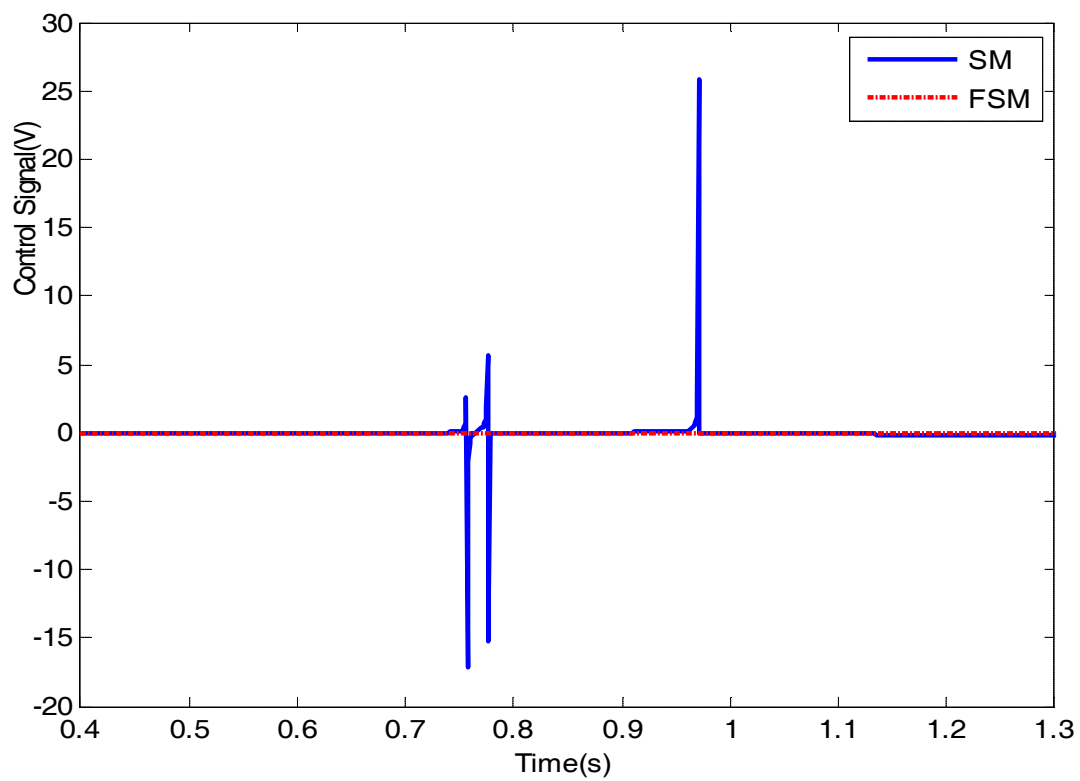
شکل (۴-۱۳) شتاب جابه جایی بدنه



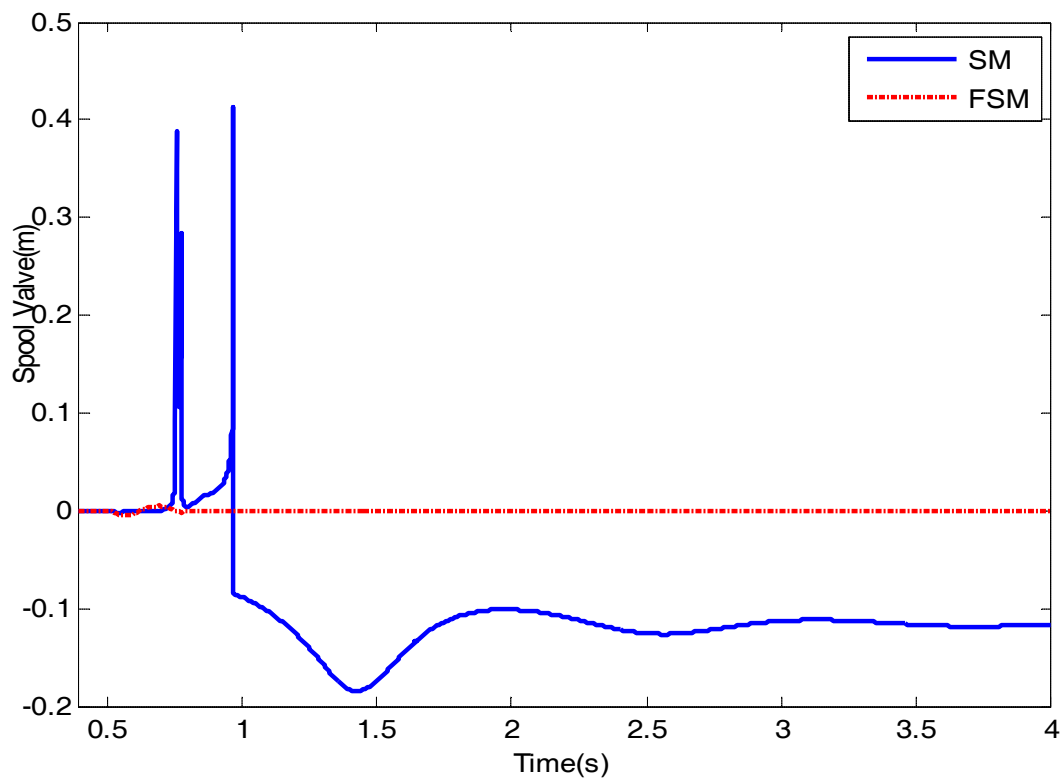
شکل (۴-۱۴) جابه جایی فنر و دمپر



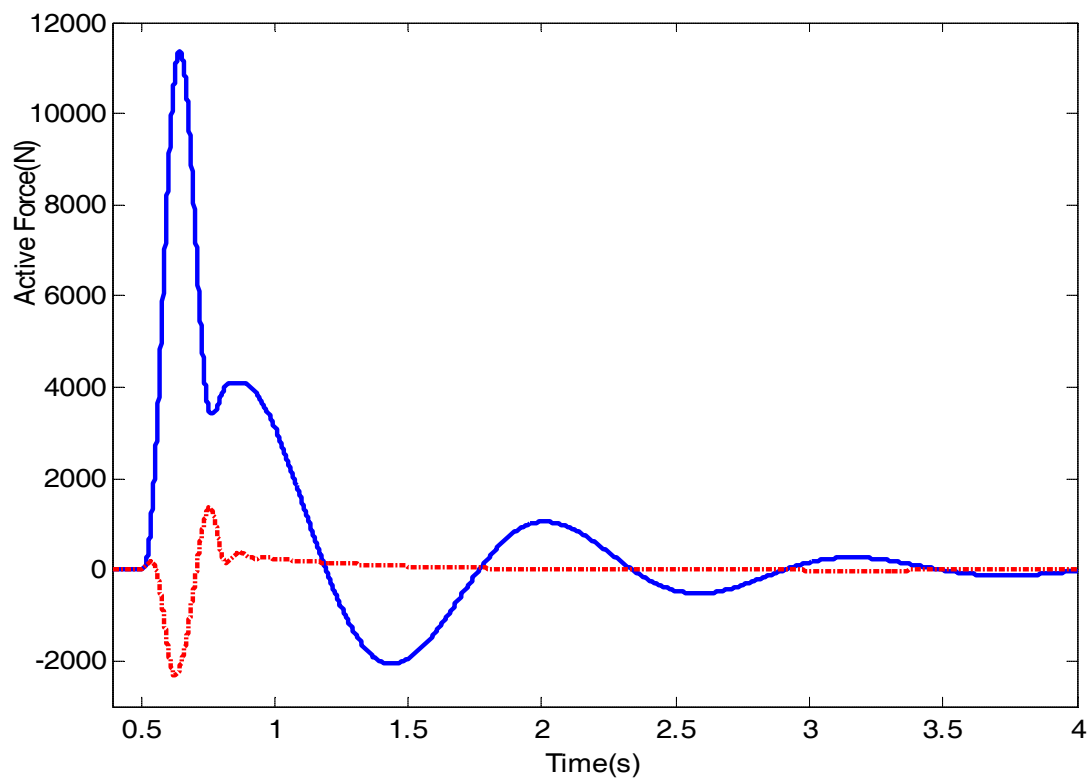
شکل (۴-۱۵) تغییر شکل چرخ



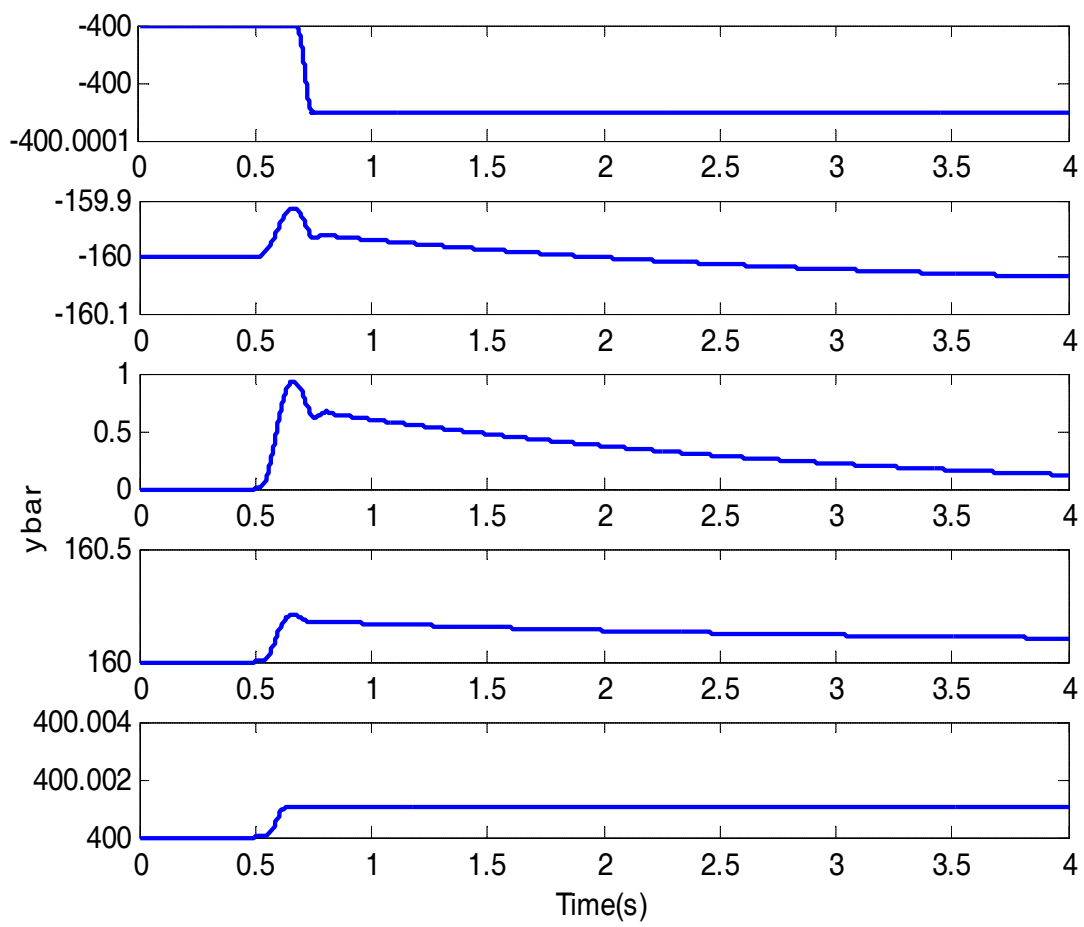
شکل (۴-۱۶) سیگنال کنترل تولید شده



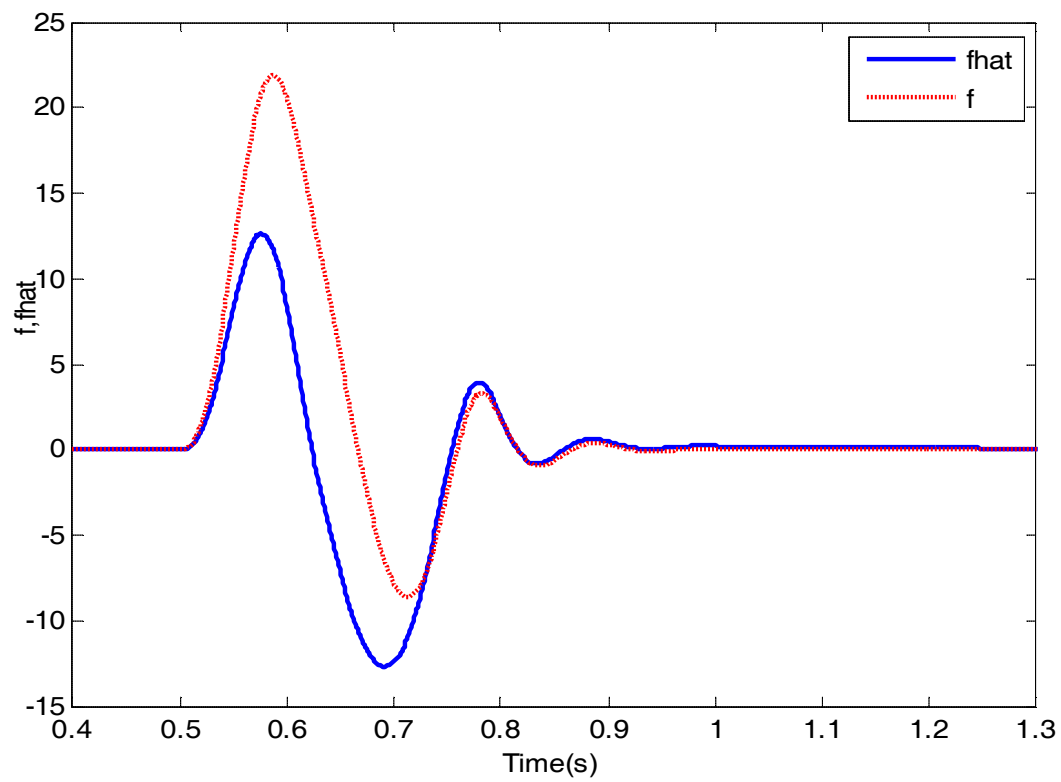
شکل (۴-۱۷) جابه جایی پیستون محرک



شکل (۴-۱۸) نیروی تولید شده توسط محرک



