

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی برق و رباتیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی کنترل

کنترل کننده‌ی مود لغزشی مرتبه بالا مبتنی بر رویتگر برای سیستم

تعليق فعال خودرو

نگارنده: سعید کاکولوند

استاد راهنما:

دکتر علیرضا الفی

شهریور ۹۷

شماره ۱۵۸۷، آ.ت.ب  
تاریخ: ۹۷، ۲، ۵

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 سعید کاکولوند با شماره دانشجویی ۹۵۱۲۱۰۴ رشته مهندسی برق - کنترل گرایش کنترل تحت عنوان: کنترل کننده مود لغزشی مرتبه بالا مبتنی بر رویکرد برای سیستم تعلیق فعال خودرو که در تاریخ ۱۳۹۷/۰۶/۰۵ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه: <u>میانگین</u> )	<input type="checkbox"/> مردود
<input checked="" type="checkbox"/> نظری	<input type="checkbox"/> عملی

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	دکتر الهی	۱- استاد راهنمای اول
	—	—	۲- استاد راهنمای دوم
	—	—	۳- استاد مشاور
	دانشیار	دکتر محمدزاده	۴- نماینده تحصیلات تکمیلی
	دانشیار	دکتر علی زاده	۵- استاد ممتحن اول
	دانشیار	دکتر الیزاده	۶- استاد ممتحن دوم

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 :

### **پدر و مادر عزیزم**

و به تمام کسانی که نیک می‌اندیشند و عقل و منطق را پیشه خود نموده و جز رضای الهی و پیشرفت و سعادت جامعه، هدفی ندارند.

دانشمندان، بزرگان، و جوانمردانی که جان و مال خود را در حفظ و اعتلای این مرز و بوم فدا نموده و می‌نمایند.

### **تقدیم به خواهرم:**

که وجودش شادی بخش و صفایش مایه آرامش من است.

### **تقدیم به برادرانم:**

که همواره در طول تحصیل متحمل زحماتم بودند و تکیه گاه من در مواجهه با مشکلات، و وجودشان مایه دلگرمی من می باشد.

## تشکر و قدردانی

سپاس و ستایش خدای را که همیشه مرا مورد لطف و عنایت خود قرار داده تا به کمک بزرگانی طی طریق کنم و هم اکنون این پژوهش را به پایان برسانم. از این رو ضمن تقدیر و تشکر از این عزیزان، توفیق روز افزون ایشان را از خداوند متعال خواستارم.

## تعهد نامه

اینجانب سعید کاکولوند دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی کنترل دانشکده مهندسی برق و رباتیک دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه کنترل کننده‌ی مود لغزشی مرتبه بالا مبتنی بر روبیتگر برای سیستم تعلیق فعال خودرو تحت راهنمایی آقای دکتر الفی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه 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 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 شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه شاهرود» و یا «Shahrood University» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن) 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.

تاریخ

امضای دانشگاه

### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه شاهرود می‌باشد. 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 نمی‌باشد.

## چکیده

هدف از این پایان‌نامه، طراحی قانون کنترل حالت لغزشی مرتبه بالا مبتنی بر رویتگر برای سیستم تعلیق فعال خودرو می‌باشد. ابتدا فرم فضای حالت سیستم تعلیق فعال ارائه می‌شود و همه دینامیک سیستم به صورت یک اغتشاش مجتمع در نظر گرفته می‌شود. سپس کنترل‌کننده حالت لغزشی مرتبه دوم طراحی می‌شود. از آنجا که دینامیک سیستم به صورت نامعلوم فرض شده است (نزدیک شدن به واقعیت) لذا یک رویتگر اغتشاش سوپرتویستینگ طراحی می‌شود و در نتیجه قانون کنترل حالت لغزشی مرتبه دوم مبتنی بر رویتگر شکل می‌گیرد. روش پیشنهادی توانایی غلبه بر انواع عدم قطعیت‌ها اعم از نامعینی پارامتری، اغتشاش خارجی و دینامیک مدل نشده را دارد. پدیده لرزش سیگنال کنترل توسط روش مذکور حذف می‌گردد و از این حیث حائز اهمیت می‌باشد. همچنین به منظور مقایسه، قانون کنترل حالت لغزشی مرتبه یک مبتنی بر رویتگر نیز طراحی می‌شود. رفتار مقاوم سیستم کنترل حلقه بسته در غلبه بر عدم قطعیت، سیگنال کنترل قابل قبول، دستیابی به راحتی سرزشین و به حداقل رساندن جابجایی بدنه از مزایای روش پیشنهادی این تحقیق می‌باشد. اثبات پایداری سیستم کنترل‌های پیشنهادی به کمک توابع منتخب لیاپانوف ارائه می‌شود. شبیه‌سازی برای سیستم تعلیق غیر فعال، سیستم تعلیق فعال با کنترل‌کننده حالت لغزشی مرتبه دو مبتنی بر رویتگر و کنترل‌کننده حالت لغزشی مرسوم مبتنی بر رویتگر انجام می‌شود. نتایج شبیه‌سازی موفقیت روش کنترلی پیشرفته را در مقایسه با روش مرسوم نشان می‌دهد. شبیه‌سازی در محیط سیمولینک نرم افزار MATLAB انجام شده است.

**کلمات کلیدی:** کنترل حالت لغزشی مرتبه دو، رویتگر اغتشاش، الگوریتم سوپرتویستینگ، سیستم تعلیق فعال خودرو، کنترل مقام، تئوری لیاپانوف.

## فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فصل ۱ مقدمه .....	۱
۱-۱ مقدمه .....	۲
۱-۲ سیستم تعلیق غیرفعال .....	۷
۳-۱ سیستم تعلیق نیمه فعال .....	۸
۱-۴ سیستم تعلیق فعال .....	۸
۱-۵ مروری بر تحقیقات پیشین .....	۹
۱-۶ مروری بر پایان نامه .....	۱۱
فصل ۲ مدل سازی سیستم تعلیق .....	۱۳
۲-۱ مقدمه .....	۱۴
۲-۲ مدلسازی سیستم تعلیق خودرو .....	۱۴
۲-۳ پروفایل جاده .....	۱۶
۲-۴ عملگر هیدرولیکی .....	۱۶
فصل ۳ طراحی کنترل کننده مود لغزشی مبتنی بر رویتگر .....	۲۱
۳-۱ مقدمه .....	۲۲
۳-۲ کنترل حالت لغزشی مرسوم .....	۲۲
۳-۲-۱ مشکلات مود لغزشی مرسوم (کلاسیک) .....	۲۴
۳-۲-۲ مقدمه‌ای پیرامون کنترل مود لغزشی مرتبه بالا .....	۲۴
۳-۳ طراحی کنترل حالت لغزشی مرتبه دو مبتنی بر رویتگر .....	۲۶



۲۸	اثبات پایداری	۳-۳-۱
۳۱	الگوریتم جستجوی گرانشی	۳-۳-۲
۳۷	فصل ۴ نتایج شبیه سازی	
۳۸	مقدمه	۴-۱
۳۸	شبیه سازی	۴-۲
۴۵	فصل ۵ نتیجه گیری و پیشنهادات	
۴۶	نتیجه گیری	۵-۱
۴۷	پیشنهادات	۵-۲
۴۷	پیوست	
۴۷	مراجع	

## فهرست شکل‌ها

---

- شکل (۱-۲) مدل یک چهارم سیستم تعلیق فعال ..... ۱۵
- شکل (۲-۲) دیاگرام مجموعه تجهیزات محرک هیدرولیکی [27] ..... ۱۸
- شکل (۳-۲) ساختار کنترل ردیابی نیرو ..... ۱۹
- شکل (۱-۳) بلوک دیاگرام الگوریتم جستجوی گرانشی ..... ۳۵
- شکل (۱-۴) مدل جاده ..... ۳۹
- شکل (۲-۴) جابجایی سیستم تعلیق ..... ۴۰
- شکل (۳-۴) سرعت جابجایی سیستم تعلیق ..... ۴۰
- شکل (۴-۴) جابجایی بدنه خودرو ..... ۴۲
- شکل (۵-۴) شتاب جابجایی بدنه خودرو ..... ۴۰
- شکل (۶-۴) سیگنال کنترل ..... ۴۲
- شکل (۷-۴)  $f$  و تخمین آن برای کنترل کننده ی حالت لغزشی مرتبه پایین ..... ۴۳
- شکل (۸-۴)  $f$  و تخمین آن برای کنترل کننده ی حالت لغزشی مرتبه بالا ..... ۴۳
- شکل (۹-۴) خطای تخمین سطح لغزش کنترل کننده ی حالت لغزش مرتبه یک ..... ۴۳
- شکل (۱۰-۴) خطای تخمین سطح لغزش کنترل کننده ی حالت لغزش مرتبه بالا ..... ۴۴

## فهرست جدول ها

---

---

جدول ۳ پارامترهای محرک هیدرولیکی [42] ..... ۴۸

جدول ۴ پارامترهای سیستم تعلیق [8] ..... ۴۸



---

---

# فصل ۱

## مقدمه

---

---

## ۱-۱ مقدمه

امروزه تقاضا برای امنیت و راحتی سرنشین از اساسی‌ترین ملزومات در طراحی یک کنترل‌کننده برای سیستم تعلیق خودرو می‌باشد. جهت دستیابی به این اهداف زمینه‌های متعددی برای تحقیق و پژوهش وجود دارد. از مسائل تاثیرگذار بر این اهداف، طراحی مناسب و ساختار مکانیکی سیستم تعلیق خودرو است. همانطور که می‌دانیم ناهمواری‌ها و دست اندازهای سطح جاده از عوامل لرزش خودرو می‌باشد. نوسان سطح جاده از طریق چرخ‌ها به بدنه خودرو منتقل می‌گردد و باعث رانندگی ضعیف، اختلال در راحتی سرنشین، محدودیت در سرعت وسیله نقلیه و کاهش طول عمر مفید خودرو می‌شود. از این‌رو وظیفه‌ی سیستم تعلیق خودرو به حداکثر رساندن اصطکاک بین لاستیک و سطح جاده برای فراهم آوردن هدایت پایدار، رانندگی خوب و اطمینان از راحتی سرنشین می‌باشد لذا در تحقق اهداف مذکور رعایت محدودیت‌هایی از قبیل کمینه کردن میزان جابه‌جایی بدنه و چرخ‌ها، کمینه کردن میزان جابه‌جایی ارتفاع بدنه در اثر تغییر میزان بار وسیله و کمینه کردن میزان توان مصرفی لحاظ می‌شود. سیستم تعلیق باید به گونه‌ای طراحی شود که بتواند اثر هر نوع اغتشاشی (ناهمواری کم و پیوسته در جاده، برآمدگیهای سطح جاده، چاله) را تا حد ممکن کاهش دهد [1].

اجزای مهم سیستم تعلیق که در دینامیک سیستم نقش ایفا می‌کنند شامل فنر، کمک فنر و چرخ است. اغلب محققین چرخ را با یک فنر و بعضی نیز با یک فنر و یک کمک فنر به صورت موازی مدل می‌کنند [2]. 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 بیشتری و کاهش پایداری خودرو

می‌شوند. در واقع فنرها اتصال انعطاف پذیر بین چرخ‌ها و بدنه ایجاد می‌کنند [4], [3].

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 مرحله ای سوپاپ‌های کمک فنر در سرعت‌های مختلف می‌باشد.

سیستم تعلیق خودرو به سه دسته‌ی اصلی غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال تقسیم بندی می‌شوند که در ادامه به طور مختصر توصیف می‌شوند.

برای تعلیق خودرو دو توصیف وجود دارد: تعلیق ثابت و تعلیق مستقل.

وقتی هر دو چرخ به یک محور واحد متصل گردند و در یک زمان با هم نوسان کنند تعلیق را ثابت گویند. مزایای آن بصورت زیر است:

**الف:** قیمت تمام شده ارزان

**ب:** استحکام محور زیاد بوده و در خودروهای سنگین به کار گرفته می‌شود.

**ج:** زوایای چرخ‌ها ثابت است و لاستیک ساییدگی در آن‌ها زیاد نیست.

**د:** تعلیق نیروهای جانبی وارد بر چرخ‌ها را جذب می‌کند در نتیجه نیاز به اهرم‌های تعادل نیست.

ه: در جاده‌های کم اصطکاک تعادل فرمان خودرو به خوبی حفظ می شود.

اما برای تعلیق ثابت معایبی نیز وجود دارد:

**الف:** در صورت قرار گرفتن یک چرخ روی مانع، بدنه کاملاً منحرف شده و روی چرخ دیگر تأثیر می گذارد.

**ب:** به علت سنگینی قسمت فنر بندی نشده نیاز به فنر بندی نیرومندی در محور نیست بنابراین سیستم فنربندی سخت و انعطاف پذیر است.

در تعلیق مستقل هر چرخ به طور مستقل ارتعاش کرده و بر روی چرخ دیگر تأثیر نمی گذارد. مهم ترین قطعه ای که در تعلیق مستقل وجود دارد، اتصالات و مفصل‌های سیبکی می باشد. سیبک‌ها قطعات کروی شکلی هستند که به خوبی حرکت بین دو قطعه را بدون کمترین اصطکاک فراهم می کنند. در عین حال سیبک‌ها در معرض نیروهای کششی و فشاری قرار می گیرند. وقتی سیبکی در بالای طبق پایینی و زیر محور چرخ قرار می گیرد تحت تأثیر نیروی کششی است زیرا محور چرخ متمایل به بالا و طبق متمایل به پایین است و در نتیجه سیبک کشیده می شود. وقتی سیبکی در زیر طبق بالایی و روی محور چرخ قرار گیرد تحت تأثیر نیروی فشاری است زیرا محور چرخ به وسیله چرخ متمایل به بالا و طبق نیز با کشش فنر متمایل به پایین می شود در نتیجه سیبک کشیده می شود.

مزایای تعلیق مستقل بصورت زیر است:

**الف:** به علت تماس چرخ‌های جلو با جاده، هدایت و کنترل خودرو بهتر انجام می شود.

**ب:** نیروهای وارد شده به چرخ‌ها به وسیله‌ی سیستم تعلیق جذب شده و از انتقال آن به شاسی جلوگیری می شود.

**ج:** نوسان هر چرخ به چرخ دیگر و به شاسی انتقال نمی یابد و آسایش سرنشینان بیشتر است.



د: وزن محور به وسیله شاسی جذب می شود بنابراین دیفرانسیل و قطعات سنگین در شمار قطعات فنر بندی شده هستند و می توان فنر نرمی را برای تعلیق انتخاب کرد.

