

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده برق و رباتیک

رشته مهندسی برق کنترل

کنترل فیدبک حالت سیستم تعلیق فعال خودرو با عملگر غیر خطی

نگارنده : وحید مختاری

استاد راهنما :

دکتر علی اکبرزاده کلات

بهمن ۱۳۹۵

الله اعلم  
بما نزلنا  
في القرآن  
من آيات  
القدر

تقدیم اثر:

ماحصل آموخته هایم را تقدیم می کنم به آنان که مهر آسمانی شان آرام بخش آلام زمینی ام است

به استوارترین تکیه گاهم، دستان پر مهر پدرم

به سبزترین نگاه زندگیم، چشمان سبز مادرم

که هرچه آموختم در کتب عشق شما آموختم و هرچه بگو شتم قطره ای از دریای بی کران مهربانیتان را پاس نتوانم بگویم.

امروز هستی ام به امید شماست و فردا کلید باغ بهشتم رضای شما

را آوردی کران سنگ ترا این ارزان نداشتم تا به خاک پایتان نثار کنم، باشد که حاصل تلاشم نسیم کوزه، غبار

حسنگیتان را بروداید.

بوسه بردستان پر مهرتان

## شکر و قدردانی:

سپاس و ستایش تهناسیبه ذات اقدس حق، پرورنده جسم و جان انسان می باشد. این حمد و شانه زرفه من خواهد شد مگر آنکه انسان از کسانی که او را به هر نوع و شکل ممکن یاری کرده اند سپاسگذاری نماید. حال که با لطف و عنایتش پیمان نامه حاضر را به پیمان رسانیده ام، بر خود واجب میدانم از کلیه کسانی که مراد این امریاری نمودند تقدیر و شکر کنم. هر چند که ادای کامل این دین از محالات است، اما تلاش می کنم با زبان قاصر خود بخشی از آن را به انجام برسانم.

در این راستا ابتدا باید از استاد راهنمای خود، جناب آقای دکتر علی اکبرزاده کلات قدردانی نمایم. ذکر این نکته ضروریست که زحمات ایشان در کار حاضر ستودنی است. ایشان با صبر و سگیبائی فراوان کوتاهی های مرا نادیده گرفتند، خطایم را به من یاد آوری کردند و بارها بنهاییهای خود گره گشایی بسیاری از مشکلات من بودند. پس از آن لازم است از برادر خود جناب آقای سعید مختاری و خواهر خود سرکار خانم آرزو مختاری، که نه تنها در تمامی مراحل تحصیل بلکه در طول زندگی، پشتیبان و یاور من بودند و حضورشان موجب دلگرمی من بود، شکر کنم. در پیمان از کلیه کسانی که به هر نحو چه معنوی و چه مادی امریاری نمودند سپاسگذاری می کنم.

# تعهد نامه

اینجانب وحید مختاری دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی برق-کنترل دانشکده برق و رباتیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه کنترل فیدبک حالت سیستم تعلیق فعال خودرو با عملگر غیرخطی تحت راهنمایی دکتر علی اکبرزاده کلات متعهد می شوم .

- 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 صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده ( یا بافتهای آنها ) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

## تاریخ

## امضای دانشجو

### مالکیت نتایج و حق نشر

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

\* متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه وجود داشته باشد .

## چکیده:

در این پایان نامه روش کنترلی مبتنی بر کنترل معکوس تطبیقی مستقیم و فیدبک حالت تطبیقی برای سیستم تعلیق فعال مدل یک چهارم خودرو با حضور عملگر هیدرولیکی غیرخطی ارائه می‌شود. در این روش از دو حلقه کنترلی استفاده می‌شود. حلقه کنترل داخلی شامل کنترل کننده معکوس تطبیقی و مدل عملگر غیرخطی است. کنترل کننده معکوس تطبیقی با شناسایی مدل معکوس عملگر و سری قرار گرفتن آن با مدل عملگر، تابع همانی را تشکیل می‌دهند که وظیفه این حلقه داخلی، ردگیری سیگنال نیروی مطلوب تولیدی توسط فیدبک حالت تطبیقی است. در حلقه کنترل خارجی، فیدبک حالت تطبیقی استفاده شده است که از مزیت های آن تخمین بهره فیدبک حالت بدون نیاز به دانستن مدل سیستم است. در پایان برای غلبه بر عدم قطعیت های ناشی از خطای شناسایی معکوس و عدم قطعیت های ساختاری، ترم مقاوم تطبیقی نیز به فیدبک حالت تطبیقی اضافه می‌گردد. نتایج این روش نشان می‌دهند که روش پیشنهادی می‌تواند عملکرد سیستم را بطور قابل توجهی بهبود بخشد و راحتی سرنشینان و رانندگی مطمئن را تضمین کند.

واژگان کلیدی: کنترل معکوس تطبیقی، سیستم تعلیق فعال خودرو، عملگر غیرخطی، فیدبک حالت

## فهرست مطالب

فصل اول: مقدمه.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ انواع سیستم تعلیق.....	۶
۲-۱ مروری بر تحقیقات پیشین.....	۱۰
۳-۱ اهداف پایان نامه.....	۱۶
۴-۱ ساختار پایان نامه.....	۱۷
فصل دوم: دینامیک سیستم تعلیق فعال و محرکه الکتروهیدرولیکی.....	۱۹
۱-۲ سیستم تعلیق فعال خودرو.....	۲۰
۲-۲ عملگر.....	۲۲
۱-۲-۲ عملگر الکتریکی.....	۲۳
۲-۲-۲ عملگر نیوماتیکی.....	۲۳
۳-۲-۲ عملگر هیدرولیکی.....	۲۴
۳-۲ دینامیک محرکه هیدرولیکی.....	۲۵
فصل سوم: معرفی روش پیشنهادی و راهبردهای کنترل.....	۲۹

۳-۱ تحلیل سیستم کنترل ..... ۳۰

۳-۲ کنترل معکوس ..... ۳۲

۳-۳ طراحی فیدبک حالت تطبیقی مقاوم سیستم کنترل ..... ۴۳

فصل چهارم: شبیه سازی و نتایج عملکردی سیستم ..... ۴۹

۴-۱ نتایج شبیه سازی بدون تغییر پارامترها ..... ۵۰

۴-۱-۱ نتیجه گیری ..... ۶۳

۴-۲ نتایج شبیه سازی با تغییر پارامترها ..... ۶۴

۴-۲-۱ نتایج شبیه سازی ..... ۶۸

۴-۳ مقایسه فیدبک حالت تطبیقی با فیدبک حالت بهره ثابت در حساسیت نسبت به تغییر

پارامترها ..... ۶۹

۴-۳-۱ نتایج شبیه سازی ..... ۷۴

۴-۴ مقایسه فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم با کنترل کننده PID ..... ۷۴

فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات ..... ۷۹

مراجع ..... ۸۳



## فهرست اشکال و جداول

- جدول ۱-۱: بخش های مهم دینامیک خودرو و راه حل های آن ..... ۴
- شکل ۱-۲: مدل یک چهارم سیستم تعلیق فعال ..... ۲۰
- شکل ۲-۲: محرکه الکتروهیدرولیکی ..... ۲۶
- شکل ۱-۳: شماتیک کلی سیستم کنترل ..... ۳۱
- شکل ۲-۳: ساختار کنترل معکوس تطبیقی غیرمستقیم ..... ۳۵
- شکل ۳-۳: کنترل معکوس تطبیقی مستقیم ..... ۳۶
- شکل ۴-۳: کنترل معکوس تطبیقی مستقیم ساده شده ..... ۳۸
- شکل ۵-۳: ورودی مربعی و خروجی ردیابی ..... ۴۰
- شکل ۶-۳: جریان ورودی عملگر ..... ۴۱
- شکل ۷-۳: شکل تابع علامت ..... ۴۱
- شکل ۹-۳: بزرگنمایی بخشی از ردگیری سیگنال نویز ..... ۴۲
- شکل ۱۰-۳: شکل تابع علامت هنگام ردگیری نویز تصادفی ..... ۴۲
- شکل ۱۱-۳: جریان ورودی به عملگر ..... ۴۲
- جدول ۱-۴: پارامترهای سیستم تعلیق ..... ۵۰
- جدول ۲-۴: پارامترهای عملگر الکتروهیدرولیکی ..... ۵۱
- شکل ۱-۴: اغتشاش جاده ..... ۵۲
- شکل ۲-۴: نیروی تولیدی توسط فیدبک حالت تطبیقی ..... ۵۳
- شکل ۳-۴: نیروی تولیدی توسط ترم مقاوم ..... ۵۳

- شکل ۴-۴: نمایش محدوده عدم قطعیت ها ..... ۵۴
- شکل ۵-۴: ردگیری سیگنال نیروی مطلوب توسط عملگر غیرخطی باکمک کنترل معکوس تطبیقی  
مستقیم ..... ۵۵
- شکل ۶-۴: به روزرسانی وزنها در حین اجرای برنامه ..... ۵۶
- شکل ۷-۴: بزرگنمایی شکل ۴-۶ برای سه وزن اول (مربوط به نیرو و تاخیر یافته های آن) ..... ۵۶
- شکل ۸-۴: بزرگنمایی شکل ۴-۶ برای وزن آخر (مربوط به خروجی عملگر) ..... ۵۷
- شکل ۹-۴: جریان ورودی شیر ..... ۵۷
- شکل ۱۰-۴: میزان جابجایی بدنه در دو حالت فعال و غیرفعال ..... ۵۸
- شکل ۱۱-۴: میزان جابجایی بدنه در حالت فعال ..... ۵۹
- شکل ۱۲-۴: میزان جابجایی چرخ در دو حالت فعال و غیرفعال ..... ۵۹
- شکل ۱۳-۴: میزان جابجایی چرخ در حالت فعال ..... ۶۰
- شکل ۱۴-۴: شتاب عمودی بدنه خودرو در دو حالت فعال و غیرفعال ..... ۶۰
- شکل ۱۵-۴: جابجایی بدنه نسبت به چرخ در دو حالت فعال و غیر فعال ..... ۶۱
- شکل ۱۶-۴: جابجایی بدنه نسبت به چرخ در حالت فعال ..... ۶۱
- شکل ۱۷-۴: تغییر شکل لاستیک در دو حالت فعال و غیرفعال ..... ۶۲
- شکل ۱۸-۴: تغییر شکل لاستیک در حالت فعال ..... ۶۲
- شکل ۱۹-۴: جابجایی بدنه خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها ..... ۶۵
- شکل ۲۰-۴: جابجایی عمودی چرخ در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها ..... ۶۵

- شکل ۴-۲۱: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها  
 ۶۶.....
- شکل ۴-۲۲: مقایسه جابجایی بدنه نسبت به چرخ خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها،  
 ۶۶.....
- شکل ۴-۲۳: جریان ورودی شیرفرمان در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها.....۶۷
- شکل ۴-۲۴: نیروی تولیدی فیدبک حالت تطبیقی در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها،  
 ۶۷.....
- شکل ۴-۲۵: تغییر فرم لاستیک در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها .....۶۸
- شکل ۴-۲۶: جابجایی بدنه خودرو بدون تغییر پارامترها.....۷۰
- شکل ۴-۲۷: جابه جایی بدنه خودرو با تغییر پارامترها.....۷۰
- شکل ۴-۲۸: جابجایی سیستم تعلیق بدون تغییر پارامترها .....۷۱
- شکل ۴-۲۹: جابجایی سیستم تعلیق با تغییر پارامترها.....۷۱
- شکل ۴-۳۰: تغییر فرم لاستیک در دو حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت بدون تغییر پارامترها .....۷۲
- شکل ۴-۳۱: تغییر فرم لاستیک در دو حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت با تغییر پارامترها،.....۷۲
- شکل ۴-۳۲: جابجایی چرخها در حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت بدون تغییر پارامترها،.....۷۳
- شکل ۴-۳۳: جابجایی چرخها در حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت با تغییر پارامترها،.....۷۳