شکل (۴-۱۹) مراکز فازی



شکل (۴-۲۰) بخشی از دینامیک سیستم و تخمین آن

فصل ۵

نتیجه گیری و پیشنهادات

۵-۱ نتیجه گیری

در این پژوهش مسئله سیستم تعلیق فعال به منظور ارتقای راحتی سرنشین در نظر گرفته شد. در ابتدا مقایسه ای بین سیستم تعلیق فعال، نیم فعال و غیرفعال انجام شده است و مدل ریاضی سیستم تعلیق و معادلات آن در حضور محرک هیدرولیکی به فرم فضای حالت ارائه شده است. در اکثر تحقیقات انجام شده در این حوزه، مدل محرک را نادیده می گیرند و یا با بکارگیری یک حلقه داخلی جهت رسیدن به نیروی مطلوب، دینامیک محرک به نوعی حذف می گردد و نقشی در کنترل کننده ایفا نمی کند. در این تحقیق رفتار محرک هیدرولیکی در نظر گرفته شده و به آن متغیر حالت اختصاص داده شده است. سیستم کنترل مقاوم بر پایه حالت لغزشی در حضور عدم قطعیت طراحی گردید.

پس از آن بخشی از دینامیک سیستم که غیرخطی شدید بوده و متاثر از محرک می باشد، به صورت ترم نامعلوم فرض شده است و از سیستم فازی تطبیقی جهت تخمین آن استفاده شده است. با اینکار به نوعی پیچیدگی حاصل از دینامیک محرک در کنترل کننده حذف می شود. عملکرد مطلوب سیستم های کنترل ارائه شده توسط توابع لیاپانوف اثبات گردید. رفتار قابل قبول سیستم تعلیق فعال خودرو در عبور از دست انداز به کمک نتایج شبیه سازی ارائه شده است. نتایج شبیه سازی، برتری سیستم کنترل فازی مقاوم را در مقایسه با سیستم کنترل مقاوم و سیستم تعلیق غیرفعال در تحقق اهداف کنترلی نشان داده است.