ه: در هنگام شتاب گیری و پیچیدن خودرو چرخ ها سطح اتکا بیشتری به دست آورده و ایمنی آن افزایش می یابد.

اما در کنار مزایای آن، معایبی نیز گزارش شده است:

**الف:** در اثر ارتعاش زیاد که به انعطاف و نرمی آن ها مربوط می شود تغییرات زاویه ای چرخ ها زیاد می گردد و لاستیک سایب افزایش می یابد

**ب:** مخارج تعمیر و نگه داری و تولید تعلیق مستقل زیاد است.

سیستم تعلیق مستقل خود به طبق دار دابل، مک فرسون و اهرم طولی دسته بندی می گردد.

### **تعلیق مستقل طبق دار دابل:**

یکی از محکم ترین تعلیق های مستقل می باشد. طبق ها اهرم های مثلثی شکلی است که قاعده ای آن ها به رام شاسی و راستشان به وسیله ای مفصل سیبکی به اهرم چرخ اتصال داده می شود. معمولا فنر این گونه تعلیق مارپیچی یا پیچشی است. در صورت مارپیچی بودن فنر در روی طبق زیر و زیر شاسی در محل مناسبی که پیش بینی شده تکیه می کند. در صورت داشتن فنر پیچشی میله ای فنر به طبق بسته می شود.

خصوصیات تعلیق طبق دار بصورت زیر است:

**الف:** جذب همه ی نیروهای عمودی طولی و عرضی به وسیله ای اهرم های تعلیق.

**ب:** در صورت کوچک تر ساختن طبق بالا و بزرگ تر بودن طبق پایین و غیر موازی نصب کردن آنها می توان هندسه چرخ ها را طوری تنظیم کرد که در موقع پیچیدن سطح اتکای چرخ ها زیاد شود در نتیجه ایمنی حرکت در هنگام پیچیدن افزایش می یابد. در صورت موازی بودن طبق ها چرخ ها فقط در صفحه ای قائم نوسان می کنند و تغییر زاویه نمی دهند.

## تعليق مستقل مک فرسون:

در این نوع تعليق یک طبق در زیر و یک محور نسبتاً بلند در بالای اهرم چرخ به کار می رود. اهرم زیر گل گیر به وسیله ی فلانچ یاتاقان می شود و محور میتواند داخل فلانچ چرخش کند. از طرف پایین هم محور چرخ روی سیبکی چرخش می کند بنابراین در مفصل بندی آن فقط یک سیبک قرار دارد.

مزایای تعليق مستقل مک فرسون:

**الف:** ساده بودن ساختمان تعليق و ارزانی قیمت تمام شده و امکان تغییرات آن

**ب:** چرخ کم کج می شود و لاستیک سایي آن زیاد نیست

**ج:** از بین زوایای مختلف فقط دو زاویه نیاز به تنظیم دارد.

معایب تعليق مستقل مک فرسون:

**الف:** به تکیه گاه زیر گل گیر جایی که فلانچ بسته می شود نیروی زیادی وارد می شود از این رو باید زیرسازی نیرومندی در هنگام ساخت به عمل آید.

**ب:** ضربه های چرخ با وجود قرار دادن لاستیک به اتاق وارد می شود و تولید صدا می کند.

**ج:** نیروهای عمودی و عرضی وارد شده بر چرخ اهرم مایل بلند را کج می کند و در نتیجه دسته ی پیستون کمک فنر کج می شود و ضمن ضربه زدن تعليق لاستیک سایي افزایش می یابد.

تعليق مستقل جلو با اهرم طولی:

در این تعليق یک یا دو اهرم نیرومند طولی قرار می گیرد که یک سر اهرم ها به محور چرخ و سر دیگرشان به سیستم فنربندی و شاسی متصل می شود. در خودروهای رور (rover) مدل ۲۰۰۰ و ۳۵۰۰ اهرم طولی به شکل دو شاخه است که راس آن به سیبک و قاعده ی آن به شاسی و فنر مارپیچی متصل می شود. در خودروی ژیان از اهرم طولی قوس دار که ژامبون نامیده می شود، استفاده شده است. فنربندی اهرم های طولی از نوع مارپیچی است که در داخل استوانه ای قرار گرفته است.

استوانه خود در طول خودرو و زیر رکاب درهای شاسی قرار داده شده است. در خودروهای فولکس واگن، برای هر دو تعلیق جلو و عقب از تعلیق اهرم طولی دوپل استفاده کرده اند. یک سر اهرم طولی به اهرم چرخ و سر دیگر شان به دسته فنرهای پیچشی متصل می‌شود.

### تعلیق مستقل عقب با اهرم طولی:

اهرم طولی مستقل در محور عقب مانند محور جلو به صورت اهرم طولی دوپل فولکس واگن و اهرم خمیده ژیان و غیره بکار می‌رود. هرگاه اهرم‌ها موازی باشند چرخ‌ها کجی پیدا نکرده بلکه فقط در صفحه قائم نوسان می‌کنند.

از طرفی سیستم تعلیق خودرو به سه دسته‌ی اصلی غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال تقسیم بندی می‌شوند که در ادامه به طور مختصر توصیف می‌شوند.

## ۱-۲ سیستم تعلیق غیرفعال

در ساختار سیستم تعلیق غیرفعال به طور عمده از فنر حلقوی و کمک فنر هیدرولیکی استفاده می‌شود. در این حالت به دلیل ثابت بودن ضریب سختی فنرها و ضریب میرایی کمک فنرها، شرایط جاده ای به طور مستقیم بر عملکرد سیستم تعلیق تاثیرگذار است. سیستم تعلیق غیرفعال تنها قادر به برقراری مصالحه بین دو معیار راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن است [5] انتخاب بهینه پارامترهای طراحی مانند جرم سیستم تعلیق، فنر و کمک فنر بکار رفته در ساختار سیستم تعلیق در محدوده کاری خاصی برترین پاسخ را می‌دهد؛ اما تغییر در فرکانس اغتشاش ورودی که از ناهمواری‌های متفاوت جاده به وجود می‌آید، باعث می‌شود که سیستم طراحی شده از نقطه کار بهینه خود فاصله گرفته و اعتبار طراحی سیستم تعلیق غیرفعال کاهش یابد [6].

### ۱-۳ سیستم تعلیق نیمه فعال

در سیستم تعلیق نیمه فعال معمولاً فنر بدون تغییر باقی می‌ماند ولی ضریب کمک فنر قابلیت تغییر با توجه به شرایط جاده را دارا می‌باشد. برای تنظیم رفتار خودرو در مقابله با ناهمواری‌های مختلف جاده، با استفاده از روش کنترلی مناسب به صورت حلقه بسته ضریب کمک فنر تغییر می‌یابد. در این سیستم برای تنظیم نیرو، به تنظیم سطح دهانه در کمک فنر می‌پردازند. به این ترتیب که درون کمک فنر یک صفحه سوراخ دار قرار می‌گیرد که روغن موجود در کمک فنر برای جابه‌جا شدن باید از درون این سوراخ‌ها عبور کند. یک صفحه‌ی متحرک قابل کنترل روی آن صفحه وجود دارد که با حرکت دادن آن می‌توان تعداد سوراخ‌های باز برای عبور روغن را کم و زیاد کرد. با بستن مسیر تعدادی سوراخ، مسیر عبور روغن کوچکتر می‌شود و ضریب کمک فنر افزایش می‌یابد. با توجه به توانایی محدود سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه فعال در حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری‌های جاده، سیستم تعلیق فعال پیدایش کرد [7].

### ۱-۴ سیستم تعلیق فعال

در سیستم تعلیق فعال برای کنترل نیروهای وارده بر بدنه خودرو از یک محرک هیدرولیک که میان جرم معلق و جرم غیرمعلق و به صورت موازی با سیستم تعلیق معمولی قرار می‌گیرد، استفاده می‌شود. در این روش شتاب و بار عمودی چرخ خودرو با استفاده از سنسورهای مناسب اندازه‌گیری می‌شود و به یک کنترل‌کننده دیجیتال وارد می‌گردد. این کنترل‌کننده با اعمال راهبرد مناسب، پالس‌هایی را جهت کنترل شیرهای سرو هیدرولیک که در مسیر عبور جریان روغن نصب شده‌اند، صادر می‌کند. در این سیستم با اعمال نیروی اضافی به سیستم تعلیق به واسطه عملگر هیدرولیک، مقادیر شتاب عمودی وارد بر سرنشین و جابجایی سیستم تعلیق تا حدود زیادی کاهش پیدا کرده و راحتی سفر و کیفیت رانندگی بهبود پیدا می‌کند. تجهیزات سخت افزاری به کار رفته در سیستم تعلیق فعال، بسیار پیچیده و گران و با توان مصرفی بالا می‌باشد. محققین سیستم تعلیق را معمولاً به سه صورت مدل

می‌کنند و سپس طراحی‌های خود را بر آن اساس انجام می‌دهند. مدل کامل تعلیق که شامل چهار چرخ خودرو می‌باشد؛ مدل نیمه تعلیق که در این حالت دو چرخ را مورد بررسی قرار می‌دهند و با توجه به هدف تحقیق و بررسی مورد نظر دو چرخ را از جلو، عقب و یا کنار انتخاب می‌کنند. مدل یک چهارم تعلیق که در این حالت تنها یکی از چرخ‌ها به صورت مستقل مدل سازی می‌شود. هدف از این نوع مدل سازی در کنترل سیستم تعلیق، مطالعه درباره‌ی حرکات عمودی خودرو می‌باشد [7], [5].

## ۵-۱ مروری بر تحقیقات پیشین

تاکنون روش‌های مختلفی برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو ارائه شده است. طراحی کنترل کننده بر مبنای مدل با چالش روبرو است. زیرا مدل سیستم به خاطر وجود عوامل مختلف همراه با عدم قطعیت است. روش‌های کنترلی پیشرفته برای غلبه بر عدم قطعیت مدل توسعه یافتند. روش‌های کنترل تطبیقی [8] برای غلبه بر عدم قطعیت پارامتری و روش‌های کنترل مقاوم [9] و کنترل مقاوم تطبیقی [10] برای غلبه بر اغتشاش خارجی و دینامیک مدل نشده برای سیستم‌های تعلیق فعال ارائه شدند. در [11] از تنظیم کننده مربعات خطی<sup>۱</sup> برای کنترل مدل یک‌چهارم سیستم تعلیق استفاده شده است. محرکی که برای تامین نیروی کنترل استفاده شده است نیز از نوع الکترومغناطیسی است. در [12] یک کنترل کننده فازی تطبیقی مود لغزشی برای سیستم تعلیق فعال خودرو پیشنهاد شده است که دینامیک محرک توسط یک حلقه داخلی بی اثر گردیده است. در [13] یک قانون کنترل فازی مدل پیش‌بین بر پایه روش ناتساوی ماتریس خطی برای سیستم تعلیق فعال ارائه شده است. در [14] 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. در مرجع [15] نیز کنترل کننده‌ی سطح لغزش برای کاهش شتاب و لرزش خودرو طراحی و برای تامین نیروی کنترل از یک محرک

---

<sup>۱</sup>Linear Quadratic Regulator

هیدرولیکی استفاده شده است. همچنین اثبات شده است که سیستم حلقه بسته پایدار نهایی یکنواخت است. در مرجع [16] از کنترل کننده PID برای کنترل سیستم استفاده شده است و با استفاده از الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات<sup>۱</sup> ضرایب بهینه کنترل کننده مشخص شده است. همچنین از محرک هیدرولیکی برای تامین نیروی مورد نیاز کنترل استفاده شده است. در مرجع [17] 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 [18] کنترل کننده فازی تطبیقی طراحی شده است و گام های یادگیری کنترل کننده با استفاده از توابع RBFN<sup>۲</sup> به صورت آنلاین تنظیم می شوند. در [19] 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 [20] 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 [21] 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 [22] روش کنترل امپدانس مقاوم برای دستیابی به کنترل مقاوم در حضور عدم قطعیت ارائه شد. در [23] روش کنترل امپدانس تطبیقی با قابلیت تنظیم خودکار پارامترهای سیستم کنترل پیشنهاد شده که توسط الگوریتم بهینه سازی پرندگان پاسخ مطلوبی را ارائه داده است.

---

<sup>۱</sup> Particle Swarm Optimization

<sup>۲</sup>Radial Basis Function Network

## ۱-۶ مروری بر پایان نامه

در این فصل مقدمه‌ای از سیستم تعلیق، اهداف طراحی کنترل کننده برای سیستم تعلیق فعال و مقایسه‌ای بین انواع سیستم‌های تعلیق ارائه گردید. سپس مروری بر روی تحقیقات و پژوهش‌های انجام شده در این حوزه صورت گرفت. در فصل دوم مدل ریاضی سیستم تعلیق معرفی و معادلات آن در شکل فضای حالت توصیف می شود. همچنین محدودیت‌هایی که در استفاده از این محرک با آن مواجه هستیم بیان می گردد. در انتهای فصل نیز پروفایل جاده که برای شبیه سازی استفاده می شود، معرفی می گردد. در فصل سوم، قانون کنترل حالت لغزشی مرتبه بالا مبتنی بر رویکرد طراحی میشود و اثبات پایداری به کمک تئوری لیاپانوف صورت می گیرد. همچنین به منظور انجام مقایسه، یک کنترل کننده مود لغزشی مرتبه سوم مبتنی بر رویکرد نیز طراحی می شود. در فصل چهارم نتایج شبیه سازی کنترل کننده‌های مذکور ارائه می شود. برای بررسی بهتر عملکرد سیستم، نتایج حاصل از طراحی کنترل کننده‌ی مود لغزشی مرتبه دوم با نتایج سیستم تعلیق غیرفعال و سیستم تعلیق فعال با کنترل کننده‌ی مود لغزشی مرسوم مقایسه می شوند. در فصل آخر نیز نتیجه‌گیری تحقیق حاضر ارائه و پیشنهادهای برای پژوهش‌های آتی در حوزه کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو ارائه خواهد شد.