شکل ۴-۳۴: جابجایی بدنه در دو روش کنترل PID و فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم ..... ۷۵

شکل ۴-۳۵: جابجایی چرخ در دو روش PID و فیدبک تطبیقی مقاوم ..... ۷۵

شکل ۴-۳۶: جابجایی سیستم تعلیق در دو روش PID و فیدبک حالت تطبیقی مقاوم ..... ۷۶

شکل ۴-۳۷: تغییر فرم لاستیک در دوروش PID و فیدبک حالت تطبیقی مقاوم ..... ۷۶

شکل ۴-۳۸: شتاب عمودی بدنه در دو روش فیدبک حالت تطبیقی مقاوم و روش PID ..... ۷۷

شکل ۴-۳۹: نیروی تولیدی توسط عملگر در دو روش فیدبک حالت تطبیقی مقاوم و روش PID ... ۷۷

فصل اول

مقدمه

## ۱-۱ مقدمه

دینامیک خودرو موضوعی است که در سالهای اخیر بسیار مورد توجه مهندسين و توليد کنندگان خودرو قرار گرفته است. تلاش هایی که در این زمینه صورت گرفته، همواره در راستای پیشرفت و بهبود عملکرد یک خودروی در حال حرکت می باشد که در معرض انواع بی نظمی های جاده قرار دارد. در این بین، کیفیت سیستم تعلیق خودرو و عملکرد آن، بدلیل نقشی که در خودرو ایفا می کند، از اهمیت بسزایی برخوردار است.

کار سیستم تعلیق خودرو، در به حداکثر رسانیدن اصطکاک بین لاستیک و سطح جاده، برای فراهم آوردن هدایت پایدار، دست فرمان خوب و اطمینان از اینکه سرنشینان در راحتی به سر می برند، خلاصه می شود. اگر جاده ها کاملاً صاف بودند و بدون هیچ دست اندازی، ما نیازی به سیستم تعلیق نداشتیم. ولی جاده ها از صاف بودن فاصله زیادی دارند. حتی جاده هایی هم که به تازگی آسفالت شده اند، دارای ناصافی هایی جزئی هستند که می توانند بر چرخ های خودرو تاثیر بگذارند. این ناصافی ها بر چرخ ها نیرو وارد می کنند و طبق قوانین حرکت نیوتن، همه نیروها جهت و اندازه دارند. یک دست انداز باعث می شود تا چرخ به صورت عمودی بر سطح جاده بالا و پایین برود. البته نیرو به بزرگی و کوچکی دست انداز بستگی دارد. درعین حال، چرخ خودرو هنگامی که از ناهم سطحی عبور می کند، یک شتاب عمودی را نیز به دست می آورد.

بدون یک نظام مداخله کننده، همه انرژی عمودی چرخ، به شاسی که در همان جهت در حال حرکت است انتقال می‌یابد. در چنین شرایطی، ممکن است که چرخ‌ها به طور کامل از جاده جدا شده و سپس تحت نیروی جاذبه، مجدداً با سطح جاده برخورد کنند. چیزی که نیاز است، سیستمی است که انرژی چرخ را (که دارای شتاب عمودی است) در حال عبور از دست انداز، جذب کرده و به شاسی و بدنه اجازه دهد تا به راحتی حرکت کنند.

مطالعه نیروهای وارد شده به یک خودروی متحرک را دینامیک خودرو می‌نامند و برای درک بهتر ضرورت وجود یک سیستم تعلیق، در حله اول نیاز به دانستن بعضی مفاهیم می‌باشد. اکثر مهندسان اتومبیل، دینامیک خودروی متحرک را از دو دیدگاه بررسی می‌کنند:

- راحتی سفر: توانایی خودرو برای به نرمی عبور کردن از یک جاده پر دست انداز.
- خوش فرمانی: امنیت خودرو در شتاب، ترمز، پیچ‌ها و دورها.

این دو خصیصه را می‌توان به صورت عمیق‌تری در سه بخش مهم توضیح داد: ایزولاسیون جاده، نگهدارندگی جاده و پیچ. جدول ۱-۱ این اجزا را توضیح داده و به این می‌پردازد که مهندسان چگونه سعی بر حل این مشکلات، به صورت جداگانه و بسته به نوع خودشان دارند.

جدول ۱-۱ بخش های مهم دینامیک خودرو و راه حل های آن

بخش	تعریف	هدف	راه حل
ایزولاسیون جاده	توانایی خودرو برای جذب یا جداسازی شوک جاده از قسمت سرنشین	به بدنه خودرو این اجازه را بدهد تا به راحتی روی جاده های پردست انداز حرکت کند.	انرژی را از دست اندازها گرفته و آن را آزاد کند، بی آنکه بر خودرو تکان اضافی وارد سازد.
نگهدارندگی جاده	درجه ای که خودرو در آن تماس خود با سطح جاده را در طی تغییرات مختلف جهت و آن هم در یک خط مستقیم، تنظیم می نماید(مثال: هنگامی که راننده ترمز می کند، وزن خودرو از لاستیک های عقب به لاستیک های جلو منتقل می گردد.)	نگهداشتن لاستیک ها در تماس با زمین، زیرا این اصطکاک بین لاستیک ها و جاده است که بر توانایی خودرو برای فرمان گرفتن، ترمز کردن و شتاب گرفتن تاثیر می گذارد.	به حداقل رسانیدن انتقال وزن خودرو از طرفی به طرف دیگر و از جلو به عقب که این انتقال وزن از چسبندگی لاستیک ها به جاده می کاهد.
پیچ	توانایی یک خودرو برای طی یک مسیر پیچ دار	به حداقل رساندن چرخش خودرو، که بر اثر وارد شدن نیروی گریز از مرکز به مرکز ثقل خودرو و در حین دور زدن، و سپس بلند کردن یک طرف و پایین آوردن طرف مقابل	انتقال وزن خودرو در هنگام دور زدن از طرف بالای خودرو به طرف پایین تر.

وظیفه سیستم تعلیق خودرو در حالت ایده آل این است که دامنه نوسانات بدنه را به ازای هر نوع

تحریک پایه ای حتی اگر دامنه این نوسانات زیاد باشد، به صفر برساند. نوسانات بدنه بر اثر نیروهای



وارد بر آن، از سوی فنر و میراکننده ایجاد می‌شود. در حالت ایده آل میراکننده در سیستم وجود ندارد. بنابراین تنها نیروی وارد بر بدنه، نیروی فنر خواهد بود که آن هم از حاصلضرب تغییر طول فنر در سختی فنر بدست می‌آید. بنابراین هرگاه سختی فنر به سمت صفر میل کند نوسانات جرم فنر بندی شده (جرم بدنه) هم به صفر نزدیک می‌شود. از این رو تعلیق ایده آل، تعلیقی است که فنرهایی با ضریب سختی کمینه داشته باشد.

جرم فنربندی شده، جرم خودرو بر فنرها است، حال آنکه جرم فنربندی نشده به صورت جداگانه، جرم بین جاده و فنرهای سیستم تعلیق تعریف می‌شود. خشکی فنر، برعکس العمل جرم معلق (جرم فنربندی شده) در هنگام رانندگی تاثیر می‌گذارد. خودروهایی که دارای جرم معلق ضعیفی هستند، نظیر خودروهای اشرافی، می‌توانند دست اندازها را به راحتی هضم کرده و یک سواری فوق العاده نرم و راحت را فراهم آورند؛ هرچند، این خودرو از شیرجه و نشست در هنگام ترمز کردن و شتاب گرفتن رنج می‌برد و در سر پیچ ها و دور زدن ها تمایل بیشتری به تجربه موج یا پیچش بدنه نشان می‌دهد. خودروهایی که دارای فنرهای سخت می‌باشند، مانند خودروهای اسپرت، نسبت به جاده های پر دست انداز، خشونت بیشتری نشان می‌دهند. ولی این نوع اتومبیل، به خوبی حرکت بدنه را به حداقل

---

<sup>1</sup>Damper

<sup>2</sup>Sprung Mass

می‌رساند؛ و این بدان معناست که آنها قابلیت سواری به صورت دیوانه وار را حتی در سر پیچ‌ها، دارا هستند.

پس در حالی که فنرها به خودی خود، قطعاتی ساده به نظر می‌آیند، طراحی و به کارگیری آنها بر روی یک خودرو به منظور تعادل بین راحتی سرنشین و کنترل خودرو، فرآیند پیچیده‌ایست. این در حالی است که فنرها به تنهایی نمی‌توانند یک سواری کاملاً نرم را فراهم آورند زیرا آنها در جذب انرژی بسیار عالی عمل می‌کنند، ولی در رها سازی انرژی به خوبی عمل نمی‌کنند. به همین دلیل قطعات دیگری، به عنوان کمک فنر نیاز هستند تا این کار به خوبی انجام پذیرد. به دلیل این موانع عملی که بر سر راه سیستم تعلیق ایده آل وجود دارد، به ناچار سیستم‌های تعلیق در حالت‌های غیر ایده آل طراحی می‌شوند.

## ۱-۲ انواع سیستم تعلیق

سیستم تعلیق دارای انواع مختلفی است که هر یک دارای معایب و مزایایی می‌باشند. انواع

سیستم‌های تعلیق عبارتند از:

۱- سیستم تعلیق غیرفعال

۲- سیستم تعلیق نیمه فعال

۳- سیستم تعلیق فعال

سیستم های تعلیق غیرفعال، در واقع سیستم های فنر و کمک فنر معمولی می باشند که امروزه در اکثر خودرو ها دیده می شوند. پارامترهای اصلی این سیستم ها یعنی فنر و میراکننده آن، دارای مشخصات ثابت با زمان می باشند. در طراحی این نوع سیستم های تعلیق، جاده را که یک عامل تحریک است، در یک حالت خاص ولی عمومی در نظر می گیرند. با توجه به ثابت بودن مشخصه های سیستم تعلیق غیر فعال که برای این نوع سیستم طراحی می شوند، مانند جرم سیستم تعلیق، فنر و میراکننده های بکار رفته در ساختمان تعلیق، تنها می توانند در یک بازه مشخص و محدود، مصالحه ای را بین راحتی سفر و خوش فرمانی ایجاد کنند، اما با تغییر شکل و فرکانس اغتشاشات و نوسانات جاده ای، سیستم طراحی شده از محدوده کاری بهینه خود خارج شده و دیگر پاسخ مطلوب و مناسبی ندارد. همچنین در مواجهه با اغتشاشات جاده ای به دلیل جابجایی ضعیف و کاهش راحتی سرنشینان و محدودیت در سرعت و حذف لغزش وسیله نقلیه، سیستم تعلیق غیرفعال از کارایی مناسبی برخوردار نخواهد بود. به دلیل معایب مذکور و عدم توانایی سیستم تعلیق غیرفعال در ارضای معیارهای متضاد یک سیستم تعلیق مطلوب، سیستم های تعلیق نیمه فعال و فعال مورد توجه قرار گرفتند.