۵-۲ پیشنهادات

پیشنهادهای زیر جهت ادامه‌ی کار در پژوهش‌های آینده ارائه می‌گردد:

- در این تحقیق، بردار ضرایب سطح لغزش با سعی و خطا انتخاب شده است. می‌توان با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی، آن را جهت بهبود عملکرد سیستم تنظیم کرد.
- می‌توان از سیستم‌های فازی پیشرفته‌تر مانند سیستم فازی نوع ۲- به عنوان تخمین‌گر ترم-های نامعلوم استفاده کرد.
- در این پژوهش، تمامی حالت‌های سیستم در دسترس می‌باشند. در کارهای بعدی می‌توان با فرض در دسترس بودن فقط یکی از حالت‌های سیستم، قانون کنترل فازی مقاوم مبتنی بر رویتگر برای سیستم تعلیق فعال خودرو طراحی نمود.

پیوست

جدول ۱ پارامترهای محرک هیدرولیکی [42]

پارامتر	مقدار
α	$4/515 \times 10^{13}$
β	1
γ	$1/545 \times 10^9$
P_s	10342500
A	$3/35 \times 10^{-4}$
τ	0/003
K_e	0/001

جدول ۲ پارامترهای سیستم تعلیق [8]

پارامتر	مقدار
m_1	290kg
m_2	59kg
k_1	16812 N/m
k_2	190000 N/m
$c_1 = c_2$	1000 Ns/m

- [1] P. Krishnasamy, J. Jayaraj, and J. Dennie, "Experimental Investigation on Road Vehicle Active Suspension," *J. Mech. Eng.*, vol. 59, no. 10, pp. 620–625, 2013.
- [2] N. M. Ghazaly, A. E. N. S. Ahmed, A. S. Ali, and G. T. A. El-Jaber, "Hinf Control of Active Suspension System for A Quarter Car Model," *Int. J. Veh. Struct. Syst.*, vol. 8, no. 1, pp. 35–40, 2016.
- [3] M. Ali, M. Obaid, A. R. Husain, and Y. Ahmed, "Intelligent Optimal Controller of Active Suspension System based on Particle Swarm Optimization," *Int. J. Adv. Soft Comput. Appl.*, vol. 6, no. 3, 2014.
- [4] M. Akhtar, S. Alam, and F. Mohd, "Fuzzy Rules Incorporated Skyhook Theory Based Vehicular Suspension Design for Improving Ride Comfort," *Munaim Akhtar al. Int. J. Eng. Res. Appl.*, vol. 5, no. 5, pp. 30–36, 2015.
- [5] K. S. Patil, V. Jagtap, S. Jadhav, A. Bhosale, and B. Kedar, "Performance Evaluation of Active Suspension for Passenger Cars Using Mathlab," *J. Mech. Civ. Eng.*, pp. 6–14, 2012.
- [6] A. M. A.A.R. Abouel-Nour, "Active Control of Vehicle Suspension," University of Leeds, 1989.
- [7] O. M. Anubi, D. R. Patel, and C. D. Crane, "A New Variable Stiffness Suspension System: Passive Case," *Mech. Sci.*, vol. 4, no. 1, pp. 139–151, 2013.
- [8] A. Agharkakli, G. Sabet, and A. Barouz, "Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile," *Int. J.*, vol. 3, pp. 636–644, 2012.
- [9] R. Alkhatib, G. N. Jazar, and M. F. Golnaraghi, "Optimal Design of Passive Linear Suspension Using Genetic Algorithm," *J. Sound Vib.*, vol. 275, no. 3–5, pp. 665–691, 2004.
- [10] M.A. Nekoui and P. Hadavi, "Optimal Control of An Active Suspension System," *Proc. 14th Int. Power Electron. Motion Control Conf. EPE-PEMC 2010*, pp. 60–63, 2010.
- [11] H.S. Tan and T. Bradshaw, "Model Identification of An Automotive Hydraulic Active Suspension System," *Proc. Am. Control Conf.*, no. June, pp. 2920–2924, 1997.
- [12] A. Alleyne and J. K. Hedrick, "Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 3, no. 1, pp. 94–101, 1995.
- [13] E. Kim, "Nonlinear Indirect Adaptive Control of A Quarter Car Active Suspension," *Int. Conf. Control Appl.*, 1996.
- [14] W.-J. Evers, A. Teerhuis, A. van der Knaap, I. Besselink, and H. Nijmeijer, "The Electromechanical Low-Power Active Suspension: Modeling, Control, and Prototype Testing," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 133, no. 4, pp. 41008–41009, 2011.
- [15] I. Fialho and G. J. Balas, "Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear

Parameter Varying Gain Scheduling,” IEEE Trans. Control Syst. Technol., vol. 10, no. 1, pp. 43–54, 2002.

[16] H. Zhang, H. Winner, and W. Li, “Comparison between Skyhook and Minimax Control Strategies for Semi-active Suspension System,” Waset.Org, pp. 618–621, 2009.

[17] L. Miller, “Tuning Passive Semi Active, and Fully Active Suspension Systems,” Proc. 27th Conf. Decis. Control, pp. 3–9, 1988.

[18] D. C. Rutledge, M. Hubbard, and D. Hrovat, “A Two DOF Model for Jerk Optimal Vehicle Suspensions,” Veh. Syst. Dyn., vol. 25, pp. 113–136, 1996.

[19] N. Changizi and M. Rouhani, “Comparing PID and Fuzzy Logic Control A Quarter Car Suspension System,” Science (80)., vol. 3, no. 3, pp. 559–564, 2011.

[20] W. Wang, Y. Song, Y. Xue, H. Jin, J. Hou, and M. Zhao, “An Optimal Vibration Control Strategy for A Vehicle’s Active Suspension Based on Improved Cultural Algorithm,” Appl. Soft Comput. J., vol. 28, pp. 167–174, 2015.

[21] B. L. J. Gysen, T. P. J. Van Der Sande, J. J. H. Paulides, and E. a. Lomonova, “Efficiency of A Regenerative Direct Drive Electromagnetic Active Suspension,” IEEE Trans. Veh. Technol., vol. 60, no. 4, pp. 1384–1393, 2011.

[22] H. M. Chen, “Design of A Nonlinear Controller for A Quarter Vehicle Active Suspension System,” Proc. - 2012 Int. Symp. Comput. Consum. Control. ISC 2012, pp. 512–515, 2012.

[23] D. Saifia, M. Chadli, and S. Labiod, “ H_∞ Control of Multiple Model Subject to Actuator Saturation: Application to Quarter Car Suspension System,” Analog Integr. Circuits Signal Process., vol. 69, no. 1, pp. 81–90, 2011.

[24] J. S. Lin and I. Kanellakopoulos, “Nonlinear Design of Active Suspensions,” IEEE Control Syst. Mag., vol. 17, no. 3, pp. 45–59, 1997.

[25] W. H. Al-mutar, “Quarter Car Active Suspension System Control Using PID Controller Tuned by PSO,” vol. 11, no. 2, 2015.

[26] J.S. Chiou and M.T. Liu, “Using Fuzzy Logic Controller and Evolutionary Genetic Algorithm for Automotive Active Suspension System,” Int. J. Automot. Technol., vol. 10, no. 6, pp. 703–710, 2009.

[27] V. Behbood, J. Lu, and G. Zhang, “Adaptive Inference Based Learning And Rule Generation Algorithms in Fuzzy Neural Network for Failure Prediction,” Proc. IEEE Int. Conf. Intell. Syst. Knowl. Eng, pp. 33–38, 2010.

[28] Chen PC, Huang AC, " Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics", Vehicle Sys Dyn, 44: 357–368, 2006.