---

---

## فصل ۲

### مدل سازی سیستم تعلیق

---

---

## ۲-۱ 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 آن 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:

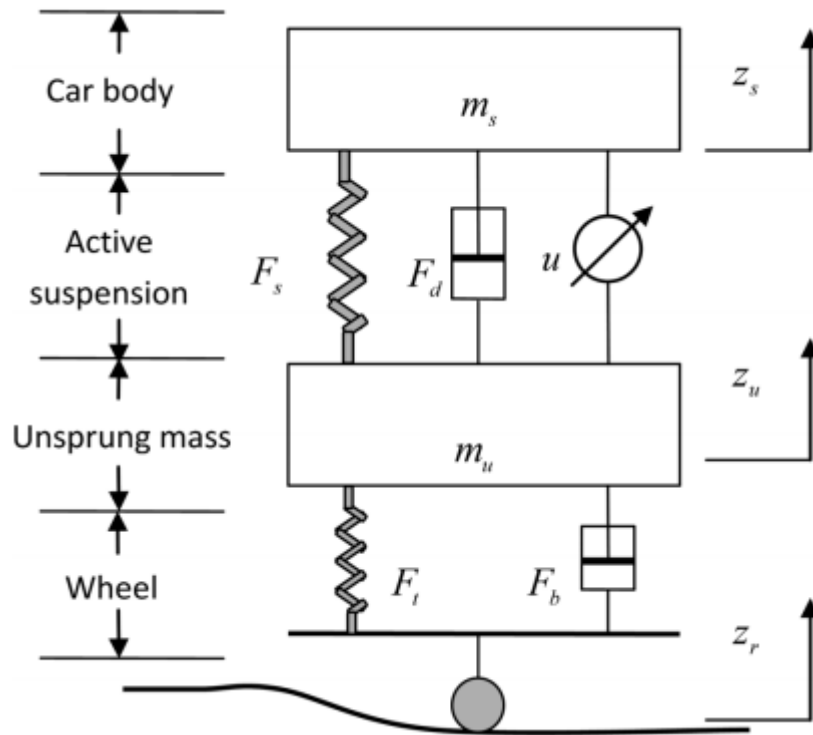
- ۱- خودرو در یک مسیر مستقیم و با سرعت ثابت در حال حرکت است.
- ۲- چرخ‌ها در تمام مسیر حرکت با سطح جاده در تماس است و از آن جدا نمی‌شود.
- ۳- اغتشاشات جاده به شکلی مشابه به تمام چرخ‌ها وارد می‌شود.
- ۴- توزیع وزن خودرو یکسان است و هر چرخ یک‌چهارم وزن کل خودرو را تحمل می‌کند.

## ۲-۲ مدل سازی سیستم تعلیق خودرو

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

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -F_d - F_s + u & (1-2) \\ m_u \ddot{z}_u &= F_d + F_s - F_t - F_b - u \end{aligned}$$

که  $m_s$  جرم معلق،  $m_u$  جرم بدنه،  $F_s$  نیروی تولیدی توسط فنر غیرخطی،  $F_d$  نیروی تولیدی توسط دمپر غیرخطی،  $F_t$  نیروی الاستیته چرخ،  $F_b$  نیروی میرایی چرخ،  $u$  سیگنال کنترل ورودی که توسط محرک تولید می‌شود،  $z_s$  و  $z_u$  جابجایی عمودی بدنه و جرم‌های معلق،  $z_r$  جابجایی متاثر از دست‌انداز جاده می‌باشد.



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

با توجه به معادلات سیستم تعلیق، متغیرهای حالت به صورت زیر انتخاب می‌شوند:

$$x_1 = z_s - z_u \quad (۲-۲)$$

$$x_2 = \dot{z}_s - \dot{z}_u$$

که  $x_1$  به راحتی قابل اندازه‌گیری است. فرم فضای حالت ارائه شده بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (۳-۲)$$

$$\dot{x}_2 = -mF_d - mF_s + \frac{1}{m_u}(F_t + F_b) + mu$$

که

$$m = \frac{m_s + m_u}{m_s m_u} \quad (۴-۲)$$

در این تحقیق به منظور نزدیک شدن به واقعیت مساله، کل مدل اعم از  $F_b, F_t, F_s, F_d, m_u, m_s$

نامعلوم در نظر گرفته شده اند لذا معادله فوق بصورت زیر قابل بازنویسی است:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (۵-۲)$$

$$\dot{x}_2 = f + bu$$

که در آن  $f = m(-F_d - F_s) + \frac{1}{m_u}(F_t + F_b) + (m - b)u$  عدم قطعیت است و  $b$  مقدار نامی

$m$  است. همچنین نیروهای مذکور به صورت زیر تعریف شده اند [24]:

$$F_d = b_d(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + b_{dn}(\dot{z}_s - \dot{z}_u)^2 \quad (6-2)$$

$$F_s = k_s(z_s - z_u) + k_{sn}(z_s - z_u)^3$$

$$F_t = k_f(z_u - z_r)$$

$$F_b = b_f(\dot{z}_u - \dot{z}_r)$$

### ۳-۲ پروفایل 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:

$$x(y) = \begin{cases} h \left( 1 - \cos\left(\frac{2\pi}{L}y_d\right) \right) & \text{for } 0 \leq y_d \leq L \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (7-2)$$

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:

$$x(t) = \begin{cases} h \left( 1 - \cos\left(\frac{2\pi v}{L}t\right) \right) & \text{for } 0 \leq t \leq \frac{L}{v} \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (8-2)$$

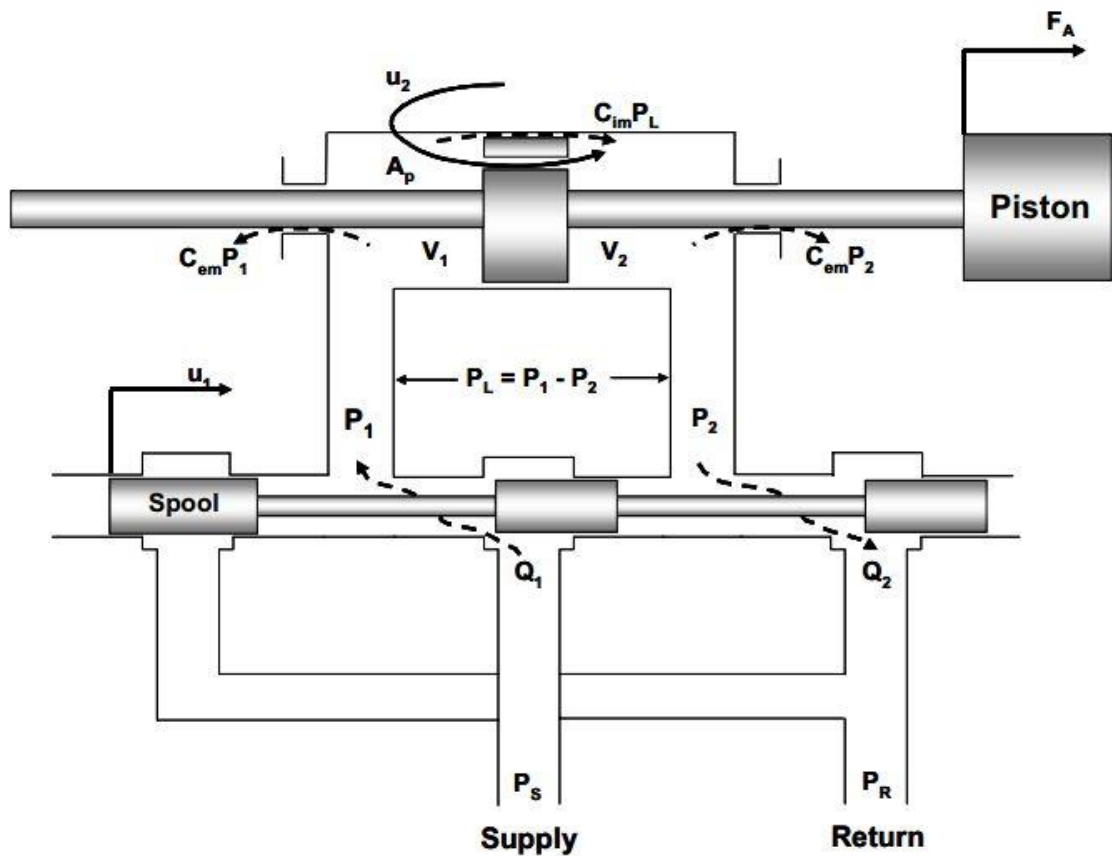
### ۴-۲ عملگر هیدرولیکی

محرك 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<sup>۱</sup> استفاده شود [25] دریچه‌ی بایپس می‌تواند برای کاهش مصرف انرژی سیستم استفاده شود. اگر سوزن پیستون را در مکان صفر خود ثابت کنیم، دریچه‌ی بایپس و محرک رفتاری مانند یک کمک‌فنر متغییر را خواهد داشت [26].

---

<sup>۱</sup>Bypass



شکل (۲-۲) تجهیزات محرک هیدرولیکی [27]

نیروی ایجاد شده توسط محرک از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$F_a = AP_L \quad (۹-۲)$$

که  $A$  مساحت پیستون و  $P_L$  فشار تولید شده توسط محرک است که از معادله زیر قابل محاسبه است [11].

$$\frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L = Q_L - C_t P_L - A(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad (۱۰-۲)$$

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} [P_s - \text{sgn}(x_v) P_L]}$$

که  $w$  پهنای شیر کنترل،  $\rho$  چگالی سیال،  $P_s$  فشار منبع، حجم مؤثر مایع است. بنابراین می توان

نیروی تولیدی توسط محرک را از رابطه‌ی زیر محاسبه کرد [28]:

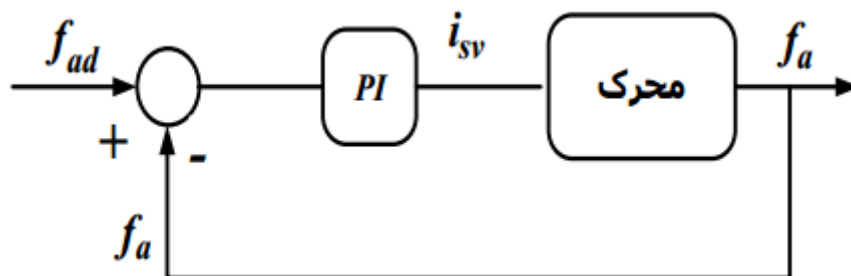
$$\dot{F}_a = -\beta F_a - \alpha A^2 (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + \gamma A \sqrt{P_s - \frac{\text{sgn}(x_v) F_a}{A}} x_v \quad (11-2)$$

که در رابطه‌ی بالا  $\alpha = \frac{4\beta e}{V_t}$ ،  $\beta = \alpha C_t$  و  $\gamma = \alpha C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$  است. 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 [27]:

$$\tau \dot{x}_v + x_v = u \quad (12-2)$$

که  $\tau$  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، داریم.

روش‌های مختلفی برای کنترل سیستم تعلیق در حضور محرک هیدرولیکی طراحی شده است. کنترل کننده تناسبی - انتگرالی برای ردیابی نیرو موثر بوده است. ساختار کنترل ردیابی نیرو محرک هیدرولیکی بصورت زیر نشان داده می‌شود:



شکل (۳-۲) ساختار کنترل ردیابی نیرو

برای کنترل عملگر هیدرولیکی و ردیابی نیروی تولید شده توسط کنترل حلقه‌ی خارجی از کنترل کننده تناسبی-انتگرالی به عنوان کنترل حلقه داخلی استفاده شده است. ورودی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی خطای ردیابی نیرو می‌باشد و جریان کنترل را برای راه اندازی شیر سوزنی ارائه می‌دهد.



---

---

## فصل ۳

# طراحی کنترل کننده مود لغزشی مبتنی بر

## رویتر

---

---

## ۳-۱ مقدمه

عدم قطعیت جزء جدا ناپذیر از سیستم‌ها می‌باشد لذا در طراحی کنترل‌کننده باید به آن توجه زیادی داشت. به منظور غلبه بر انواع عدم قطعیت‌ها، کنترل‌کننده‌های مقاوم طراحی می‌شود. یکی از زیرشاخه‌های کنترل مقاوم، کنترل حالت لغزشی است که انواع مختلفی برای آن وجود دارد. اکثر تحقیقات انجام شده در این حوزه، بر روی روش حالت لغزشی مرسوم معطوف گردیده است در حالیکه در این فصل یک قانون کنترل حالت لغزشی جدید از مرتبه بالا پیشنهاد می‌شود که مکانیزم طراحی بر پایه رویکرد مودل‌لغزشی از نوع سوپرتویستینگ اغتشاش توسعه یافته می‌باشد.

## ۳-۲ کنترل حالت لغزشی مرسوم

کنترل حالت لغزشی با موفقیت در کاربردهای زیادی از قبیل جابه‌جا کننده‌های ربات، وسایل نقلیه‌ی زیر آبی، موتورهای الکتریکی و... مورد استفاده قرار می‌گیرد [29]-[32] به منظور درک بهتر روش حالت لغزشی، روند طراحی را برای یک کلاس از سیستم‌های چند ورودی مورد بررسی قرار می‌دهیم [33]:

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

بردار  $u$  با مولفه‌های  $u_j$  بردار ورودی کنترل و  $x$  مت‌شکل از  $x_i$  ها و مشتقات اول آن‌ها است. هدف از طراحی، ردگیری مسیر مطلوب توسط متغیرهای حالت در حضور عدم قطعیت‌ها می‌باشد. عدم قطعیت‌ها در  $f$  را به شکل جمعی و در  $B_{m \times m}$  به صورت ضربی در نظر گرفته می‌شود.

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

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

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 بر حسب 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:

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

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

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

$\hat{B}, \hat{f}$  مقادیر نامی  $B, f$  می‌باشند. در انتها  $k$  را طبق نامساوی (۶-۳) بصورت  $\eta + F$  در نظر می‌گیریم که  $F$  کران نامعینی است. در قانون کنترل فوق،  $\text{sgn}(s)$  وجود دارد و چون  $\text{sgn}(s)$  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.

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\sigma}\right) = \begin{cases} 1 & s > \sigma \\ s/\sigma & |s| < \sigma \\ -1 & s < -\sigma \end{cases} \quad (8-3)$$

### ۳-۲-۱ مشکلات مود لغزشی مرسوم (کلاسیک)

**الف)** چترینگ: برای حذف این مشکل از توابع sat یا tanh یا ... استفاده می شود اما با استفاده از این توابع دیگر مد لغزشی ایده آل نخواهد بود چون این توابع خطا را افزایش می دهند و در واقع به ازای افزایش خطا، چترینگ حذف می شود.

**ب)** سیستم حتما باید نسبت به ورودی افاین (affine) باشد: اگر سیستم به فرم  $\dot{x} = f(x) + bu$  باشد یعنی درجه u یک باشد و در یک عدد یا ماتریس ضرب شود، نسبت به ورودی افاین است. مد لغزشی کلاسیک فقط برای اینگونه سیستم ها باید استفاده شود.