سیستم های تعلیق نیمه فعال دارای فنری با ضریب سختی ثابت و میراکننده ای با ضریب میرایی متغیر و قابل کنترل هستند. با کنترل ضریب میرایی میراکننده می توان رفتار خودرو را در برابر ناهمواری های جاده ای، تنظیم کرد. برای این منظور از دو روش زیر استفاده می شود [۱]:

۱- سیستم هیدرولیکی

۲- سیستم مگنتورهلوجیکال<sup>۱</sup>

سرعت پاسخ سیستم هیدرولیکی در سیستم تعلیق نیمه فعال، پایین است. زیرا در این سیستم نیروی مورد نیاز برای کاهش دامنه ارتعاشات، باید از حرکت سیال تولید شود و سرعت این حرکت و جابجایی کم است. از طرفی اندازه عملگر هیدرولیکی به نسبت عملگر مگنتورهلوجیکال بزرگتر می‌باشد. همچنین فشار سیال هیدرولیکی بالا بوده و اتصالات سیستم هیدرولیکی باید بدون هیچ نشتی، فشار سیال را تحمل کند. به دلیل موارد فوق و مزایای عملگرهای مگنتورهلوجیکال از جمله حجم و اندازه کوچک و پاسخ سریع تر و دقیق تر آنها نسبت به عملگرهای هیدرولیکی، در سیستم های تعلیق نیمه فعال اغلب از این میراکننده ها استفاده می‌شود [۱].

یکی دیگر از روش های مهم مورد استفاده در سیستم های تعلیق نیمه فعال، استفاده از سیستم تعلیق نیوماتیکی است. در حقیقت سیستم تعلیق نیوماتیکی می‌تواند به عنوان یک جذب کننده ارتعاشی در سیستم تعلیق نیمه فعال مورد استفاده قرار گیرد [۲]. سیستم تعلیق نیمه فعال از هر نوعی که باشد نیاز به یک نیروی خارجی برای انجام وظیفه خود دارد.

سیستم تعلیق فعال، سیستمی است که المان های غیرفعال در آن با المان های فعال جایگزین شده یا در کنارهم کار می کنند [۲]. با قرار دادن نیروی عملگر<sup>۱</sup> به موازات سیستم غیرفعال، یک سیستم فعال بدست می آید. این عملگر وسیله ایست که انرژی هیدرولیکی سیال تحت فشار را به حرکت مکانیکی تبدیل می کند. این سیستم به کمک فشار هیدرولیکی هرتایر را با نیروی ثابتی به سطح جاده می فشارد بطوریکه با بالا و پایین رفتن چرخها این نیرو تغییر می کند. همچنین زمانی که مرکز ثقل خودرو در اثر دور زدن تغییر می کند و یا بر اثر ترمز کردن شیرجه می رود و بر اثر شتاب گیری عقب خودرو حالت چمباتمه پیدا می کند مقدار این نیرو تغییر می کند. در سیستم های تعلیق فعال اغلب از جک های سرو هیدرولیک<sup>۲</sup> به عنوان عملگر استفاده می شود.

سنسوری که در عملگر قرار گرفته است تغییرات نیروی وارده به تایر را از طریق ارسال سیگنال به اطلاع واحد کنترل الکترونیکی می رساند. همچنین سنسورهای دیگری که در خودرو تعبیه شده اند تغییر وضعیت فرمان، شتاب و پایداری اتاق را به اطلاع واحد کنترل الکترونیکی می رسانند [۳]. یک ژيروسکوپ به منزله سنسور دوران حول محور قائم عمل کرده و هرگونه انحراف یا تغییر جهت خودرو از مسیر مستقیم را مشخص می کند.

---

<sup>۱</sup>Actuator

<sup>۲</sup>Servo Hydraulic

واحد کنترل الکترونیکی ورودی های سنسورهای مختلف را دریافت کرده و از طریق شیری که با سیگنال های الکترونیکی کنترل می شود سیال تحت فشار را به عملگر می فرستد. عملگر نیز چرخ را به بالا و پایین برده و تایر را با نیروی ثابتی به جاده می فشارد. در نتیجه خودرو همواره در یک سطح باقی می ماند و در عین حال کیفیت سفر و رانندگی نیز حفظ می شود. فنرهای سیستم تعلیق فعال معمولاً عملکرد نرمی دارند و تحت تاثیر عملگرهای قوی تر از خود قرار می گیرند. در صورت خراب شدن سیستم های هیدرولیکی بدلیل وجود این فنرها باز امکان رانندگی مهیا می باشد.

سیستم تعلیق فعال سیستمی است که سختی تعلیق و میزان میراکنندگی سیستم را مدام تحت کنترل دارد و قادر است قبل از رسیدن به ناهمواری ها تنظیمات لازم را انجام دهد و چرخها را همیشه در تماس با سطح جاده نگه دارد.

## ۱-۲ مروری بر تحقیقات پیشین

سیستم تعلیق موضوع بحث از سال ۱۹۶۰ تا به حال بوده است. تاکنون مطالعات زیادی در مورد محدودیت ها و مزایای سیستم تعلیق انجام شده است. همچنین عملکرد انواع سیستم های تعلیق و مقایسه هریک با دیگری مورد بررسی قرار گرفته است، که نتیجه آن پیشرفت سیستم های تعلیق در گذر زمان و همچنین بهبود عملکرد آن در طول این سالها بوده است.

علاوه بر زیر ساخت های یک سیستم تعلیق، تئوری کنترلی مناسب نیز در طی فرآیند ساخت بسیار با اهمیت است. روش های کنترلی زیادی به طور موفق برای مدل های نیمه فعال و فعال در وسایل نقلیه استفاده شده است، از جمله کنترل تطبیقی [۷-۴]، کنترل مقاوم [۸]، کنترل PID [۹]، کنترل فازی [۱۰]، کنترل عصبی [۱۱]، کنترل بهینه [۱۲].

روش PID معمول ترین روش کنترل در این زمینه است. در برخی موارد از دو حلقه برای کنترل سیستم استفاده می شود به صورتی که یک کنترل کننده PID برای حلقه داخلی و برای کنترل نیرو و کنترل کننده PID دیگری برای حلقه خارجی و برای سیستم تعلیق مورد استفاده قرار می گیرد. که این روش عملکرد سیستم را نسبت به حالت غیرفعال بهبود می بخشد و تلاش کنترلی کمتری را می طلبد [۱۳]. همچنین در برخی مواقع این کنترلر PID به صورت خود تنظیم کننده طراحی می گردد [۹]. کنترل سیستم های تعلیق فعال همچنین با تئوری کنترل بهینه توسعه داده می شوند به طوری که اغلب روش های کنترل تعلیق فعال بر پایه راهبردهای کنترل بهینه استوار هستند [۱۴]. در این روش ها سیستم تعلیق فعال، به ازای مقادیر شتاب جرم معلق، بار تایر و جابجایی تعلیق بهینه می شوند. هدف روش بهینه سازی مورد استفاده، کمینه کردن تابع هزینه ای است که معرف مقدار انتقال نوسانات به بدنه خودرو می باشد. در این حالت با کمینه کردن تابع هزینه، سیستم بهینه خواهد شد. همچنین قانون فیدبک حالت کامل نیز در سیستم های فعال مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج نشان دهنده

بهبود عملکرد سیستم و فراهم کردن خوش فرمانی و راحتی سفر برای سیستم مذکور است [۱۵]. عیب این روش این است که در تمامی سیستم‌ها حالت‌ها در دسترس نیستند لذا باید این روش را با روش‌های نوین دیگری نظیر طراحی مشاهده گر تلفیق کرد تا به واقعیت نزدیک تر باشد.

در [۱۶] روش فیدبک حالت برای کنترل سیستم تعلیق نیم خودرو با هشت درجه آزادی استفاده شده است. برای استخراج حالت‌ها از یک مشاهده گر استفاده شده است که علاوه بر تخمین حالت‌ها، اغتشاشات و نویز سیستم را شناسایی کرده و با استفاده از یک الگوریتم فعال مستقل از مدل سیستم، اغتشاشات را کمینه می‌کند. از مزایای این روش، فراجهدش<sup>۱</sup> کم، دقت بالا، الگوریتم کنترلی ساده، زمان انطباق کم می‌باشد. نتایج این روش در مقایسه با روش کنترل فازی نشان می‌دهد که سیستم توانایی موثری در کاهش اغتشاشات جاده ای و کاهش زاویه شیرجه و چمباتمه خودرو دارد. در [۱۷] روش فیدبک حالت و کاهش اغتشاشات بصورت آزمایشگاهی روی مدل یک چهارم خودرو پیاده سازی شده است و نتایج نشان می‌دهند که نتایج تئوری با نتایج عملی هم خوانی دارند و روش پیشنهادی دارای مقاومت نسبت به عدم قطعیت و اغتشاشات مختلف می‌باشد.

[۱۸] طرح نوین کنترل کننده آزاد از مدل برای سیستم تعلیق فعال خودرو با حضور اغتشاشات جاده را ارائه می‌نماید. کنترل کننده پیشنهادی در مقایسه با طرح‌های قبلی، نیاز به کنترل نیرو ندارد و فقط از کنترل موقعیت استفاده می‌کند. در نتیجه، طرح آن ساده تر و با محاسبات کمتر خواهد بود.

---

<sup>۱</sup>Overshoot



کنترل کننده مورد نظر برای مدل سیستم تعلیق یک چهارم خودرو با وجود محرک روغنی با مدل غیر خطی طراحی شده است. در روند بدست آوردن کنترل کننده از کنترل خطی سازی پسخورد و تخمین و جبران عدم قطعیت توسط روش تاخیر زمانی استفاده می شود. کنترل کننده از پسخورد های جابجایی، سرعت و شتاب بدنه خودرو استفاده می کند. نتایج نشان می دهند که کنترل کننده در غلبه بر عوامل غیر خطی و عدم قطعیت مدل موفق است و همچنین عملکرد مطلوب سیستم تعلیق برای همگرایی بدنه به نقطه تعادل با خطای ناچیز را نشان می دهد. مقایسه عملکرد کنترل سیستم تعلیق پیشنهادی با سیستم تعلیق غیر فعال، برتری کنترل کننده پیشنهادی در فراهم آوردن راحتی سفر و رانندگی مطمئن را نشان می دهد.

با تلفیق روش های مختلف کنترل با دیگر روش ها نیز تحقیقاتی انجام شده است. در [۱۹] با تلفیق روش تطبیقی با روش عصبی و روش خطی سازی فیدبک کنترل کننده ای برای سیستم تعلیق فعال خودرو طراحی شده است که نتایج آن با PID خود تنظیم کننده مقایسه شده است. نتایج نشان دهنده برتری روش عصبی-تطبیقی نسبت به روش PID خود تنظیم کننده دارد. همچنین در [۲۰] روش تطبیقی فازی عصبی برای مدل تمام خودرو با ۸ درجه آزادی بکار رفته است. نتایج این روش در مقایسه با تعلیق نیمه فعال و غیرفعال، بهبود عملکرد تعلیق فعال را نشان می دهد.

در سیستم تعلیق فعال هیدرولیکی وقتی همه دینامیک های غیرخطی محرک هیدرولیکی در نظر گرفته می شود، سیستم بدست آمده شدیداً غیرخطی خواهد بود. بنابراین کنترل کننده های غیرخطی برای کنترل و هدایت این سیستم تعلیق مناسب تر هستند [۲۱]. همچنین نشان داده شده است که عدم لحاظ کردن دینامیک های غیرخطی و تمرکز روی بعضی شاخص های عملکردی خاص، منجر به محدودیت در پیشرفت و بهبود رفتار سیستم های تعلیق می شود [۲۲]. از این رو بیشتر طرح های کنترلی اعمال شده برای بهبود معیارهای سیستم تعلیق فعال، کنترل کننده های غیرخطی هستند. بسیاری از تحقیقات و مطالعاتی که با در نظر گرفتن دینامیک های غیرخطی محرک الکتروهیدرولیکی انجام شده اند از تحلیل های مشابهی در مدل کردن دینامیک ها استفاده کرده اند.