[29] Xuan DJ, Kim JW, Zang JI, Kim YB, "A study on active suspension system using time delay control", ICCAS Con Auto Sys Inte Con 07: 388– 393, 2007.

- [30] Fateh MM, Alavi SS, "Impedance control of an active suspension system", *Mechatronics* 19: 134–140, 2009.
- [31] Fateh MM, "Robust impedance control of a hydraulic suspension system", *Int J Robust and Nonlinear Cont* 20 :858–872, 2010.
- [32] Fateh MM, Zirkohi M, "Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimization", *Vehicle Sys Dyn* 49: 1951–1965, 2011.
- [33] Interval type-2 fuzzy-neural network indirect adaptive sliding mode control for an active suspension system, *nonlinear dynamic*, 2014.
- [34] A Robust Predictive Control Design for Nonlinear Active Suspension Systems, *Asian journal of control*, 2015.
- [35] A New Fuzzy Sliding Mode Controller with a Disturbance Estimator for Robust Vibration Control of a Semi-Active Vehicle Suspension System, *Applied science*, 2017.
- [36] M. D. D. J. K. Hedrick, "Implementation of An Active Suspension Preview Controller for Improved Ride Comfort," Univ. Calif. Berkeley, 2001.
- [37] G. D. Nusantara and G. Priyandoko, "PID State Feedback Controller of A Quarter Car Active Suspension System," *J. Basic Appl. Sci. Res.* 1, vol. 1, no. 11, pp. 2304–2309, 2011.
- [38] H. K. Khalil, *Nonlinear Systems*. 1996.
- [39] H. F., "Robust Adaptive Control Of Uncertain Nonlinear Systems," National University Of singapore, 2003.
- [40] a. Khatamianfar, M. M. Fateh, and S. S. Farahani, "On sliding mode control of the manual gas metal arc welding process," *2008 IEEE Int. Conf. Syst. Man Cybern.*, pp. 3570–3575, 2008.
- [41] R. Xu and Ü. Özgüner, "Sliding mode control of a class of underactuated systems," *Automatica*, vol. 44, no. 1, pp. 233–241, 2008.
- [42] N. Abdelfatah, H. Abdeldjebar, I. Bousserhane, S. Hadjeri, and P. Sicard, "Two wheel speed robust sliding mode control for electric vehicle drive," *Serbian J. Electr. Eng.*, vol. 5, no. 2, pp. 199–216, 2008.
- [43] C. Y. Su and T. P. Leung, "Sliding mode controller with bound estimation for robot manipulators," *IEEE Trans. Robot. Autom.*, vol. 9, no. 2, pp. 208–214, 1993.
- [44] Jean-Jacques E. Slotine and Weiping Li, *Applied Nonlinear Control*. 1991.

Abstract

Designing a new robust fuzzy controller to obtain driver comfort for active suspension system is the purpose of this thesis. The nonlinear dynamics of an actuator are considered during the control design of a quarter-car active suspension system. Hence, the state-space model of system is presented regarding the nonlinear actuator. A robust controller based on sliding mode method is designed in the presence of uncertainties. Then, a new robust fuzzy controller is developed by utilizing an adaptive fuzzy approximator in which the control goals are provided for the system.

Fast response, the nonlinear dynamics of actuator, an acceptable control signal, disturbance rejection and compensating the parametric uncertainties are the features of the proposed control law. The stability of the closed-loop systems is proven by Lyapunov functions. The numerical simulation is illustrated for passive suspension system and the active suspension systems. The superiority of the proposed robust fuzzy controller is confirmed through the results. The MATLAB- SIMULINK software is employed for simulation.

Keyword: Active suspension system; Hydraulic actuator; Sliding mode control; Robust fuzzy control; Lyapunov theorem.



Faculty of Electrical and Robotics Engineering

M.Sc. Thesis in Control Engineering

**Robust Fuzzy control of Active Suspension
System with Uncertainly Compensation**

By: Reza Fazeli

Supervisor:

Dr. Mohammad Hadad Zarif

August 2018