**ج)** فقط می توان از مشتق مرتبه اول سطح لغزش استفاده کرد: در مد لغزش کلاسیک نمی توان  $\ddot{q}$  و مرتبه های بالاتر سطح لغزش استفاده کرد درحالیکه در مد لغزشی مرتبه بالاتر این مشکل برطرف می شود و درجه آزادی افزایش می یابد که این خود ایده اصلی مد لغزشی مرتبه بالاتر بود.

**د)** زمان رسیدن به مقدار مطلوب ( $x_d$ ): در مد لغزشی کلاسیک زمان رسیدن به مقدار مطلوب، بی نهایت است و مقدار محدودی ندارد. در واقع در فاز رسیدن زمان، مشخص است اما در فاز لغزش نمی توان گفت زمان رسیدن به مقدار مطلوب چقدر است که این مشکل در مد لغزشی مرتبه بالاتر حل می شود.

### ۳-۲-۲ مقدمه ای پیرامون کنترل مود لغزشی مرتبه بالا

ایده مد لغزشی مرتبه بالاتر را emel yanov در سال 1986 برای اولین بار مطرح کرد و توسط levant utkin توسعه داده شد. در سال 1986 الگوریتمی برای مد لغزشی مرتبه دو به نام رانش (drift) ارائه نمود. Levant نشان داد که در مد لغزشی مرتبه دو، دقت ردیابی بسیار بهبود می یابد در سال 1996 دو الگوریتم مد لغزشی twisting و قانون همگرایی به مبدا نیز مطرح گردید. در سال 1996 الگوریتم super twisting ارائه شد که از دو الگوریتم قبل بهره برده و باعث شد چترینگ بدون استفاده از تابع sat، به طور کامل حذف شود اما ضعف این روش در این است که برای سیستم های با درجه

نسبی یک استفاده می شود.

### ۳-۲-۲-۱ انواع مد لغزشی مرتبه بالاتر

#### الف) مد لغزشی دینامیک:

برای سیستم های غیرافاین می توان از آن استفاده نمود و محدودیت افاین بودن رو از بین می برد. همچنین چترینگ را نیز کاهش می دهد. ضعف این روش این است که متغیر هدف در زمان محدود به مقدار مطلوب نمیرسد (همگرایی بصورت مجانبی دارد).

#### ب) مد لغزشی نهایی:

متغیر هدف در زمان مشخص به مقدار مطلوب خود می رسد. در این نوع مد لغزشی سطح لغزش متفاوت است و بصورت غیر خطی در نظر گرفته می شود.

#### ج) مد لغزشی مرتبه دو:

این روش ساده و پرکاربرد ترین روش مد لغزشی مرتبه بالاتر است که در آن خطای ردیابی و زمان رسیدن به مقدار مطلوب محدود است. الگوریتم مد لغزشی مرتبه دو خود شامل ۴ روش تویستینگ، سوپر تویستینگ، تابع از قبل تعیین شده و رانش می شود.

با توجه به اینکه در این طرح، روش سوپر تویستینگ مدنظر است لذا بصورت مختصر توضیح داده می شود. الگوریتم سوپر تویستینگ برای سیستم غیر خطی SISO و دارای نامعینی به شرح زیر است:

$$\dot{x} = f(t, x(t)) + g(t, x(t))u(t) \quad (9-3)$$

در اینجا  $x \in R^n$  بردار حالت هستند،  $u$  ورودی کراندار و  $t$  متغیر مستقل زمان است. سطح لغزش  $s(t, x)$  به گونه ای انتخاب می شود که وقتی صفر شود، هدف کنترل بدست آید. دینامیک سیستم

بصورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{s} = \varphi(t, s) + \gamma(t, s)u \quad (10-3)$$

که فرضیات زیر برای کراندار بودن حالتها باید در نظر گرفته شود:

$$|\varphi(t, s)| \leq \Phi \quad (11-3)$$

$$0 < \Gamma_m \leq \gamma \leq \Gamma_M$$

$$|s| \leq s_0$$

که  $\Phi$ ،  $s_0$ ،  $\Gamma_M$  و  $\Gamma_m$  مقادیر ثابت مثبت هستند. الگوریتم سوپر توییدستینگ زیر، دینامیک سیستم را در زمان محدود، پایدار می سازد [34].

$$\dot{u}_1 = f(x) = \begin{cases} -u, & |u| > 1 \\ -W \operatorname{sgn}(s), & |u| \leq 1 \end{cases} \quad (12-3)$$

$$u_2 = \begin{cases} -\lambda |s_0|^\rho \operatorname{sgn}(s), & |s| < s_0 \\ -\lambda |s|^\rho \operatorname{sgn}(s), & |s| \leq s_0 \end{cases}$$

که شرط‌های کافی متناظر برای همگرایی زمان محدود، بصورت زیر است:

$$W > \frac{\Phi}{\Gamma_m} > 0 \quad (13-3)$$

$$\lambda^2 \geq \frac{4\Phi\Gamma_M(W + \Phi)}{\Gamma_m^3(W - \Phi)}$$

$$0 < \rho \leq 0.5$$

### ۳-۳ طراحی کنترل حالت لغزشی مرتبه دو مبتنی بر رویتگر

در این بخش، هدف طراحی کنترل حالت لغزشی مرتبه دوم مبتنی بر رویتگر اغتشاش از نوع سوپرتویستینگ می باشد. یک متغیر حالت جدید به صورت  $z_1 = x_1 - x_r$  تعریف می کنیم که  $x_r$  سیگنال مرجع است. از اینرو فرم فضای حالت به صورت زیر بازنویسی می شود:

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (14-3)$$

$$\dot{z}_2 = f + bu - \dot{x}_r$$

در یک سیستم تعلیق واقعی، دینامیک‌های داخلی نمی توانند بطور ناگهانی تغییراتی داشته باشند (به دلیل اینرسی مکانیکی و محدودیت‌های محرک) لذا فرض  $|\dot{f}| \leq \delta_1$  در نظر گرفته می شود. برای رابطه فوق، سطح لغزش به صورت زیر پیشنهاد می شود:

$$s = z_2 - \int_0^t u_h dt \quad (15-3)$$

که  $u_h$  خود یک قانون کنترل است که در ادامه طراحی می‌شود. مشتق سطح لغزش مطابق زیر بیان می‌شود:

$$\dot{s} = f + bu - \ddot{x}_r - u_h \quad (16-3)$$

واضح است که زمانیکه  $s = \dot{s} = 0$  باشد،  $f + bu - \ddot{x}_r = u_h$  خواهد شد لذا با جایگذاری آن رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (17-3)$$

$$\dot{z}_2 = u_h$$

اکنون با بکارگیری تئوری همگنی [35]، به منظور تضمین همگرایی در زمان محدود،  $u_h$  به شکل زیر انتخاب می‌گردد:

$$u_h = -c_1 \operatorname{sgn}(z_1)|z_1|^{\epsilon_1} - c_2 \operatorname{sgn}(z_2)|z_2|^{\epsilon_2} - d_1 z_1 - d_2 z_2 \quad (18-3)$$

که  $c_1, c_2, d_1, d_2$  مقادیر مثبتی هستند که توسط طراح انتخاب می‌شوند. از طرفی:

$$\epsilon_1 = \frac{\epsilon}{2 - \epsilon}, \quad \epsilon_2 = \epsilon, \quad \epsilon \in (0,1) \quad (19-3)$$

ترم  $f$  به صورت اغتشاش کلی در نظر گرفته شده لذا نمی‌توان مستقیماً در قانون کنترل از آن استفاده کرد. از اینرو به منظور تخمین اغتشاش، از یک رویکرد توسعه یافته سوپر تویستینگ استفاده می‌کنیم [36]:

یک متغیر حالت اضافی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{s} = d + bu - \ddot{x}_r - u_h \quad (20-3)$$

$$\dot{d} = \dot{f}$$

معادله رویکرد مذکور به منظور تخمین  $d$  مطابق زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{s} = \hat{d} + bu - \ddot{x}_r - u_h - \alpha_1 |e_s|^{\frac{1}{2}} \operatorname{sgn}(e_s) - \alpha_2 e_s \quad (21-3)$$

$$\dot{\hat{d}} = -\alpha_3 \operatorname{sgn}(e_s) - \alpha_4 e_s$$

که  $b$  مقدار نامی جرم بوده و ضرایب  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$  پارامترهای تنظیم رویکرد با علامت مثبت

می‌باشند. از طرفی دینامیک خطای تخمین سطح لغزش بصورت  $e_s = \hat{s} - s$  تعریف می‌شود لذا دینامیک‌های خطا به شکل زیر ارائه می‌گردد:

$$\dot{e}_s = -\alpha_1 |e_s|^{\frac{1}{2}} \text{sgn}(e_s) - \alpha_2 e_s + e_d \quad (22-3)$$

$$\dot{e}_d = -\alpha_3 \text{sgn}(e_s) - \alpha_4 e_s + \rho_2$$

که  $e_d = \hat{d} - d$  و  $\rho_2 = -\dot{f}$  می‌باشند. همچنین میتوان گفت که  $|\rho_2| \leq \delta_1 + \delta_2 |e_s|$  است. در نتیجه قانون کنترل مود لغزشی مرتبه دوم مبتنی بر روی‌نگر به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$u = b^{-1}(-\hat{d} + u_h + \dot{x}_r) \quad (23-3)$$

$$u_h = -\text{sgn}(z_1) |z_1|^{0.6} - 2\text{sgn}(z_2) |z_2|^{0.75} - 2z_1 - z_2$$

### ۳-۳-۱ اثبات پایداری

تابع منتخب لیاپانوف به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$V(e) = 0.5 \zeta^T \Pi \zeta \quad (24-3)$$

که  $\Pi = \begin{pmatrix} p_1 & p_2 & p_3 \\ p_4 & p_5 & p_6 \\ p_7 & p_8 & p_9 \end{pmatrix}$  یک ماتریس مثبت معین و بردار حالت بصورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$\zeta = \begin{pmatrix} |e_s|^{\frac{1}{2}} \text{sgn}(e_s) \\ e_s \\ e_d \end{pmatrix} \quad (25-3)$$

مشتق تابع لیاپانوف به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{V} = -\frac{1}{|e_s|^{\frac{1}{2}}} \zeta^T \Xi_1 \zeta - \zeta^T \Xi_2 \zeta + \omega_1^T \zeta \quad (26-3)$$

که

$$\Xi_1 = \begin{pmatrix} -p_1 \alpha_1 - p_3 \alpha_3 & 0.5(-p_4 \alpha_1 - p_1 \alpha_2 - p_6 \alpha_3) & 0.5(-p_4 \alpha_1 - p_1 \alpha_2 - p_6 \alpha_3) \\ 0.5(-p_4 \alpha_1 - p_1 \alpha_2 - p_6 \alpha_3) & -p_4 \alpha_2 & 0.5(p_7 \alpha_2 + p_4) \\ 0.5(-p_4 \alpha_1 - p_1 \alpha_2 - p_6 \alpha_3) & 0.5(p_7 \alpha_2 + p_4) & p_7 \end{pmatrix}$$



$$\Xi_2 = \begin{pmatrix} -p_2\alpha_1 & 0.5(-p_5\alpha_1 - p_2\alpha_2 - p_3\alpha_4) & 0.5(-p_8\alpha_1 + p_2) \\ 0 & -p_5\alpha_2 - p_6\alpha_4 & 0.5(-p_8\alpha_2 + p_5 - p_9\alpha_4) \\ -p_5\alpha_2 - p_6\alpha_4 & 0.5(-p_8\alpha_2 + p_5 - p_9\alpha_4) & p_8 \end{pmatrix}$$

$$\omega_1^T = [\rho_2 p_3 \quad \rho_2 p_8 \quad \rho_2 p_9] \quad (27-3)$$

حال اگر  $\chi^T = [|e_s|^{\frac{1}{2}} \quad |e_s| \quad |e_d|]$  تعریف شود، با در نظر گرفتن  $|p_2| \leq \delta_1 + \delta_2 |e_s|$  داریم:

$$-\frac{1}{|e_s|^{\frac{1}{2}}} \zeta^T \Xi_1 \zeta - \zeta^T \Xi_2 \zeta \leq -\frac{1}{|e_s|^{\frac{1}{2}}} \chi^T \Xi_1 \chi - \chi^T \Xi_2 \chi \quad (28-3)$$

$$\omega_1^T \zeta \leq \frac{1}{|e_s|^{\frac{1}{2}}} \chi^T \Delta_1 \chi + \chi^T \Delta_2 \chi$$

که در آن

$$\Delta_1 = \begin{pmatrix} \delta_1 p_3 & 0.5\delta_1 p_6 & 0.5\delta_1 p_9 \\ 0.5\delta_1 p_6 & 0 & 0 \\ 0.5\delta_1 p_9 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (29-3)$$

$$\Delta_2 = \begin{pmatrix} 0 & 0.5\delta_2 p_3 & 0 \\ 0.5\delta_2 p_3 & \delta_2 p_6 & 0.5\delta_2 p_9 \\ 0 & 0.5\delta_2 p_9 & 0 \end{pmatrix}$$

با استفاده از دو رابطه اخیر، داریم:

$$\dot{V} \leq -\frac{1}{|e_s|^{\frac{1}{2}}} \chi^T (\Xi_1 - \Delta_1) \chi - \chi^T (\Xi_2 - \Delta_2) \chi \quad (30-3)$$

رابطه فوق منفی معین است اگر ماتریس‌های  $\Xi_1 - \Delta_1$  و  $\Xi_2 - \Delta_2$  مثبت معین انتخاب شوند. بدین منظور با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی جستجوی گرانشی ماتریس‌های فوق و در نتیجه درایه‌های ماتریس  $\Pi$  محاسبه می‌شوند. لازم به ذکر است به منظور تحقق مثبت معین بودن ماتریس  $\Pi$ ، قیدی در تابع هزینه‌ی الگوریتم بهینه‌سازی لحاظ شده است. در بخش بعدی، الگوریتم مذکور توضیح داده خواهد شد.

**تذکر:** در این طرح، جابجایی تعلیق به عنوان متغیر هدف در نظر گرفته شده است. متغیر مطلوب  $x_r$  را بصورت زیر پیشنهاد می‌دهیم؛ در واقع برای مسیر مطلوب یک دینامیک در نظر می‌گیریم.

$$\ddot{x}_r + a_1 \dot{x}_r + a_2 x_r = -\ddot{z}_u \quad (31-3)$$

که  $a_2$  و  $a_1$  چنان انتخاب می‌شوند که رابطه (31-3) هرویتز شود. همچنین  $\ddot{z}_u$  از جنس شتاب است که براحتی اندازه‌گیری می‌شود. طبق آنالیز پایداری انجام شده،  $z_1$  به سمت صفر در یک زمان محدود همگرا شده و  $x_1$  و  $x_r$  برابر می‌شوند. به عبارتی دیگر، تابع تبدیل  $x_r$  به  $x_1$  معادل با یک می‌گردد.