در [۲۳] با در نظر گرفتن دینامیک غیرخطی عملگر هیدرولیکی برای سیستم تعلیق فعال خودرو ابتدا یک کنترل کننده به روش لیاپانوف طراحی می شود. در این روش، به منظور کاهش شتاب های عمودی سرنشین و افزایش راحتی سفر، مربع شتاب عمودی به عنوان تابع لیاپانوف منتخب در نظر گرفته شده است. نتایج شبیه سازی ها نشان می دهد که هرچند این کنترل کننده در کاهش شتاب عمودی موفق عمل می کند، ولی هیچ تاثیری روی عوامل موثر بر فرمان پذیری خودرو ندارد. ضمن اینکه کنترل کننده طراحی شده از مقاومت خوبی در برابر عدم قطعیت ها برخوردار نیست. از این رو، در ادامه روش مد لغزشی<sup>۱</sup> به عنوان یک روش کنترل غیرخطی مقاوم مورد استفاده قرار گرفته است.

---

<sup>۱</sup>Sliding-mode

نتایج شبیه سازی ها نشان می دهد که مدل غیرخطی سیستم تعلیق با کنترل کننده مد لغزشی به خوبی می تواند رفتار مناسبی در برابر تغییر رفتار پارامترها از خود نشان دهد و عملکرد سیستم را نیز بهبود بخشد.

روش مد لغزشی همچنین با دیگر روش های کنترل نظیر روش تطبیقی-فازی بکار رفته است [۲۴]. در این روش یک کنترل کننده فازی خودتنظیم معرفی شده است. از آنجایی که برای پایداری، نیاز است تا پارامترهای کنترل کننده به دقت انتخاب شوند، کنترل کننده فازی به کنترل کننده تطبیقی-فازی خود تنظیم کننده مد لغزشی ارتقا می یابد که از خطا و سطح لغزش به عنوان ورودی کنترل کننده فازی، و از قانون تطبیق برای بدست آوردن پارامترهای کنترل کننده استفاده می کند. نتایج شبیه سازی نشان دهنده عملکرد کنترلی بهتری نسبت به روش کنترل کننده خودتنظیم فازی هستند. همچنین این روش مقاومت خوبی در برابر اغتشاشات دارد. در تحقیق دیگری روش تطبیقی-فازی مد لغزشی با روش تاکاگی-سوگنو روی مدل نیم خودرو انجام شده است [۲۵].

در [۲۶] روش مد لغزشی-تطبیقی همراه با روش بهینه معرفی شده است. در روش پیشنهادی، سطح لغزش با استفاده از یک استراتژی بهینه، جهت حداقل سازی یک تابع هزینه استخراج می شود که نتیجه آن یک سطح لغزش لگاریتمی است. دلیل پیشنهاد الگوریتم تطبیقی در این تحقیق، وجود عدم قطعیت های غیرخطی، تغییرپذیر با زمان و دارای کران نامشخص در سیستم عنوان شده است.

از دیگر روش های کنترل غیرخطی سیستم تعلیق فعال خودرو می توان به روش هایی نظیر عصبی-فازی [۲۷] و روش تطبیقی- فازی [۲۸] اشاره کرد. در روش عصبی-فازی، ابتدا یک کنترل کننده PD برای سیستم تعلیق فعال نیم خودرو طراحی می شود و سپس از آن برای آموزش کنترلر عصبی فازی استفاده می شود. پس از آموزش کنترلر PD از مدار خارج شده و کنترلر عصبی فازی به تنهایی کار کنترل را بر عهده می گیرد. از ویژگی های مهم این روش عدم نیاز به مدل ریاضی عملگر که غیرخطی است و عدم نیاز به ژاکوبین سیستم می باشد. در انتها نتایج عملکرد کنترل کننده PD با کنترل کننده FNN مقایسه شده است. این نتایج نشان می دهد که کنترل کننده طراحی شده توانسته اهداف خواسته شده را به خوبی تامین کند. در [۲۸] کنترل کننده فازی تطبیقی برای سیستم تعلیق نیمه فعال نیم خودرو با چهار درجه آزادی بکار رفته است. نتایج این روش نشان دهنده بهبود راحتی سفر نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال است.

### ۳-۱ اهداف پایان نامه

در این پایان نامه قصد داریم روش کنترلی را برای سیستم تعلیق فعال یک چهارم خودرو طراحی کنیم. برای نزدیکی هرچه بیشتر به سیستم تعلیق واقعی، سیستم تعلیق فعال را با در نظر گرفتن عدم قطعیت ها و عملگر غیرخطی هیدرولیکی در نظر می گیریم. روش کنترلی به این صورت است که ابتدا با روش تطبیقی رفتار عملگر غیرخطی را به صورت معکوس شناسایی کرده و سپس با استفاده از

سری کردن روش تطبیقی با مدل عملگر یک تابع همانی بدست می‌آوریم. سپس با استفاده از یک روش مقاوم تطبیقی، پاسخ سیستم را نسبت به اغتشاشات استاندارد جاده بهبود می‌دهیم به گونه ای که سیستم تعلیق به مولفه های راحتی سفر و خوش فرمانی مطلوب برسد. نتایج این روش نشان می‌دهند که راحتی سفر و خوش فرمانی خودرو بهبود قابل توجهی دارند به صورتی که جابجایی بدنه خودرو و اختلاف جابجایی بین بدنه و محور خودرو نسبت به حالت غیرفعال ۸۷٪ کاهش دارد.

#### ۴-۱ ساختار پایان نامه

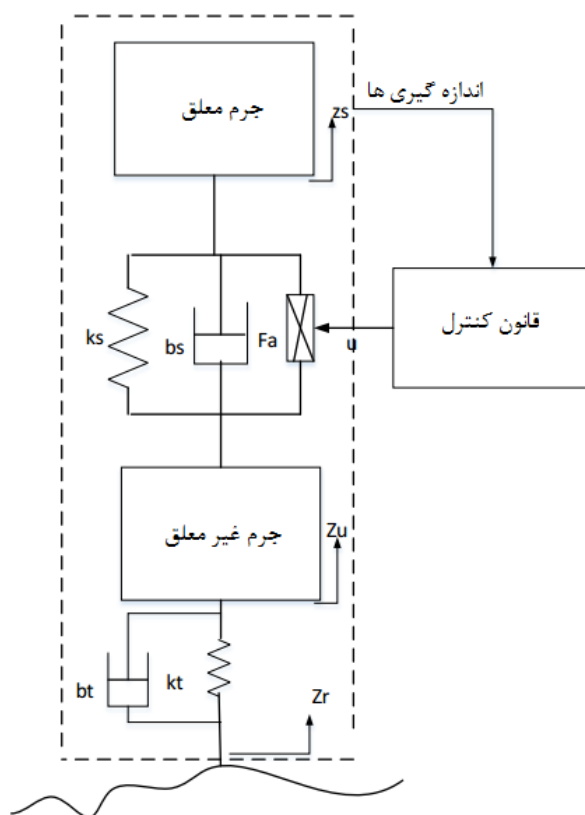
آنچه در فصل های بعدی می‌خوانید به شرح زیر است: در فصل دوم دینامیک سیستم تعلیق فعال خودرو و محرکه الکتروهیدرولیکی شرح داده می‌شود. در فصل سوم به شرح بخش های مختلف استفاده شده در استراتژی کنترل می‌پردازیم. در فصل چهارم شبیه سازی ها، نتایج و عملکرد سیستم در حضور کنترل کننده ارائه خواهد شد و در نهایت در فصل پنجم به بررسی نتایج و پیشنهادات خواهیم پرداخت.



# دینامیک سیستم تعلق فعال و محرکه الکترومیدرونیکی

## ۱-۲ سیستم تعلیق فعال خودرو

همانطور که قبلاً ذکر شد طراحی سیستم تعلیق فعال، بدلیل اهمیت بسیار زیاد در پایداری خودرو و فراهم آوردن راحتی سفر و رانندگی مطمئن، موضوع بسیاری از تحقیقات صنعت خودرو در جهان می باشد. در این تحقیقات روی مدل های مختلفی از خودرو شامل مدل تمام خودرو، مدل نیم خودرو و مدل یک چهارم خودرو مطالعه می شود. مدلی که در این پایان نامه روی آن کار شده است مدل یک چهارم خودرو با دو درجه آزادی است. شکل ۱-۲ مدل یک چهارم خودرو را نشان می دهد.



شکل ۱-۲: مدل یک چهارم سیستم تعلیق فعال



در این مدل جرم خودرو و متعلقات آن به عنوان جرم معلق و جرم لاستیک و دیگر متعلقات آن به عنوان جرم غیرمعلق در نظر گرفته می‌شوند. همچنین به خاطر رفتاری که لاستیک از خود نشان می‌دهد می‌توان آن را به صورت یک فنر و میرا کننده با ضریب میرایی پایین در نظر گرفت.

معادلات حاکم بر سیستم به صورت زیر است [۲۹]:

$$m_s \ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a \quad (1-2)$$

$$m_u \ddot{z}_u = b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) + b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) - f_a \quad (2-2)$$

$m_s$  جرم معلق (جرم بدنه)،  $m_u$  جرم غیر معلق (جرم لاستیک و محور)،  $k_s$  ضریب سفتی فنر،  $k_t$  ضریب سفتی لاستیک،  $b_s$  ضریب میرایی میراکننده و  $b_t$  ضریب میرایی لاستیک می‌باشند.  $z_s$  جابجایی عمودی بدنه،  $z_u$  جابجایی عمودی چرخ،  $z_r$  برجستگی سطح جاده،  $f_a$  نیرویی که محرکه الکتروهیدرولیکی تولید می‌کند، می‌باشند. فرضیات مدل سازی چنین است [۲۹]:

۱. معادلات ۱-۲ و ۲-۲ حول نقطه کار خطی سازی شده‌اند.

۲. متغیرهای  $z_s$ ،  $z_u$  و  $z_r$  از موقعیت تعادل استاتیکی سنجیده می‌شوند.

۳. رفتار دینامیکی خطی شده لاستیک، در تماس با جاده معتبر است.

$f_t$  در واقع نیروی اعمالی از طرف جاده به چرخ است که در اثر ناهمواری های سطح جاده و حالت

های سیستم ایجاد می‌گردد و به فرم زیر بیان می‌شود:

$$f_t = b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) \quad (3-2)$$

با جایگذاری رابطه فوق در رابطه ۲-۲ خواهیم داشت:

$$m_u \ddot{z}_u = b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) + f_t - f_a \quad (4-2)$$

## ۲-۲ عملگر

عملگر جزئی از ماشین است که مسئول حرکت و کنترل یک مکانیسم یا سیستم است که نیاز به سیگنال کنترل و منبع انرژی دارد. سیگنال کنترلی مربوطه نیاز به انرژی پایینی دارد و ممکن است جریان یا ولتاژ الکتریکی، فشار نیوماتیکی<sup>۱</sup> یا هیدرولیکی یا حتی نیروی انسانی باشد. منبع انرژی اصلی ممکن است جریان الکتریکی، فشار جریان هیدرولیکی یا فشار نیوماتیکی باشد. هنگامی که سیگنال کنترلی به عملگر برسد، عملگر انرژی را به حرکت مکانیکی تبدیل می‌کند. انواع عملگرها عبارتند از:

- الکتریکی
- نیوماتیکی
- هیدرولیکی

---

<sup>۱</sup>Pneumatic

## ۲-۲-۱ عملگر الکتریکی

یک عملگر الکتریکی، موتوری است که انرژی الکتریکی را به گشتاور مکانیکی تبدیل می‌کند. عملگر الکتریکی برای فعال کردن تجهیزاتی نظیر شیرهای چند وضعیت‌ی مورد استفاده قرار می‌گیرد. این نوع عملگر بدلیل استفاده از انرژی الکتریکی یکی از پر دسترس‌ترین و پر کاربردترین عملگرها می‌باشد. از جمله مزایای این نوع عملگرها می‌توان به موارد زیر اشاره کرد: بیشترین دقت در عملگرها، قابلیت برنامه ریزی و نصب سریع، نویز کمتر نسبت به عملگرهای نئوماتیکی و هیدرولیکی و پاک بودن آن به دلیل منبع انرژی الکتریکی. از جمله معایب آن می‌توان به این موارد اشاره کرد: هزینه بالای تهیه آن نسبت به دیگر عملگرها، مناسب نبودن این عملگر در تمام شرایط.

## ۲-۲-۲ عملگر نیوماتیکی

عملگر نیوماتیکی انرژی هوای فشرده شده در فشار بالا را به حرکت خطی یا دورانی تبدیل می‌کند. انرژی نیوماتیکی دارای پاسخ سریعی است چون منبع انرژی آن نیاز به ذخیره سازی ندارد. عملگرهای نیوماتیکی شامل یک پیستون داخل یک سیلندر هستند. فشار هوا از طریق فشرده کننده<sup>۱</sup> خارجی یا پمپ دستی وارد سیلندر می‌شود و پیستون را حرکت می‌دهد. پیستون از طریق نیروی فنر یا جریان مایع یا فشار هوا در سمت دیگر پیستون، به موقعیت اولیه خود بازمی‌گردد. دقت خوب، رنج نیروی اعمال کننده بین ۱۵۰ psi تا ۲۵۰ psi، عملکرد خوب در محیط‌های با دمای بالا، هزینه کم

---

<sup>۱</sup> Compressor

در مقایسه با عملگرهای دیگر و وزن کم از جمله مزایای این عملگرها می‌باشد. معایب این دسته از عملگرها عبارتند از: وابستگی به عملکرد فشرده کننده هوا که باید دائماً کار کند و بازه استفاده محدود آن است.

### ۳-۲-۲ عملگر هیدرولیکی

یک عملگر هیدرولیکی شامل یک سیلندر است که از فشار وارد بر سیال برای عملیات مکانیکی استفاده می‌کند. خروجی حرکت مکانیکی میتواند خطی، دورانی و یا نوسانی باشد. از آنجایی که فشرده کردن مایعات غیر ممکن است، یک محرکه هیدرولیکی توانایی تولید نیروی بالایی را دارد. اشکال این روش، شتاب محدود آن است. سیلندر هیدرولیک متشکل از یک لوله استوانه‌ای توخالی است که در طول آن یک سیلندر می‌تواند حرکت کند. فشار مایع هم میتواند به یک سمت پیستون اعمال شود و هم به دو سمت پیستون اعمال شود. هنگامی که به دو سمت پیستون فشار مایع اعمال می‌شود، تفاوت فشار بین دو سمت پیستون عامل جابه‌جایی آن است. عملگرهای هیدرولیکی برای کاربردهای با نیروی مورد نیاز بالا استفاده می‌شوند. این نوع عملگرها می‌توانند نیرویی ۲۵ برابر بیشتر از عملگرهای نئوماتیکی هم اندازه خود وارد کنند. همچنین آنها به دلیل قابلیت تراکم ناپذیری مایعات، می‌توانند بدون وجود پمپ حمایت کننده، فشار یا گشتاور را ثابت نگه دارند. از معایب آنها می‌توان به این موضوع اشاره کرد که کمبود مایع و روغن آلوده در این محرکه‌ها باعث کاهش بازده آنها و آسیب به دیگر بخش‌های آن

می‌شود [۳۰]. در بخش بعد در مورد نحوه عملکرد این نوع محرکه با جزئیات و دینامیک آن بحث خواهیم کرد.

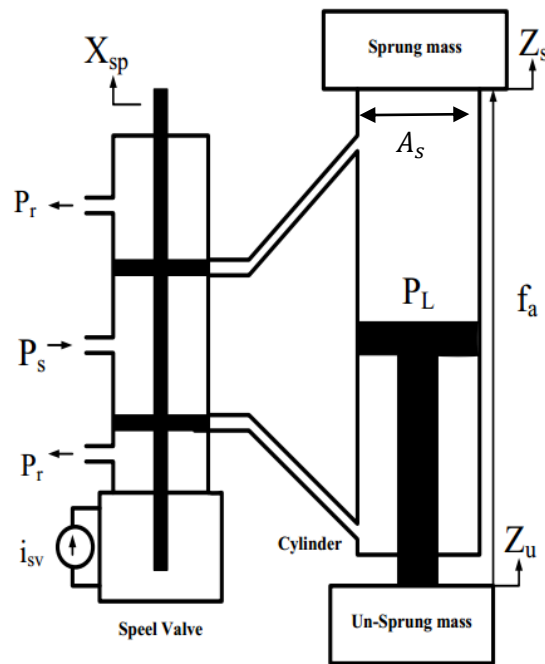
## ۳-۲ دینامیک محرکه هیدرولیکی

مجموعه کامل محرکه الکتروهیدرولیکی (منظور همان محرکه هیدرولیکی با سیگنال کنترل الکتریکی است) شامل قسمت های مهمی می‌باشد که عبارتند از: شیر سوزنی هیدرولیکی برقی، پیستون، سیلندر، پمپ هیدرولیکی، مخزن آب جهت خنک سازی و سیستم لوله کشی. شکل ۲-۲ یک محرکه الکتروهیدرولیکی را نشان می‌دهد که در آن  $P_r$  و  $P_s$  به ترتیب فشار برگشتی شیر و فشار منبع هیدرولیک و  $P_L$  فشار سیال در بالای سیلندر است. برای درایو پمپ هیدرولیکی از یک موتور AC استفاده می‌شود و همچنین جهت کنترل موقعیت شیر سوزنی، نیاز به منبع تغذیه است. وظیفه پمپ هیدرولیکی، حفظ فشار منبع در سطح بهینه  $\frac{N}{m^2}$  ۲۰۶۸۴ است. موقعیت شیر سوزنی، میزان سیال ورودی یا خروجی از سیلندر را کنترل می‌کند که در حقیقت بیان کننده میزان نیروی ایجاد شده توسط عملگر می‌باشد. همانطور که در شکل ۲-۲ مشخص است، با تغییر موقعیت شیر سوزنی می‌توان اختلاف فشاری در دوطرف پیستون ایجاد کرد که این اختلاف فشار در سطح  $A_p$ ، نیروی محرکه  $F$  لازم را ایجاد خواهد کرد و بنابراین می‌توان گفت که تغییر نیرو متناسب با تغییر موقعیت شیر سوزنی از مرکز می‌باشد. موقعیت شیر سوزنی به وسیله یک شیر تیغه‌ای با یک جریان الکتریکی ورودی، کنترل می‌شود و مطابق

آزمایشات انجام شده، دینامیک شیر سروو که شامل شیر تغذیه ای و سوزنی است، دارای سه قطب ناشی از زیر سیستم های هیدرولیکی، مکانیکی و الکتریکی می باشد اما قطب غالب، مربوط به زیر سیستم هیدرولیکی بوده و در نتیجه با یک سیستم درجه یک مدل می شود [۲۶].

$$\dot{x}_{sp} = \frac{1}{\tau}(-x_{sp} + u) \quad (۵-۲)$$

در رابطه ۵-۲ موقعیت شیر،  $u$  جریان الکتریکی شیر یا همان  $i_{sv}$  و  $\tau$  ثابت زمانی سیستم می باشد.



شکل ۲-۲: محرکه الکتروهیدرولیکی [۱۸]

دینامیک عملگر الکتروهیدرولیکی به شکل زیر است [۳۱]:

$$\dot{f}_a = -\beta f_a - \alpha A_s^2 (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + \gamma A_s x_{sp} \sqrt{P_s - \frac{\text{sgn}(x_{sp}) f_a}{A_s}} \quad (۶-۲)$$

در رابطه ۶-۲،  $\alpha = \frac{4\beta_e}{V_t}$  و  $\beta = \alpha C_{tm}$  و  $\gamma = \alpha C_d \omega_a \sqrt{\frac{1}{\rho_a}}$  ،  $V_t$  حجم کلی عملگر،  $P_s$  فشار منبع

هیدرولیک ،  $\beta_e$  ضریب تصحیح حجم موثر،  $C_{tm}$  ضریب نشت کلی،  $C_d$  ضریب تخلیه،  $\omega_a$  پهنای شیر

قرقره ای،  $\rho_a$  چگالی سیال هیدرولیک و  $A_s$  سطح مقطع پیستون می‌باشند. بنابراین ورودی محرکه

الکتروهیدرولیکی جریان الکتریکی ورودی به شیر قرقره ای  $i_{sv}$  و خروجی آن نیرو  $f_a$  خواهد بود.

---

<sup>۱</sup>Effective Bulk Modulus

<sup>۲</sup>Spool Valve





## معرفی روش پیشنهادی و راهبرد کنترل

در این فصل، ابتدا کلیات روش پیشنهادی در این پایان نامه مرور شده و سیستم کنترل کننده

در حالت کلی معرفی می‌شود و سپس به مرور تک تک بخش های استفاده شده در استراتژی کنترل می‌پردازیم و جزئیات هربخش را به تفصیل بیان می‌کنیم.

### ۱-۳ تحلیل سیستم کنترل

ساختار کنترل را باید به صورتی در نظر گرفت که دینامیک غیرخطی سیستم که ناشی از

ماهیت فیزیکی محرک الکتروهیدرولیکی است، تا حد امکان کاهش یابد. هرچه بتوان اثر دینامیک

غیرخطی محرکه را در سیستم کمتر کرد، سیستم به مدل خطی نزدیکتر شده و کار کنترل آن تسهیل

می‌یابد. شماتیک کلی سیستم کنترل در شکل ۱-۳ آورده شده است. شایان ذکر است که تمام مراحل

کنترل به صورت برخط انجام می‌شود.

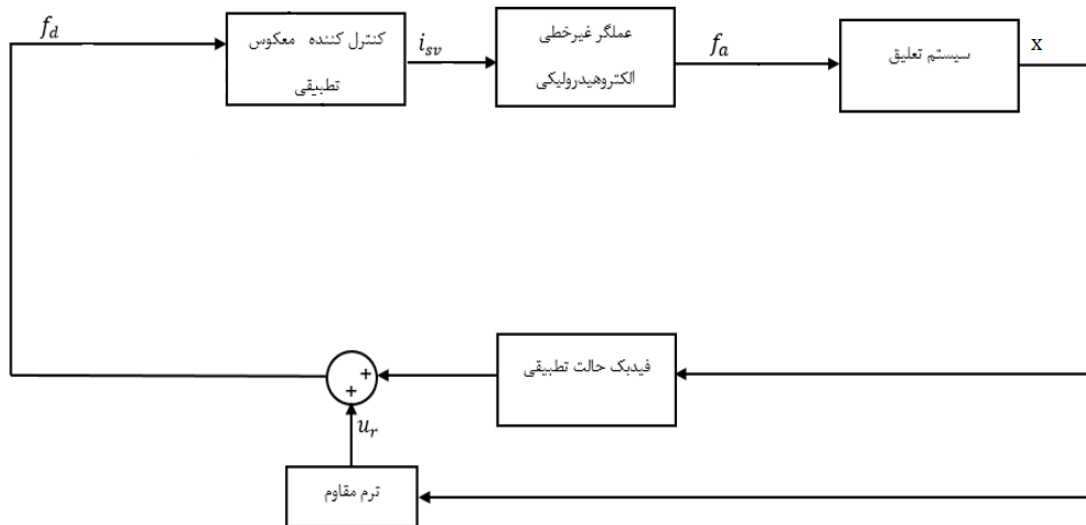
همانطور که در شکل ۱-۳ می‌توان مشاهده کرد، برای کنترل سیستم تعلیق فعال از دو حلقه کنترل

استفاده شده است. حلقه داخلی برای حداقل کردن دینامیک غیرخطی محرکه الکتروهیدرولیکی استفاده

میشود و از حلقه خارجی برای کنترل سیستم تعلیق فعال استفاده می‌شود. در حلقه داخلی از یک

کنترل کننده معکوس تطبیقی استفاده شده است. این کنترل کننده کار شناسایی معکوس و کنترل

معکوس عملگر غیرخطی را انجام می‌دهد. با قرار گرفتن سیستم محرکه الکتروهیدرولیکی و کنترل



شکل ۳-۱: شماتیک کلی سیستم کنترل

کننده معکوس تطبیقی در کنار هم، می‌توان گفت که این دو با هم مانند یک تابع همانی برای حلقه کنترلی عمل می‌کنند. ورودی کنترل کننده معکوس تطبیقی  $f_d$  و تاخیر یافته‌های آن، خروجی عملگر و خروجی خود کنترل کننده معکوس تطبیقی است که از طریق خطای ایجاد شده بین  $f_d$  و خروجی عملگر، به-روز می‌شود.