با جایگذاری رابطه (31-3) در (1-2) و با استفاده از رابطه  $\ddot{z}_s - \ddot{z}_u = \ddot{x}_r$  داریم:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bd(t) \quad (32-3)$$

$$y(t) = Cx(t) + Dd(t)$$

که

$$x = [x_r \quad \dot{x}_r]^T, \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -a_2 & -a_1 \end{pmatrix} \quad (33-3)$$

$$B = (0 \quad -1)^T$$

$$y = \ddot{z}_s, \quad C = (-a_2 \quad -a_1)$$

$$d = \ddot{z}_u$$

از طرفی سیستم تعلیق غیر فعال نامی را می‌توانیم به صورت زیر مدل کنیم:

$$\dot{x}_n(t) = A_n x_n(t) + B_n d(t) \quad (34-3)$$

$$y_n(t) = C_n x_n(t) + D_n d(t)$$

که

$$x_n = [x_1 \quad \dot{x}_2]^T, \quad A_n = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_d}{m_s} \end{pmatrix} \quad (35-3)$$

$$B_n = (0 \quad -1)^T$$

$$y_n = \ddot{z}_s, \quad C_n = \left( -\frac{k_s}{m_s} \quad -\frac{b_d}{m_s} \right)$$

$$d = \ddot{z}_u$$

مدل ارائه شده از سیستم پسیو طبق رابطه (35-3) پایدار است و متغیرهای حالت آن به صفر همگرا می‌شوند. همچنین با مقایسه روابطه (33-3) با (35-3)، می‌توان به تشابه و معادل بودن دو مدل مذکور پی برد. از طرفی میدانیم دو سیستم معادل، رفتار یکسانی داشته و در نتیجه سیستم (33-3) نیز پایدار بوده و متغیرهای حالت آن به صفر همگرا می‌شوند. با عنایت به نتیجه حاصل شده و در نظر

گرفتن رابطه (۳-۳۱) میتوان نتیجه گرفت که شتاب جابجایی بدنه به صفر همگرا می‌شود.

### ۳-۳-۲ الگوریتم جستجوی گرانشی

الگوریتم جستجوی گرانشی (GSA) با الهام از قانون گرانش در طبیعت و با استفاده از قوانین گرانش نیوتن نوشته شده است. در این الگوریتم، عامل‌های جستجو کننده، مجموعه‌ای از اجسام می‌باشند که می‌توانند به صورت سیاره‌های یک منظومه تصور شوند. منطقه بهینه، مثل یک سیاه‌چاله سیاره‌ها را به سمت خود می‌کشد. اطلاعات مربوط به برازندگی هر جسم، در قالب جرم‌های گرانشی و اینرسی ذخیره می‌شوند. تبادل اطلاعات و اثر گذاری اجسام روی یکدیگر تحت نیروی گرانش انجام می‌پذیرد. هر جسم چهار مشخصه دارد: موقعیت جسم، جرم گرانشی فعال، جرم گرانشی غیر فعال و جرم اینرسی. موقعیت جرم، نقطه‌ای در فضا است که جوابی از مسئله است. مقدار اجرام گرانشی و اینرسی، با توجه به برازندگی هر جرم تعیین می‌شوند [37].

الگوریتم GSA می‌تواند به صورت یک منظومه مجزا در نظر گرفته بشود، مانند یک جهان کوچک که از یک سری قوانین پیروی می‌کند. فرض می‌شود تنها قانون گرانش و قوانین حرکت حاکمند. صورت کلی این قوانین تقریباً شبیه قوانین طبیعت است و به صورت زیر تعریف شده‌اند.

#### ۳-۳-۲-۱ قانون گرانش

هر جسم در سیستم مصنوعی، تمام اجسام دیگر را به سمت خود جذب می‌کند. مقدار این نیرو متناسب است با حاصلضرب جرم گرانشی فعال آن جسم در جرم گرانشی غیر فعال جسم مقابل و عکس فاصله آن دو جسم.

#### ۳-۳-۲-۲ قانون حرکت

سرعت فعلی هر جسم برابر است با مجموع ضربی از سرعت قبلی و تغییر سرعت آن. تغییر سرعت یا

شتاب هر جسم نیز برابر است با نیروی وارد بر آن تقسیم بر جرم اینرسی. حال سیستم را به صورت مجموعه‌ای از  $N$  جسم تصور کنید.

$$X_i = (x_i^1, \dots, x_i^d, \dots, x_i^m) \quad \text{for } i = 1, 2, \dots, N \quad (36-3)$$

که موقعیت بعد  $d$  از جرم  $i$  با  $x_i^d$  نشان داده شده است. در این سیستم، در زمان  $t$  به جسم  $i$  از سوی جسم  $j$  در جهت بعد  $d$  نیرویی به اندازه  $F_{ij}^d(t)$  وارد می‌شود. مقدار این نیرو به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$F_{ij}^d(t) = G(t) \frac{M_{pi}(t) \times M_{aj}(t)}{R_{ij}(t)^p + \varepsilon} (x_j^d(t) - x_i^d(t)) \quad (37-3)$$

که  $M_{aj}$  جرم گرانشی فعال جسم  $j$  و  $M_{pi}$  جرم گرانشی غیر فعال جسم  $i$ ،  $G(t)$  ثابت گرانش در زمان  $t$ ،  $\varepsilon$  یک عدد ثابت کوچک و  $R_{ij}$  فاصله اقلیدسی بین دو جسم  $i$  و  $j$  است که از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید:

$$R_{ij}(t) = \|X_i(t), X_j(t)\|_2 \quad (38-3)$$

برای ایجاد خاصیت تصادفی فرض می‌کنیم نیروی وارد شده به جسم  $i$  در جهت  $d$  با مجموع وزن دار تصادفی از نیروهایی است که در بعد  $d$  از طرف سایر اجسام با هم جمع می‌شوند:

$$F_i^d(t) = \sum_{j=1, j \neq i} \text{rand}_j^d F_{ij}^d(t) \quad (39-3)$$

که  $\text{rand}_j^d$  یک عدد تصادفی با توزیع یکنواخت در بازه صفر تا یک است.

طبق قانون دوم نیوتن، هر جسم در جهت بعد  $d$  شتابی می‌گیرد که متناسب است با نیروی وارد بر آن جسم در جهت  $d$  ام، بخش بر جرم اینرسی آن:

$$a_i^d(t) = \frac{F_i^d(t)}{M_{ii}(t)} \quad (40-3)$$

که شتاب جسم  $i$  در جهت بعد  $d$  در زمان  $t$  با  $a_i^d(t)$  و جرم اینرسی جسم  $i$  با  $M_{ii}$  نشان داده

شده است.

سرعت بعدی هر جسم برابر است با مجموع ضریبی از سرعت فعلی جسم و شتاب جسم، بنابراین سرعت و موقعیت جدید از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$v_i^d(t+1) = rand_i \times v_i^d(t) + a_i^d(t) \quad (41-3)$$

$$x_i^d(t+1) = x_i^d(t) + v_i^d(t+1) \quad (42-3)$$

که  $rand_i$  عددی تصادفی با توزیع یکنواخت در بازه صفر تا یک است که برای حفظ خصوصیت تصادفی بودن جستجو استفاده شده است.

برای ثابت گرانش یک مقدار اولیه انتخاب می‌شود و با گذشت زمان مقدار آن کاهش داده می‌شود تا دقت جستجو کنترل شود. بنابراین ثابت زمانی تابعی از ثابت گرانش اولیه و زمان خواهد بود:

$$G(t) = G(G_0, t) \quad (43-3)$$

جاذبه گرانشی و اینرسی با استفاده از تابع هزینه به سادگی محاسبه می‌شوند. جرم بیشتر به معنی تاثیر بیشتر است، در نتیجه بهترین جسم جرم بیشترین جرم را دارد و سرعت حرکت آن نیز کمتر است. از روابط زیر برای به روز کردن جرم و اینرسی اجسام استفاده می‌شود:

$$M_{ai} = M_{pi} = M_{ii} = M_i \quad , \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (44-3)$$

$$q_i(t) = \frac{fit_i(t) - worst(t)}{best(t) - worst(t)} \quad (45-3)$$

$$M_i(t) = \frac{q_i(t)}{\sum_{j=1}^N q_j(t)} \quad (46-3)$$

که  $fit_i(t)$  بیانگر میزان برازندگی جسم  $i$  در زمان  $t$  است. در مسایل کمینه‌یابی می‌توان از روابط فوق برای محاسبه بهترین و بدترین مقدار شایستگی استفاده کرد.

$$best(t) = \min_{j \in \{1, \dots, N\}} fit_j(t) \quad (47-3)$$

$$worst(t) = \max_{j \in \{1, \dots, N\}} fit_j(t) \quad (48-3)$$

همچنین در مسایل بیشینه‌یابی بهترین و بدترین طبق روابط (49-3) و (50-3) تعریف می‌شود.

$$best(t) = \max_{j \in \{1, \dots, N\}} fit_j(t) \quad (49-3)$$

$$worst(t) = \min_{j \in \{1, \dots, N\}} fit_j(t) \quad (50-3)$$

یکی از روش‌هایی که می‌توان بالا بردن مصالحه بین جستجو و بهره‌برداری استفاده کرد، کاهش تعداد عناصر است که این کار در طی زمان انجام می‌شود. بنابراین فقط با آن دسته از عناصر که جرم بیشتری دارند اجازه تاثیرگذاری بر سایر عناصر داده می‌شود. البته در استفاده از این روش باید احتیاط کرد چون این کار باعث کم شدن قدرت جستجو و افزایش قدرت بهره‌برداری می‌شود. در ابتدا برای گیر نیفتادن در مینیمم محلی الگوریتم باید از جستجوی گسترده شروع کند و هر چه الگوریتم جلوتر می‌رود باید از میزان جستجو کاسته شود و به مقدار بهره‌برداری افزوده شود. برای کنترل روند جستجو و اکتشاف فقط به  $Kbest$  از مجموعه عناصر اجازه تاثیرگذاری بر بقیه داده می‌شود. مقدار  $K$  به صورت متغیر با زمان تعریف می‌شود. به این صورت که در زمان شروع تمام اجسام روی یکدیگر تاثیر می‌گذارند و با گذشت زمان از تعداد اعضا تاثیر گذار بر جمعیت، به صورت یک نسبت خطی کم می‌شود تا اینکه در انتها تنها یک عضو بر سایر اعضا نیرو وارد می‌کند. بنابراین رابطه به شکل زیر تبدیل می‌شود:

$$F_i^d(t) = \sum_{j \in Kbest, j \neq i} rand_j^d F_{ij}^d(t) \quad (51-3)$$

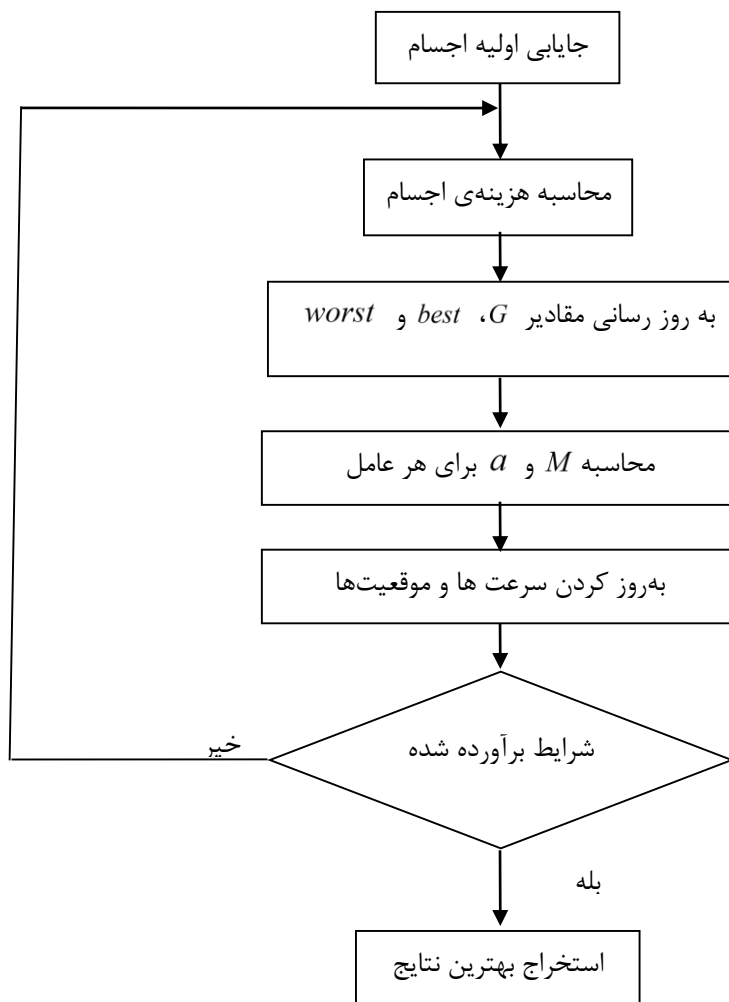
که مجموعه  $Kbest$  شامل  $K$  عضو برتر است که بهترین هزینه و بیشترین جرم را دارند. ترتیب انجام

الگوریتم به صورت زیر است:

- ۱- تعیین محدوده‌ی جستجو.
- ۲- جایابی اولیه اجسام.
- ۳- محاسبه هزینه‌ی اجسام.

- ۴- به روز رسانی مقادیر  $G$ ،  $best$ ،  $worst$  و جرم ها ( $M$ ).
- ۵- محاسبه نیروی وارد بر جسم ها در جهات مختلف.
- ۶- محاسبه شتاب و سرعت هر جسم.
- ۷- به روز رسانی موقعیت اجسام.
- ۸- در صورتی که شرط توقف برآورده نشده، به مرحله ۳ بر می گردیم.
- ۹- پایان

بلوک دیاگرام الگوریتم در شکل صفحه بعد نشان داده شده است.



شکل ( ۳-۱) بلوک دیاگرام الگوریتم جستجوی گرانشی

در مورد خصوصیات الگوریتم جستجوی گرانشی می توان به موارد زیر اشاره کرد.