در حلقه خارجی از یک فیدبک حالت تطبیقی استفاده می‌شود. وظیفه این قسمت تولید بهره مناسب فیدبک است به گونه‌ای که با تنظیم این بخش می‌توان اهداف کنترلی سیستم تعلیق که بهبود راحتی سفر و رانندگی مطمئن هستند را برآورده کرد. به دلیل وجود عدم قطعیت‌ها در پروسه کنترل، و همچنین به دلیل وجود کمی خطا در مرحله شناسایی و کنترل معکوس در حلقه داخلی، در حلقه خارجی از یک ترم مقاوم برای مقابله با این عدم قطعیت‌ها و خطاها استفاده شده است.

با کنار هم قرار دادن تمام این بخش ها، نحوه عملکرد سیستم به این گونه است: در حلقه خارجی فیدبک حالت تطبیقی، نیروی مطلوب جهت بهبود عملکرد سیستم تعلیق را تولید می کند و ترم مقاوم برای غلبه بر عدم قطعیت ها به آن اضافه می شود. در مرحله بعد این نیرو به کنترل کننده معکوس تطبیقی وارد می شود. در این بخش کنترل کننده معکوس تطبیقی جریان الکتریکی لازم برای عملگر غیرخطی را جهت دنبال کردن نیروی مطلوب، به عملگر الکتروهیدرولیکی وارد می کند. با دنبال کردن نیروی مطلوب توسط عملگر و اعمال آن به سیستم تعلیق، طبق نتایج در فصل بعد، می توان ادعا کرد سیستم کنترل به خوبی می تواند اهداف کنترلی را برآورده کند.

### ۲-۳ کنترل معکوس

کنترل سیستم های دینامیکی، به خصوص هنگامی که سیستم تحت مطالعه غیرخطی باشد، مشکل است. در پاسخ به این مشکل روش های زیادی توسعه یافته اند تا اهداف طراح کنترل را مرتفع سازند. برای مثال در روشی که جدول بندی بهره<sup>۱</sup> نامیده می شود [۳۲]، دینامیک های سیستم را حول تعدادی از شرایط کاری خطی سازی می کند و برای هر یک کنترل خطی متفاوتی را استفاده می کند. این روش ساده و موثر است اما سیستم هایی وجود دارند که در آنها تخمین مدل خطی سیستم به اندازه کافی نیست تا از طراحی کنترلر دقیق یا مطمئن، اطمینان حاصل شود. یک نمونه از این سیستم

---

<sup>۱</sup>Gain scheduling

ها، کنترل پرواز است که اگر از نقطه کار خطی خود خارج شود باعث چرخش و یا از کار افتادن وسیله پروازی می شود.

تکنیک پیشرفته تری که خطی سازی فیدبک یا دینامیک معکوس نامیده می شود در شرایطی همانند کنترل پرواز استفاده می شود که از دو حلقه فیدبک استفاده می شود. یک حلقه فیدبک داخلی از معکوس دینامیک های سیستم استفاده کرده و تمام دینامیک های غیرخطی را حذف می کند که یک سیستم خطی حلقه بسته را نتیجه می دهد و یک حلقه خارجی که از یک کنترل خطی استاندارد در مواجهه با خطاهای دینامیک معکوس و اغتشاشات استفاده می کند [۳۳].

هنگامی که از معکوس سیستم استفاده می شود، صحت مدل معکوس سیستم حیاتی است. بنابراین در [۳۴]، روشی معرفی می شود که حتی اگر معکوس سیستم به خوبی آموزش داده نشود، مقاوم بودن آن را تضمین می کند. معکوس کردن دینامیک های غیرخطی از نظر محاسباتی فشرده است و ممکن است مدل دقیق دینامیک غیرخطی در دسترس نباشد، لذا در [۳۵] از دو کنترل کننده عصبی برای آموزش و خطی سازی فیدبک استفاده می شود. یک شبکه عصبی برپایه تابع شعاعی<sup>۱</sup> به صورت خارج خط برای معکوس کردن عوامل غیرخطی سیستم آموزش داده می شود و دومین شبکه عصبی به صورت برخط برای جبران خطای معکوس سازی آموزش داده می شود.

---

<sup>۱</sup>Radial-basis-function neural network

<sup>۲</sup>Off-line

کنترل معکوس تطبیقی<sup>۱</sup> روشی شناخته شده برای کنترل معکوس سیستم های پایدار است. الگوریتم-  
های کنترل معکوس تطبیقی، معکوس سیستم را با استفاده از الگوریتم های تطبیقی تخمین می‌زنند.  
این روش با موفقیت روی برخی کاربردها اجرا شده است مانند: حذف نویز، کنترل فشار خون زمان-  
حقیقی<sup>۲</sup> [۳۶]، کنترل کوره [۳۷]، تست شوک<sup>۳</sup> [۳۸] و کنترل سرعت زمان-حقیقی موتور DC [۳۹].  
تکنیک های کنترل معکوس تطبیقی به طور کلی دارای دو ساختار هستند: کنترل معکوس تطبیقی  
مستقیم و کنترل معکوس تطبیقی غیرمستقیم. اکثر روشهای کنترل برای سیستم های غیرحداقل فاز  
غیرمستقیم هستند. بیشتر روش های کنترل معکوس تطبیقی غیرمستقیم، معکوس راست را تخمین  
می‌زنند و آن را در سمت چپ سیستم استفاده می‌کنند به صورتی که معکوس سمت چپ فرآیند را با  
معکوس سمت راست یکسان در نظر می‌گیرند، اما درحقیقت آنها یکسان نیستند، چون کاربردهای عملی  
اغلب دارای عوامل غیرخطی هستند. این الگوریتم که از معکوس چپ و معکوس راست استفاده می‌کند،  
دنبال کردن سیگنال مطلوب را به خوبی انجام نمی‌دهد [۴۰].

---

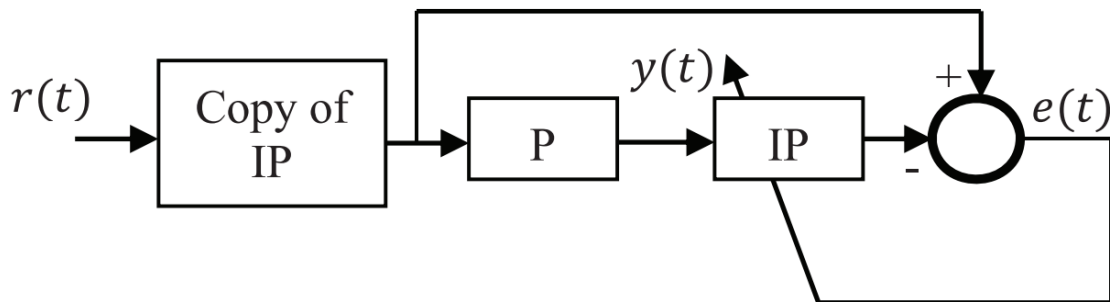
<sup>۱</sup>Adaptive Inverse Control

<sup>۲</sup>Real-time

<sup>۳</sup>Shock testing

شکل ۲-۳ ساختار کنترل معکوس تطبیقی غیر مستقیم را نشان می‌دهد. در این شکل P و IP

به ترتیب سیستم و معکوس سیستم است.  $r(t)$  سیگنال مطلوب را نشان می‌دهد و خروجی فرآیند  $y(t)$  است. کنترل معکوس راست IP با استفاده از شناسایی مدل معکوس بدست می‌آید. سپس معکوس،



شکل ۲-۳: ساختار کنترل معکوس تطبیقی غیرمستقیم [۴۱]

سمت چپ سیستم در مسیر پیش‌رو قرار می‌گیرد. هرچند این ساختار در کاربردهای عملی موفق بوده

است اما از آن نمی‌توان برای سیستم‌های با دینامیک غیرخطی استفاده کرد [۴۱].

کنترل معکوس مستقیم در شکل ۳-۳ نشان داده شده است. در این ساختار شبکه عصبی

معکوس سیستم پایدار به طور مستقیم آموزش داده می‌شود. این مدل معکوس می‌تواند شبکه عصبی

تک لایه یا چندلایه باشد. در این روش، دو شبکه عصبی آموزش داده می‌شوند، ژاکوبین<sup>۱</sup> سیستم و

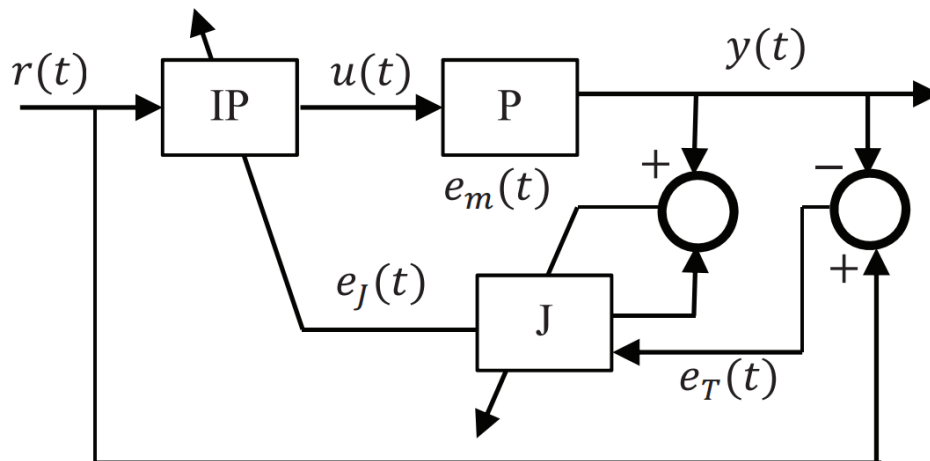
معکوس سیستم. شبکه عصبی مدل معکوس سیستم براساس حداقل سازی مربعات خطای بازگشتی

ردیابی  $e_T^2(t)$  از طریق ژاکوبین J یا مدل سیستم تخمین زده شده، آموزش داده می‌شود. ژاکوبین یا

<sup>۱</sup>Jacobian

تخمین مدل سیستم بوسیله حداقل کردن خطای  $e_J^2(t)$  بدست می‌آید. این روش برای ردیابی سیستم

های دینامیکی خطی یا غیرخطی پایدار مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۳-۳: کنترل معکوس تطبیقی مستقیم [۴۱]

دومشکل اصلی استفاده از این الگوریتم عبارتند از:

مشکل اول: تخمین ژاکوبین و تخمین خطای بازگشتی ردیابی از طریق ژاکوبین برای یک فرآیند پیچیده

از نظر محاسباتی پرهزینه است. علاوه بر این رفتار، به طور کلی فرآیند آموزش را کند می‌کند.

مشکل دوم: هیچ روش قطعی برای انتخاب نرخ آموزش وجود ندارد، در حالی که همگرایی و پایداری

حلقه بسته بستگی زیادی به انتخاب نرخ آموزش دارد.

روشی که قرار است از آن استفاده شود، یک الگوریتم ردیابی تطبیقی ساده است که برمشکل

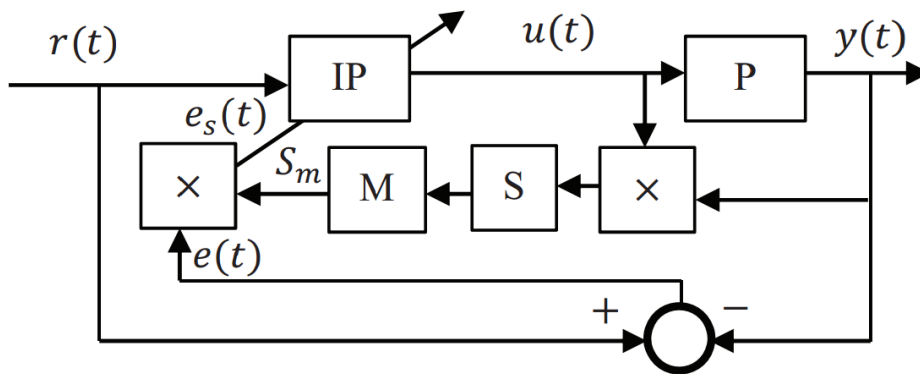
اول غلبه می‌کند. این الگوریتم نیازی به خطای ردیابی بازگشتی از طریق تخمین ژاکوبین سیستم ندارد.



بنابراین الگوریتم ارائه شده از نظر محاسباتی ساده تر است. در این روش وزن های شبکه عصبی مدل معکوس بر اساس حداقل کردن نرم ۲ خطا با استفاده از تکنیک بهینه سازی گرادیان نزولی آموزش داده می شود. اگر علامت  $u(t)$  و  $y(t)$  یکسان باشد، الگوریتم های برپایه گرادیان نزولی، به همگرایی می رسند. در سیستم های غیرمینیمم فاز، علامت  $u(t)$  و  $y(t)$  همیشه یکسان نیستند. در بیشتر زمینه ها علامت  $y(t)$  در پاسخ گذرای سیستم های غیرحداقل فاز، مخالف پاسخ حالت دائم است. دلیل اساسی برای واگرایی الگوریتم یادگیری تغییرات علامت  $y(t)$  در طول پاسخ گذرا است که باعث تغییرات ناگهانی در سیگنال خطا می شود. الگوریتم های بازگشتی تحت تاثیر این تغییرات علامت هستند که باعث واگرایی الگوریتم یادگیری می شود [۴۱].

این شواهد، باعث توسعه یک الگوریتم ساده و از نظر محاسباتی موثر، برای غلبه بر فرآیند تغییر علامت می شود. ساختاری که به طور موثر، اثرات تغییرات علامت را در الگوریتم آموزش حذف می کند در شکل ۳-۴ آورده شده است. در شکل ۳-۴ بلوک S علامت  $uy = u(t)y(t)$  را براساس شرایط زیر می دهد.

$$S = \text{sign}(uy) = \begin{cases} 1 & \text{for } uy \geq 0 \\ -1 & \text{for } uy < 0 \end{cases} \quad (۱-۳)$$



شکل ۳-۴: کنترل معکوس تطبیقی مستقیم ساده شده [۴۱]

بلوک M میانگین تابع علامت در حال اجرا را محاسبه می‌کند که در شکل با  $S_m$  نشان داده شده است. وزنه‌های شبکه عصبی مدل معکوس با خطای  $e_s(t) = S_m e(t)$  آموزش می‌شوند که با استفاده از الگوریتم میانگین مربعات خطا (NLMS) همراه با پارامترهای نشت<sup>۱</sup> و بایاس به روز می‌شوند. پارامتر نشتی باعث پایداری الگوریتم به قیمت به وجود آمدن مقداری خطای حالت ماندگار می‌شود. پارامتر بایاس برای جلوگیری از به وجود آمدن نقاط تکین محاسباتی در هنگام عبور سیگنال مطلوب از صفر، استفاده شده است [۴۲]. جزئیات همگرایی و پایداری الگوریتم NLMS در [۴۳] شرح داده شده است. قانون به روز رسانی برپایه الگوریتم NLMS مطابق با رابطه ۲-۳ است.

$$w(k) = (1 - l)w(k - 1) + \mu \frac{\varphi(k)e_s(k)}{\varphi^T(k)\varphi(k) + \varepsilon} \quad (2-3)$$

که در آن  $0 \leq l < 1$  پارامتر نشت و  $0 < \mu < 1$  نرخ یادگیری و  $\varepsilon > 0$  بایاس هستند.  $e_s(k)$  مقدار نمونه  $e_s(t)$  در زمان گسسته  $t_k$  است.  $k$  صحیح مثبت است و نشان دهنده تعداد تکرار<sup>۲</sup> الگوریتم

<sup>۱</sup>Leakage

<sup>۲</sup>Iteration number

آموزش است. بردار شبکه عصبی مدل معکوس و بردار ستونی سیگنال مطلوب تاخیر یافته در تکرار  $k$  به صورت زیر هستند:

$$w(k) = [w_1(k) \quad \dots \quad w_{p-1}(k) \quad w_p(k)] \quad (3-3)$$

$$\varphi(k) = [r(k) \quad \dots \quad r(k-p+1) \quad r(k-p)]^T \quad (4-3)$$

$p$  صحیح مثبت است و نشان دهنده تعداد وزن ها در شبکه عصبی تک لایه است. ذکر این نکته ضروری است که در بردار  $\varphi(k)$  می توان همانند دیگر روش های تطبیقی از خروجی و تاخیر یافته های آن نیز استفاده کرد. سیگنال کنترل اعمال شده به مدل به صورت زیر است:

$$u(t) = w(k)\varphi(k) \quad (5-3)$$

همانطور که ملاحظه می شود در این روش نیازی به شناسایی مدل یا ژاکوبین مدل نیست لذا از نظر محاسباتی نسبت به روش های دیگر، سریع تر و ساده تر است.

در ادامه مثالهایی از پیاده سازی این روش بر روی سیستم عملگر الکترو هیدرولیکی ارائه می شود که صحت عملکرد این بخش سنجیده شود. ورودی های این مثال ها کاملاً دلخواه انتخاب شده است. در ابتدا یک ورودی مربعی با دامنه ۲۰۰۰ نیوتن به سیستم اعمال می کنیم. بردار  $\varphi(k)$  را به صورت زیر تنظیم می کنیم.

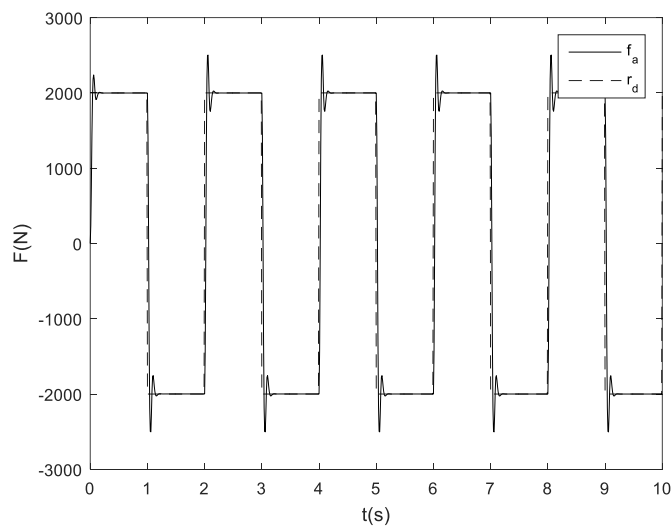
$$\varphi(k) = [r(k) \quad r(k-1) \quad r(k-2) \quad y(k-1)]^T \quad (6-3)$$

زمان نمونه برداری ۰.۰۱ و نرخ آموزش ۰.۰۰۱ و پارامتر نشتی برابر صفر در نظر گرفته شده است.

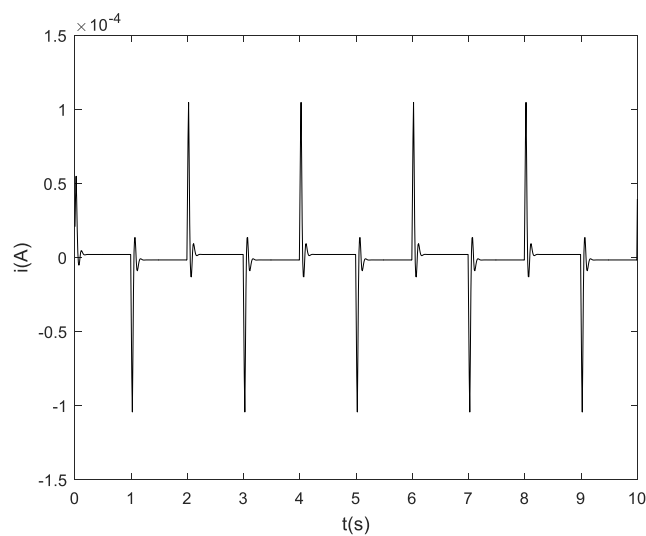
شکل ۳-۵ خروجی عملگر  $f_a$  همراه با ورودی مطلوب  $r_d$  را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود

سیگنال ورودی به خوبی ردیابی می شود. در شکل ۳-۶ ورودی جریان عملگر آورده شده است و در شکل

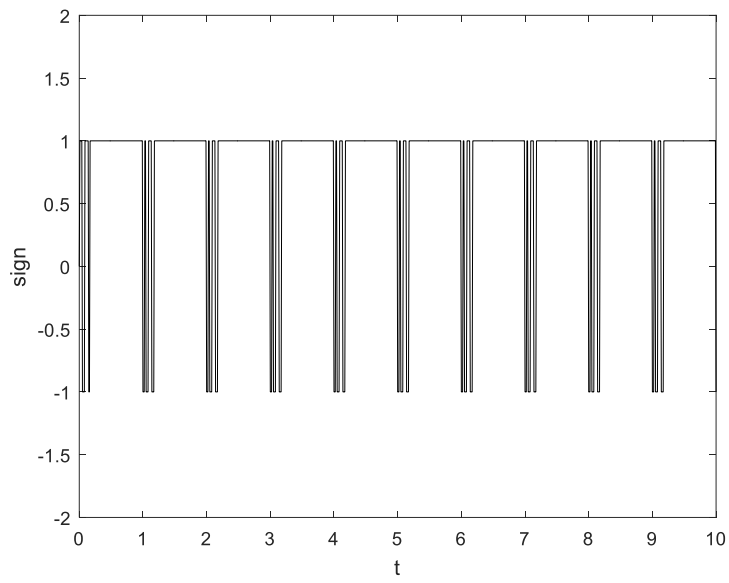
۳-۷ تابع علامت  $S_m$  نشان داده شده است.