- با الهام از مفاهیم جرم و قانون گرانش طراحی شده است.
- از نیروی گرانش برای تبادل اطلاعات بین اعضاء استفاده می کند.
- هر عامل، با استفاده از نیرویی که از جانب سایر اجسام درک می کند، به درک تقریبی از کیفیت فضای اطراف خود می رسد.
- به عامل های با مقدار برازندگی بهتر، جرم گرانشی بیشتری داده می شود. در نتیجه این عامل ها، سایرین را بیشتر به سمت خود دعوت می کنند.
- به عامل های با مقدار برازندگی بهتر، جرم اینرسی بیشتری داده می شود. در نتیجه این عامل ها، حرکات کندتری انجام می دهند و ضمن اینکه از منطقه فعلی چندان دور نمی شوند، فضای اطراف خود را با دقت بیشتری می گردند.
- ثابت گرانش، دقت جستجو در هر تکرار را کنترل می کند.
- حافظه ندارد اما به خوبی الگوریتم های حافظه دار عمل می کند.



---

---

## فصل ۴

### نتایج شبیه سازی

---

---

## ۴-۱ مقدمه

با توجه به طراحی که در فصل قبل انجام شد، در این فصل شبیه سازی مربوط به آن صورت می‌گیرد. برای شبیه سازی از سیمولینک نرم‌افزار متلب استفاده شده است. سه سیستم تعلیق در نظر گرفته شده است. برای سیستم اول کنترل‌کننده‌ی حالت لغزشی مرتبه اول مبتنی بر رویتگر و برای سیستم دوم کنترل‌کننده‌ی حالت لغزشی مرتبه بالا مبتنی بر رویتگر در نظر گرفته شده است. برای سیستم سوم نیز کنترل‌کننده‌ای در نظر گرفته نشده و به عبارتی سیستم تعلیق غیرفعال است.

## ۴-۲ شبیه سازی

قانون کنترل مودل‌لغزشی مرسوم مبتنی بر رویتگر با تکیه بر آنالیز پایداری صورت گرفته در فصل گذشته به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$u_f = b^{-1}(\ddot{x}_r - \lambda z_2 - \hat{d} - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (۱-۴)$$

$$s = z_2 + \lambda z_1$$

رویتگر اغتشاش توسعه یافته نیز مشابه قسمت قبل بصورت زیر توصیف می‌گردد:

$$\dot{s} = \lambda z_2 + \hat{d} + b u_f - \ddot{x}_r - \alpha_1 |e_s|^{\frac{1}{2}} \operatorname{sgn}(e_s) - \alpha_2 e_s \quad (۲-۴)$$

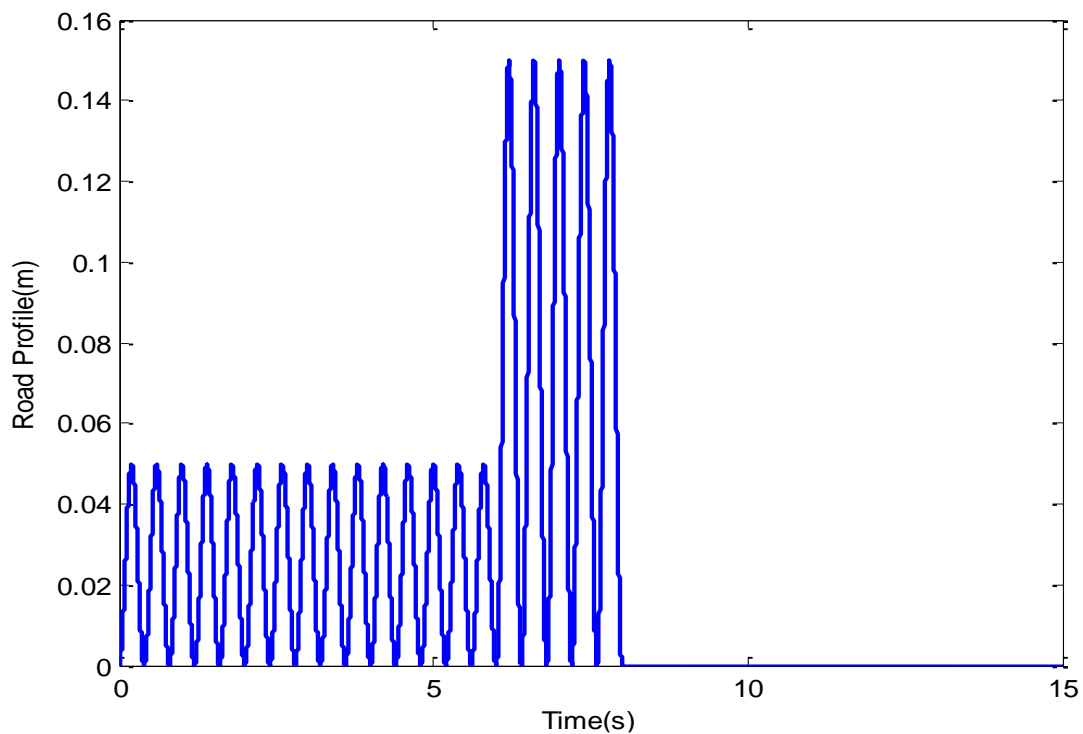
$$\dot{\hat{d}} = -\alpha_3 \operatorname{sgn}(e_s) - \alpha_4 e_s$$

برای آزمایش سیستم‌های مورد نظر نیاز به مدلی برای جاده است. این مدل به شکل زیر انتخاب شده است:

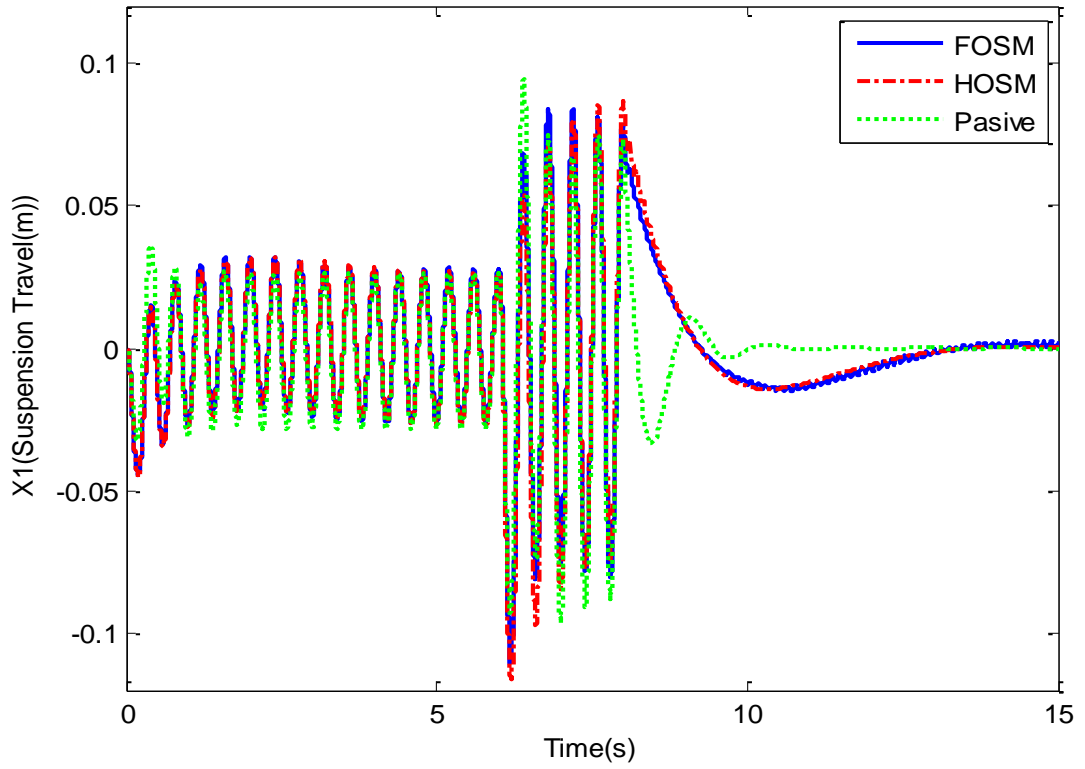
$$Zr(t) = \begin{cases} 0.025 (1 - \cos(5 \pi t)) & 0 \leq t < 6 \\ 0.075 (1 - \cos(5 \pi t)) & 6 \leq t < 8 \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (۳-۴)$$

همچنین در شکل (۱-۴) این مدل نشان داده شده است. طراحی به گونه‌ای انجام شده است که تا حد امکان تغییرات و سرعت سیستم‌تعلیق کم شود. در شکل (۲-۴) تغییرات سیستم تعلیق نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که سطح تغییرات در سیستم‌هایی که کنترل‌کننده به آن‌ها اعمال

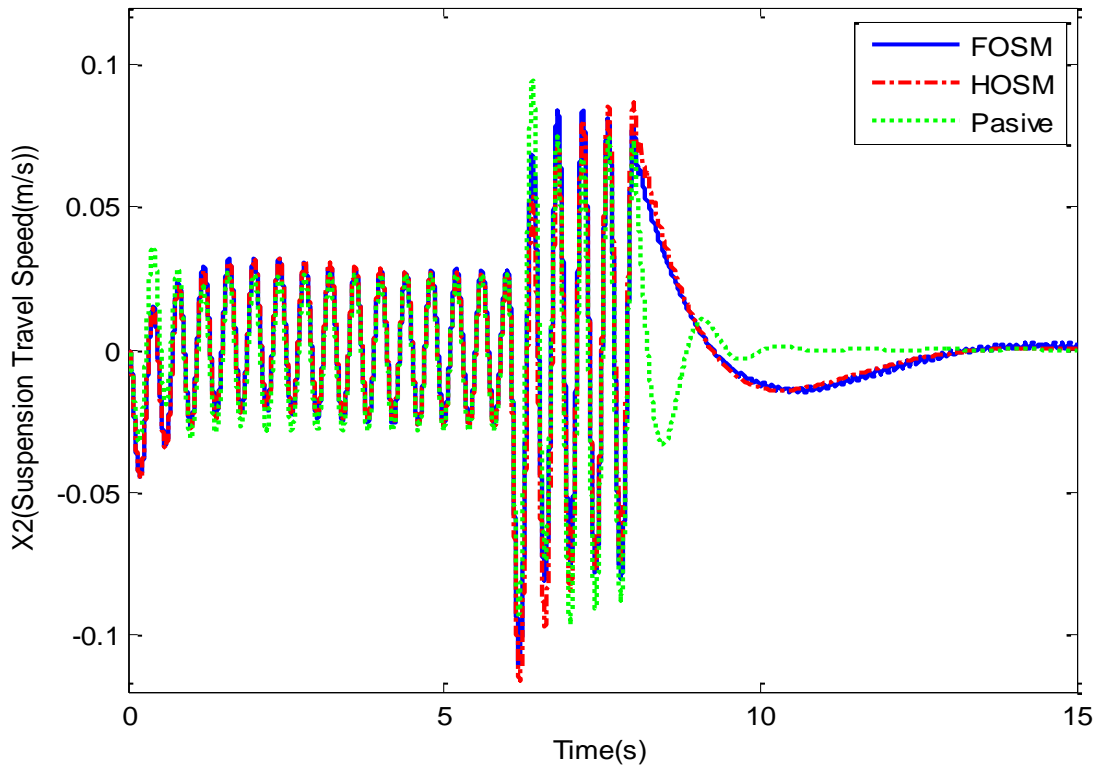
شده است، نسبت به سیستم غیرفعال کمتر شده است. سرعت این تغییرات در شکل (۳-۴) نشان داده شده است. در شکل (۶-۴) و (۵-۴) به ترتیب جابجایی بدنه و شتاب جابجایی بدنه خودرو مشاهده می شود. همانطور که می دانیم عامل مهم در راحتی سرنشین، شتاب جابجایی بدنه است که در روش مودلغزشی مرتبه بالا بهبود یافته است. سیگنال کنترل نیز در شکل (۶-۴) نشان داده شده که لرزش سیگنال در روش پیشنهادی کمتر از روش مرسوم است. در طراحی کنترل کننده ها قسمتی از دینامیک سیستم تخمین زده شد و از این تخمین برای طراحی کنترل کننده استفاده شد. دینامیک مذکور و تخمین آن برای کنترل کننده ی حالت لغزش مرتبه پایین در شکل (۷-۴) و برای کنترل کننده ی حالت لغزش مرتبه بالا در شکل (۸-۴) نشان داده شده است. با توجه به این که فرض شده است که مدل دقیق از سیستم در دسترس نیست و از آن جایی که سطح لغزش در نظر گرفته شده به مدل سیستم وابسته است نیاز به تخمین سطح لغزش مورد نظر است. خطای این تخمین برای کنترل کننده ی مرتبه پایین در شکل (۹-۴) و برای کنترل کننده ی مرتبه بالا در شکل (۱۰-۴) نشان داده شده است.



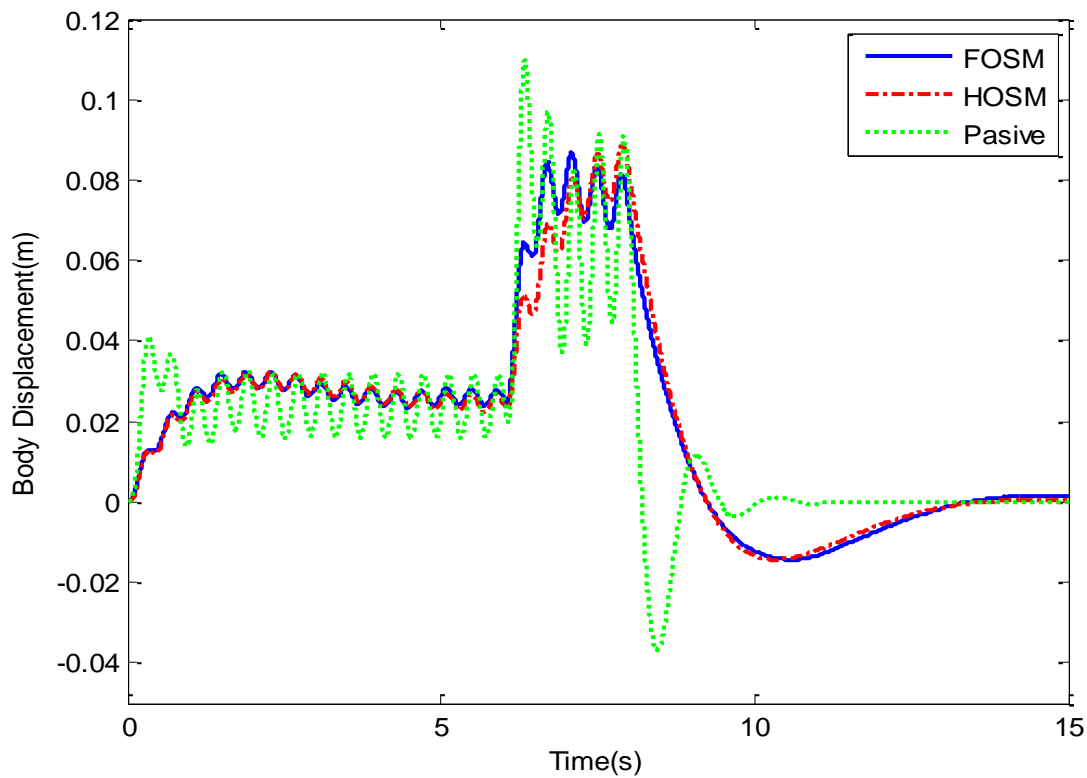
شکل (۱-۴) مدل جاده



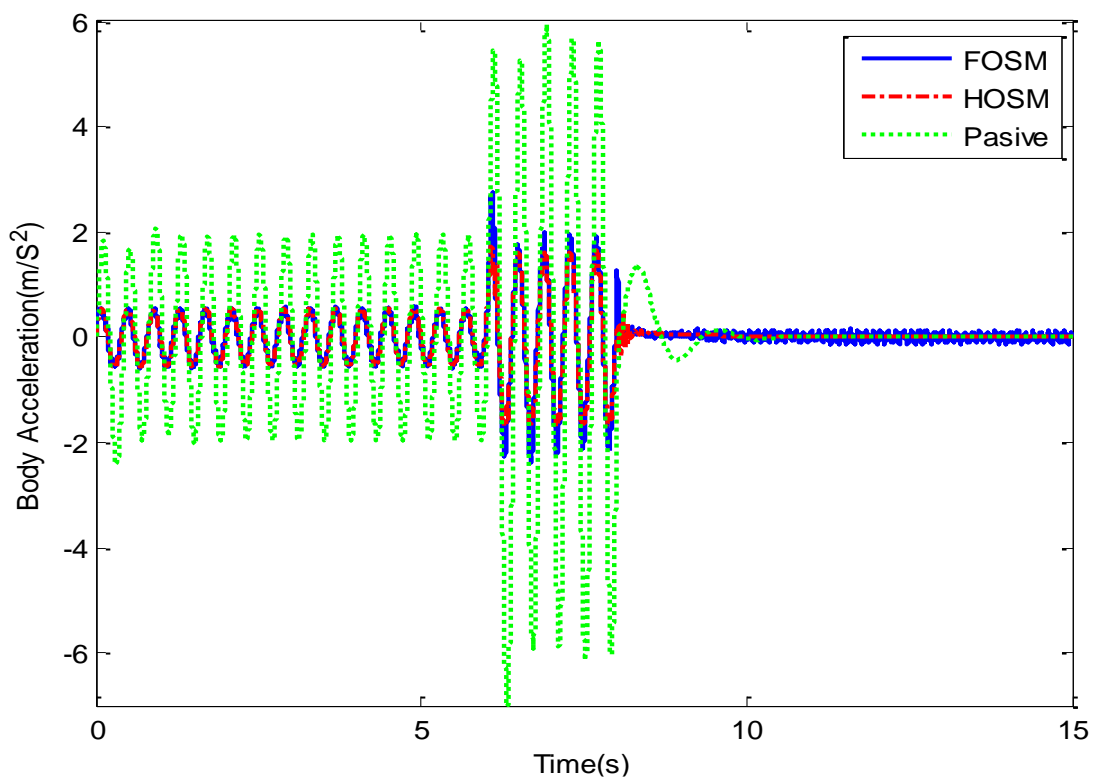
شکل (۲-۴) جابجایی سیستم تعلیق



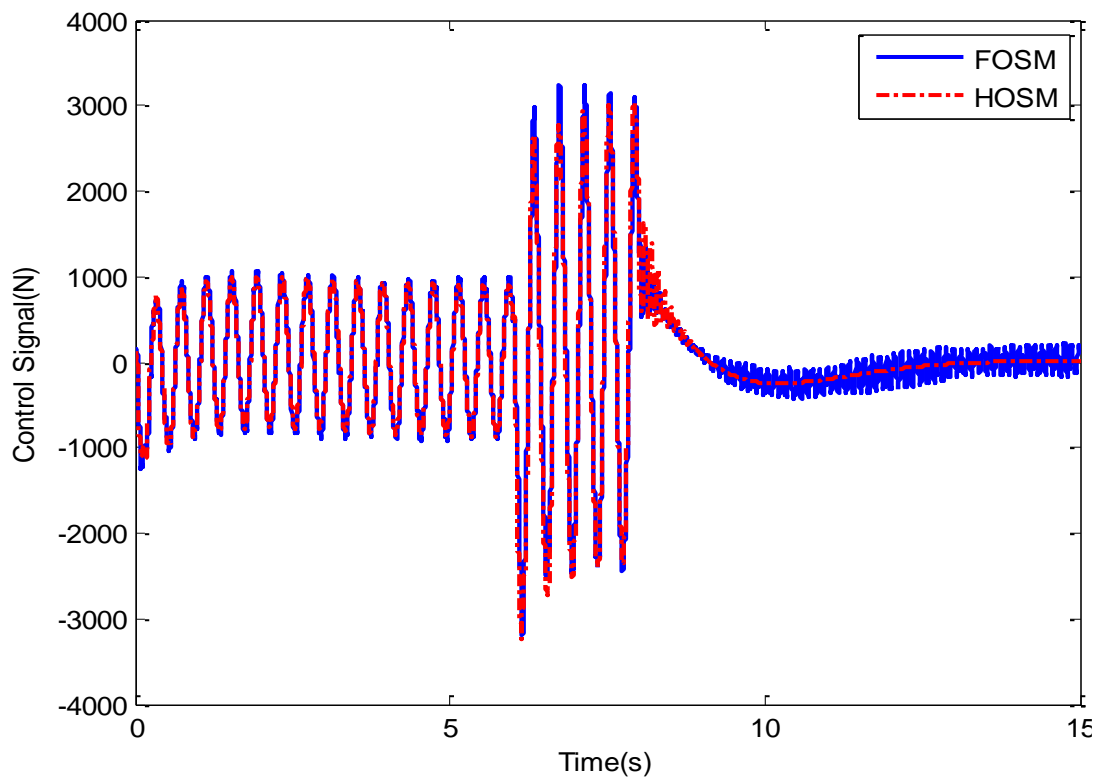
شکل (۳-۴) سرعت جابجایی سیستم تعلیق



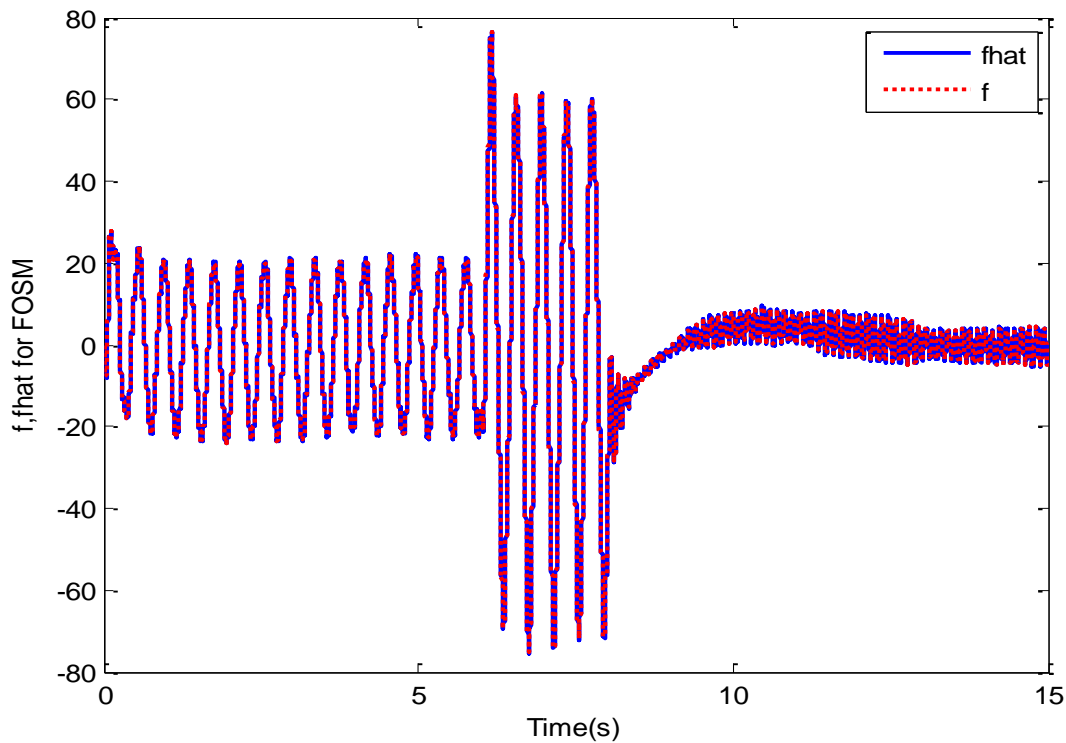
شکل (۴-۴) جابجایی بدنه خودرو



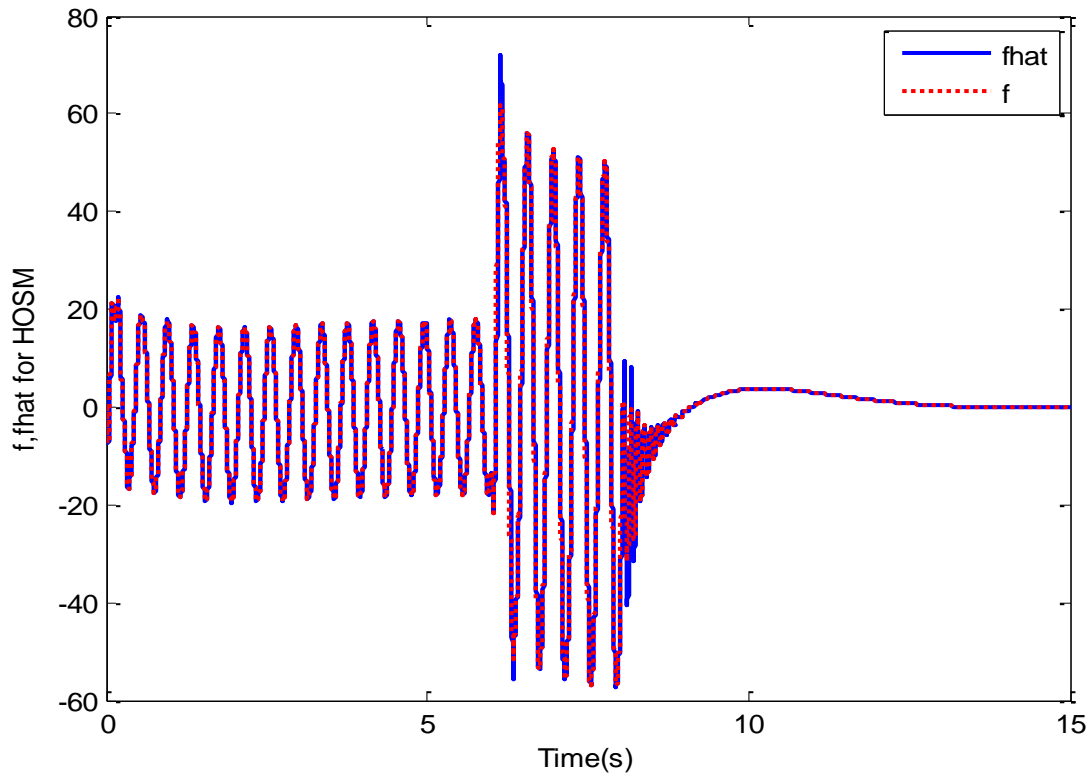
شکل (۵-۴) شتاب جابجایی بدنه خودرو



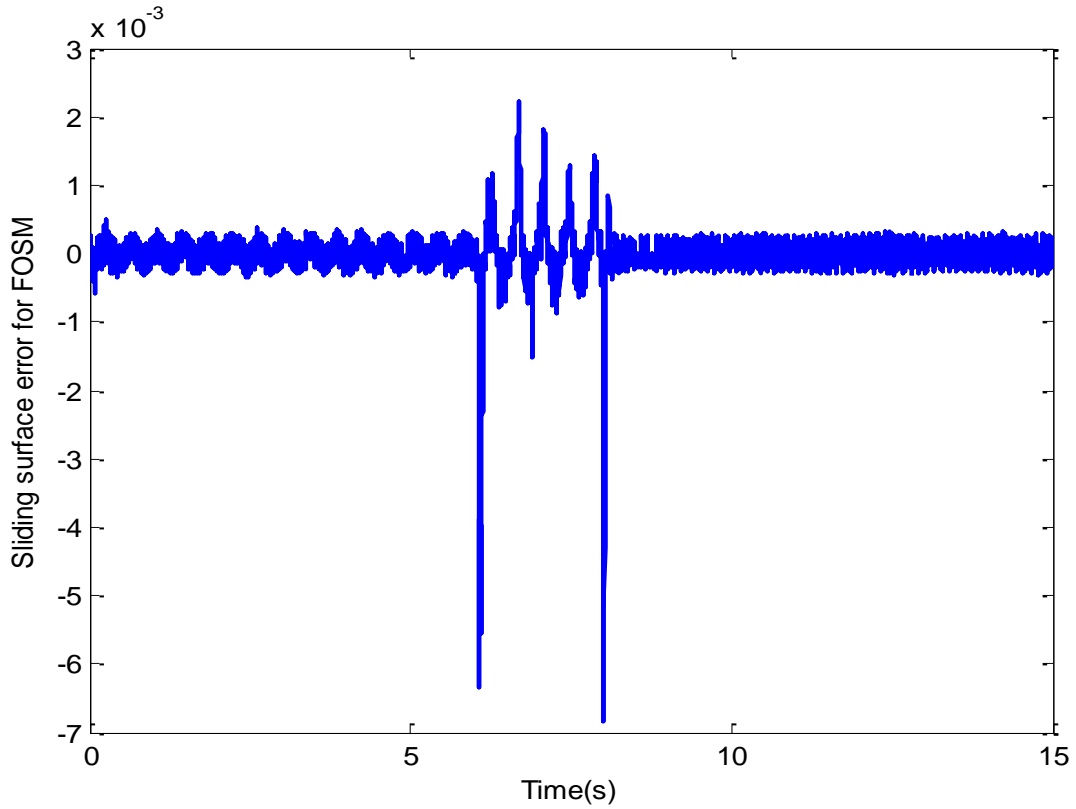
شکل (۶-۴) سیگنال کنترل



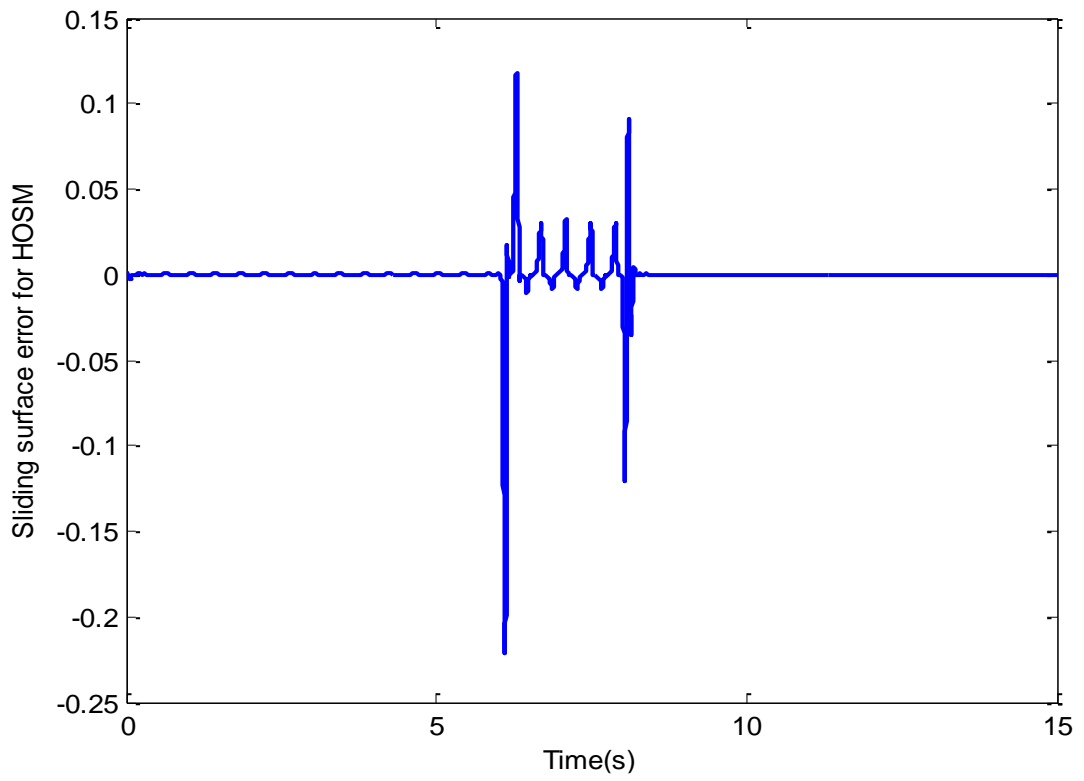
شکل (۷-۴)  $f$  و تخمین آن برای کنترل کننده‌ی حالت لغزشی مرتبه پایین



شکل (۸-۴)  $f$  و تخمین آن برای کنترل کننده‌ی حالت لغزشی مرتبه بالا



شکل (۹-۴) خطای تخمین سطح لغزش کنترل کننده ی حالت لغزش مرتبه یک



شکل (۴-۱۰) خطای تخمین سطح لغزش کنترل کننده ی حالت لغزش مرتبه بالا



---

---

## فصل ۵

### نتیجه گیری و پیشنهادات

---

---

## ۱-۵ نتیجه گیری

در این پژوهش، برای سیستم تعلیق فعال خودرو ارتقای راحتی سرنشین با به حداقل رساندن شتاب جابجایی بدنه خودرو مورد بررسی قرار گرفت. نخست به بیان مقدمه‌ای از سیستم تعلیق و انواع آن‌ها پرداخته شد. سپس در فصل دوم فرم فضای حالت مدل یک چهارم تعلیق خودرو ارائه شد. در مدل‌سازی انجام شده جهت نزدیک شدن مساله مورد مطالعه به واقعیت، دینامیک سیستم را به صورت نامعلوم در نظر گرفتیم و به آن حکم اغتشاش کلی را نسبت دادیم. برای از بین بردن اثر محرک هیدرولیکی از یک حلقه داخلی مجهز به کنترل‌کننده تناسبی - انتگرالی استفاده شده است.

در فصل سوم قانون کنترل مود لغزشی مرتبه دو مبتنی بر رویکرد اغتشاش توسعه یافته طراحی گردید. اثبات پایداری زمان محدود سیستم حلقه بسته توسط تابع لیاپانوف انجام شد و محدود بودن متغیرهای حالت تضمین گردید. حذف پدیده لرزش سیگنال کنترل در روش پیشنهادی مود لغزشی مرتبه بالا، دفع اثر اغتشاش خارجی، پاسخ سریع سیستم، سیگنال کنترل معتبر و عملکرد مطلوب سیستم از ویژگی‌های مهم کنترل‌کننده طراحی شده است. از طرفی کنترل‌کننده مود لغزشی مرسوم مبتنی بر رویکرد نیز به منظور انجام مقایسه طراحی شد.

رفتار معقول سیستم تعلیق فعال خودرو در عبور از دست‌انداز به کمک نتایج شبیه‌سازی ارائه شده است. نتایج شبیه‌سازی، برتری روش کنترلی مود لغزشی مرتبه دوم را در مقایسه با کنترل‌کننده مود لغزشی مرسوم و سیستم تعلیق غیرفعال نشان داده است.

## ۵-۲ پیشنهادات

پیشنهادات زیر جهت ادامه‌ی کار در پژوهش‌های آینده ارائه می‌گردد:

- از الگوریتم‌های فرا ابتکاری برای تنظیم بهینه پارامترهای سیستم کنترل طراحی شده استفاده شود.
- در این پژوهش، کنترل‌کننده طراحی شده مبتنی بر رویتگر اغتشاش بوده است. می‌توان در پژوهش‌های آینده، سیستم کنترل مبتنی بر رویتگر حالت توسعه یافته طراحی کرد.
- در آنالیز پایداری این تحقیق، کران نامعینی‌ها معلوم فرض شده است. در مطالعات آتی می‌توان این کران را نیز نامعلوم در نظر گرفت و آنالیز پایداری قویتری ارائه داد.

## پیوست

جدول ۱ پارامترهای محرک هیدرولیکی [28]

پارامتر	مقدار
$\alpha$	$4/515 \times 10^{13}$
$\beta$	1
$\gamma$	$1/545 \times 10^9$
$P_s$	10342500
$A$	$3/35 \times 10^{-4}$
$\tau$	0/003
$K_e$	0/001

جدول ۲ پارامترهای سیستم تعلیق [24]

پارامتر	مقدار
$b_d$	2500 Ns/m
$b_{dn}$	200 Ns/m
$m_s$	600 k g
$m_u$	60 k g
$k_s$	18000 N/m
$k_{sn}$	1000 N/m
$b_f$	1000 Ns/m

- [1] a.B.Sharkawy, "Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobiles' active suspension system," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 43, no. 11, 2005.
- [2] L. Miller, "Tuning passive, semi-active, and fully active suspension systems," *Proc. 27th Conf. Decis. Control*, pp. 3–9, 1988.
- [3] 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.
- [4] D. C. Rutledge, M. Hubbard, and D. Hrovat, "A two DOF model for jerk optimal vehicle suspensions," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 25, no. 2, pp. 113–136, 1996.
- [5] H. Y. Chen and S. J. Huang, "A new model-free adaptive sliding controller for active suspension system," *Int. J. Syst. Sci.*, vol. 39, no. 1, pp. 57–69, 2008.
- [6] R. Lian, B. Lin, and W. Sie, "Self-organizing fuzzy control of active suspension systems," vol. 36, no. 3, pp. 119–135, 2005.
- [7] J.-W. Wong, "The Theory of Ground Vehicle," 2001.
- [8] Y. Huang, J. Na, X. Wu, X. Liu, and Y. Guo, "Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance \$," 2014.
- [9] W. Sun, H. Pan, Y. Zhang, and H. Gao, "Mechatronics Multi-objective control for uncertain nonlinear active suspension systems," *Mechatronics*, vol. 24, no. 4, pp. 318–327, 2014.
- [10] J. Yao, Z. Jiao, and D. Ma, "High dynamic adaptive robust control of load emulator with output feedback signal," *J. Franklin Inst.*, vol. 351, no. 8, pp. 4415–4433, 2014.
- [11] 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.
- [12] M. M. Zirkohi and Z. T. Lin, "Interval type-2 fuzzy-neural network indirect adaptive sliding mode control for an active suspension system," *Nonlinear Dyn.*, vol. 79, no. 1, pp. 513–526, 2015.
- [13] S. Bououden, M. Chadli, and H. R. Karimi, "A Robust Predictive Control Design for Nonlinear Active Suspension Systems," *Asian J. Control*, vol. 18, no. 1, p. n/a–n/a, 2015.

- [14] B.-K. Song, J.-H. An, and S.-B. Choi, "A New Fuzzy Sliding Mode Controller with a Disturbance Estimator for Robust Vibration Control of a Semi-Active Vehicle Suspension System," *Appl. Sci.*, vol. 7, no. 10, p. 1053, 2017.
- [15] H. M. Chen, "Design of a nonlinear controller for a quarter vehicle active suspension system," *Proc. - 2012 Int. Symp. Comput. Consum. Control. IS3C 2012*, pp. 512–515, 2012.
- [16] W. H. Al-mutar and T. Y. Abdalla, "Quarter Car Active Suspension System Control Using PID Controller tuned by PSO," *Iraq .J. Electr. Electron. Enginerring*, vol. 11, no. 2, p. 151:158, 2015.
- [17] 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.
- [18] V. Behbood, J. Lu, and G. Zhang, "Adaptive inference-based learning and rule generation algorithms in fuzzy neural network for failure prediction," *Proc. 2010 IEEE Int. Conf. Intell. Syst. Knowl. Eng. ISKE 2010*, pp. 33–38, 2010.
- [19] P. C. Chen and A. C. Huang, "Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 44, no. 5, pp. 357–368, 2006.
- [20] D.-J. Xuan, J.-W. Kim, J.-I. Zang, and Y.-B. Kim, "A study on active suspension system using time delay control," *ICCAS 2007 - Int. Conf. Control. Autom. Syst.*, 2007.
- [21] M. M. Fateh and S. S. Alavi, "Impedance control of an active suspension system," *Mechatronics*, vol. 19, no. 1, pp. 134–140, 2009.
- [22] M. M. Fateh, "Robust impedance control of a hydraulic suspension system," *Int. J. Robust Nonlinear Control*, vol. 20, no. 8, pp. 858–872, 2010.
- [23] M. M. Fateh, & Majid, M. Zirkohi, and M. M. Zirkohi, "Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimisation," *Int. J. Veh. Mech. Mobil. Veh. Syst. Dyn.*, vol. 4912, no. 12, pp. 1951–1965, 2011.
- [24] V. S. Deshpande, B. Mohan, P. D. Shendge, and S. B. Phadke, "Disturbance observer based sliding mode control of active suspension systems," *J. Sound Vib.*, vol. 333, no. 11, pp. 2281–2296, 2014.
- [25] M. D. Donahue and J. K. Hedrick, "Implementation of an Active Suspension , Preview Controller for Improved Ride Comfort," *Nonlinear Hybrid Syst. Automot. Control*, 2003.
- [26] G. D. Nusantoro and G. Priyandoko, "PID State Feedback Controller of a Quarter Car Active Suspension System," *J. Basic Appl. Sci. Res. I*, vol. 1, no. 11, pp. 2304–2309, 2011.

- [27] Y. M. Sam and K. Hudha, "Modelling and force tracking control of hydraulic actuator for an active suspension system," *2006 1st IEEE Conf. Ind. Electron. Appl.*, 2006.
- [28] H. Du, N. Zhang, T. Engineering, and I. Systems, "Takagi-Sugeno fuzzy control scheme for electrohydraulic," *Control Cybern.*, vol. 39, no. 4, 2010.
- [29] 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.
- [30] R. Xu and Ü. Özgüner, "Sliding mode control of a class of underactuated systems," *Automatica*, vol. 44, no. 1, pp. 233–241, 2008.
- [31] A. Nasri, A. Hazzab, I. K. 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.
- [32] 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.
- [33] J. E. Slotine and Weiping Li, "Applied Nonlinear Control," 1991.
- [34] M. K. Khan, "DESIGN AND APPLICATION OF SECOND ORDER SLIDING MODE CONTROL ALGORITHMS," 2003.
- [35] T. Madani, B. Daachi, and K. Djouani, "Non-singular terminal sliding mode controller: Application to an actuated exoskeleton," *Mechatronics*, vol. 33, pp. 1 3 6 – 1 4 5 , 2 0 1 6 .
- [36] I. Salgado, I. Chairez., J. Moreno, L. Fridman, and a. Poznyak, "Generalized Super-Twisting Observer for nonlinear systems," *IFAC Proc. Vol.*, vol. 18, no. PART 1, pp. 14353–14358, 2011.
- [37] I. Sciences, "GSA : a Gravitational Search Algorithm," *Elsevier*, no. JUNE, 2009.
- [38] 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. ...* , v o l . 3 , p p . 6 3 6 – 6 4 4 , 2 0 1 2 .

## **Abstract**

This thesis presents a new High-order sliding mode control based on observer for active suspension system. First of all, the state-space model of system is defined and all the dynamics are considered as lumped uncertainties. Then, a second-order sliding mode controller is designed. Since the dynamics of system has been regarded as unknown term, a super-twisting disturbance observer is developed and the second-order sliding mode controller based on disturbance observer is formed.

The proposed control law can overcome to the various uncertainties such as parametric uncertainty, external disturbance and un-modeled dynamics. The chattering phenomenon has been attenuated through the proposed control method. In addition, a sliding-model controller based on disturbance observer is designed for comparison. The robustness behavior, valid control effort, driver comfort and minimization of the displacement are the features of the proposed control scheme.

The stability of the closed-loop system is guaranteed via Lyapunov function. The simulation is accomplished for passive suspension system and the active suspension systems. The simulation results demonstrate on the effectiveness of the proposed control law in comparison with the conventional approach. Matlab software is utilized for simulation.

**Keywords:** Second-order sliding mode; Disturbance observer; Supertwisting algorithm; Active suspension system; Robust control; Lyapunov theorem.





Shahrood University of Technology

**Faculty of Electrical Engineering and Robotic**

**M.Sc. Thesis in Control Engineering**

**Observer-Based High-Order Sliding Mode Controller for Vehicle  
Active Suspension System**

**By: Saeed Kakoulvand**

**Supervisor:**

**Dr. Alireza Alfi**

August 2018