شکل ۳-۵: ورودی مربعی و خروجی ردیابی

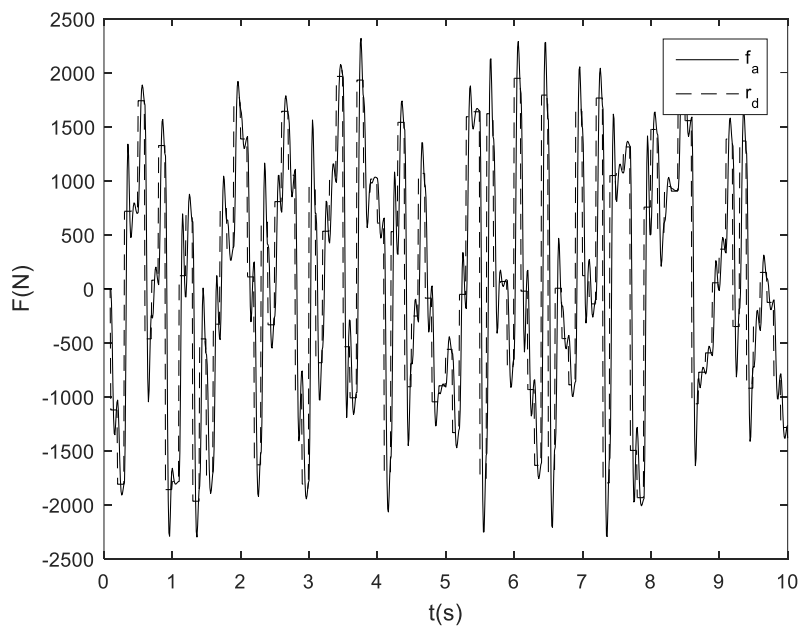


شکل ۳-۶: جریان ورودی عملگر

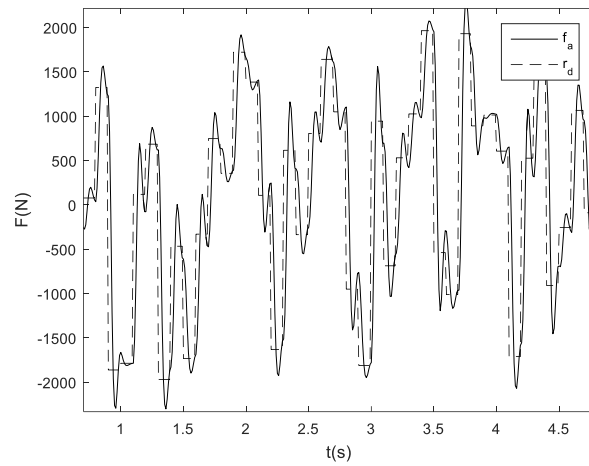


شکل ۳-۷: تابع علامت

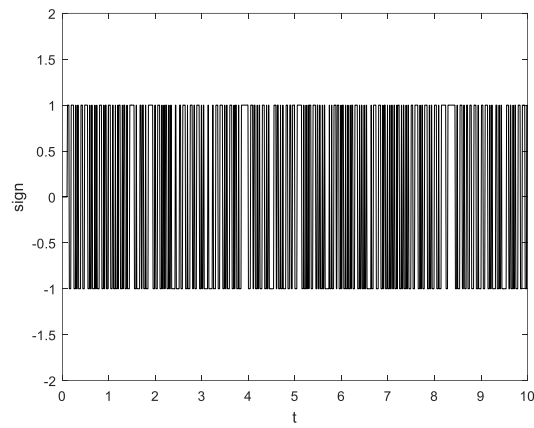
در ادامه، شکل های ردگیری سیگنال نویز تصادفی با دامنه ۲۰۰۰ نیوتن و میانگین صفر آورده می-شود.



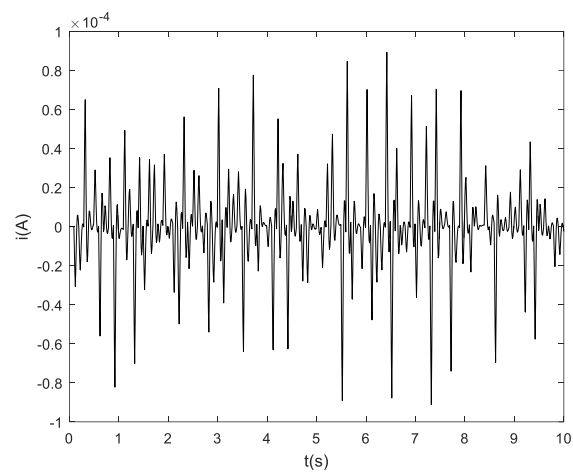
شکل ۳-۸: ردگیری سیگنال نویز



شکل ۳-۹: بزرگنمایی بخشی از ردگیری سیگنال نویز



شکل ۳-۱۰: شکل تابع علامت هنگام ردگیری نویز تصادفی



شکل ۳-۱۱: جریان ورودی به عملگر

### ۳-۳ طراحی فیدبک حالت تطبیقی مقاوم سیستم کنترل

در این بخش می‌خواهیم راه حلی برای تعیین بهره فیدبک حالت و راه حلی برای غلبه بر عدم قطعیت‌های سیستم تعلیق و عدم قطعیت‌های ناشی از کنترل معکوس سیستم عملگر الکتروهیدرو-لیکی ارائه کنیم. ابتدا از طریق جایابی قطب بهره فیدبک را بدست آورده و فیدبک حالت را با بهره بدست آورده شده اعمال می‌کنیم سپس بهره فیدبک حالت تطبیقی را بدست می‌آوریم. هدف از طراحی کنترل معکوس، حداقل کردن اثر دینامیک‌های غیرخطی محرکه در کنترل سیستم تعلیق است به گونه‌ای که با سری قرار دادن مدل معکوس و مدل محرکه، تابع همانی بدست آید به عبارتی دیگر می‌خواهیم نیرویی که به مدل معکوس وارد می‌شود در خروجی محرکه دیده شود یعنی:

$$\hat{f}^{-1}f = 1 \quad (7-3)$$

$$u_f = (\hat{f}^{-1}f)u_{AIC} = u_{AIC} \quad (8-3)$$

در روابط بالا  $f$  نشان دهنده مدل محرکه،  $u_f$  نشان دهنده نیروی تولیدی توسط محرکه،  $u_{AIC}$  نیروی ورودی به کنترل معکوس تطبیقی است. همانطور که می‌دانیم کنترل معکوس همواره با خطاهایی همراه است که نمیتوان این خطا را نادیده گرفت. لذا باید در روابط ۷-۳ و ۸-۳ این خطا را لحاظ کرد.

خواهیم داشت:

$$u_f = (\hat{f}^{-1}f)u_{AIC} = (1 + \delta_f)u_{AIC} \quad (9-3)$$

که در رابطه فوق  $\delta_f$  نشان دهنده خطای ردیابی است که محدود در نظر گرفته می‌شود. به عبارتی

برای  $\delta_f$  داریم:  $|\delta_f| < \delta_m$ . برای سیستم تعلیق خودرو داریم:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu_f \\ y = C^T X \end{cases} \quad (10-3)$$

سیستم فوق حداقل فاز است. در رابطه ۱۰-۳ ماتریس  $A$  و بردارهای  $B$  و  $C$  ثابت و نامعلومند. زوج

( $A$  و  $B$ ) کنترل پذیر بوده و فرض بر این است که متغیرهای حالت در دسترس هستند. با جایگذاری

رابطه ۹-۳ در ۱۰-۳ داریم:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B(1 + \delta_f)u_{AIC} \\ y = C^T X \end{cases} \quad (11-3)$$

با اضافه کردن ترم مقاوم و بهره فیدبک داریم:

$$u_{AIC} = -K^T X + u_r \quad (12-3)$$

در رابطه فوق  $u_r$  نشان دهنده ورودی مقاوم اضافه شده به سیستم حلقه بسته و  $K$  بهره فیدبک

تطبیقی است. از روابط ۱۲-۳ و ۱۱-۳ داریم:

$$\dot{X} = AX + B(1 + \delta_f)(-K^T X + u_r) \quad (13-3)$$

$$\dot{X} = (A - BK^T)X + Bu_r + \underbrace{B \delta_f (-K^T X + u_r)}_{\delta_r} \quad (14-3)$$

در رابطه ۱۴-۳،  $\delta_r = \delta_f(-K^T X + u_r)$  را به عنوان عدم قطعیت کلی در نظر می‌گیریم که



با توجه به اینکه زوج (A و B) کنترل پذیر می باشند بنابراین فیدبک حالت  $K^*$  وجود دارد  $|\delta_r| < q_m$ .

به طوریکه  $A - BK^{*T} = A_d$  که در آن یک ماتریس پایدار با مقادیر ویژه مطلوب است. حال با

استفاده از رابطه ۱۴-۳ می توان نوشت:

$$\dot{X} = (A - BK^{*T} - BK^T + BK^{*T})X + Bu_r + B\delta_r \quad (15-3)$$

$$\begin{cases} \dot{X} = A_d X - B \underbrace{(K - K^*)^T}_{\tilde{K}} X + Bu_r + B\delta_r \\ y = C^T X \end{cases} \quad (16-3)$$

با معرفی تابع لیاپانوف برای رابطه ۱۶-۳ به صورت زیر داریم:

$$V = \frac{1}{2} X^T P X + \frac{1}{2\gamma_k} \tilde{K}^T \tilde{K} + \frac{1}{2\gamma_q} \tilde{q}^2 \geq 0 \quad (17-3)$$

با توجه به اینکه  $A_d$  پایدار است و فرآیند اصلی ( $A$  و  $B$  و  $C^T$ ) حداقل فاز است، آنگاه می توان چند جمله ای

پایدار  $P(s)$  را پیدا کرد به صورتیکه تابع تبدیل :

$$G(s) = C^T (SI - A_d)^{-1} \underbrace{BP(s)}_{B_p} \quad (18-3)$$

و سیستم:

$$\begin{cases} \dot{X} = A_d X + B_p v \\ y = C^T X \end{cases} \quad (19-3)$$

اکیدا حقیقی مثبت (SPR) شود، که در آن  $v = -\tilde{K}^T X + u_r + \delta_r$ . در این صورت  $P$  و  $Q$  مثبت معین

متقارن پیدا می شود، به طوریکه :

$$\begin{cases} A_d^T P + P A_d = -Q \\ P B_p = C_p^T B_p^T P = C^T \end{cases} \quad (20-3)$$

در رابطه ۱۷-۳،  $P$  مثبت معین متقارن است و  $\tilde{q} = q - q_m$  که  $q$  تخمین  $\delta$  و  $q_m$  حد بالای آن است.

با مشتق گیری از رابطه ۱۸-۳ و از ۱۹-۳ داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & \frac{1}{2} X^T (A_d^T P + P A_d) X - (X^T P B_p) \tilde{K}^T X + (X^T P B_p) u_r \\ & + (X^T P B_p) \delta_r + \frac{1}{\gamma_k} \tilde{K}^T \dot{K} + \frac{1}{\gamma_q} \tilde{q} \dot{q} \end{aligned} \quad (21-3)$$

$$\dot{V} \leq -\frac{1}{2} X^T Q X + \tilde{K}^T \left( \frac{\dot{K}}{\gamma_k} - (X^T P B_p) X \right) + |X^T P B_p| q_m +$$

$$(X^T P B_p) u_r + \frac{1}{\gamma_q} \tilde{q} \dot{q} \quad (22-3)$$

با انتخاب

$$u_r = -q \text{Sign}(X^T P B_p) \quad (23-3)$$

خواهیم داشت:

$$\dot{V} \leq -\frac{1}{2} X^T Q X + \tilde{K}^T \left( \frac{\dot{K}}{\gamma_k} - (X^T P B_p) X \right) + (-\tilde{q} |X^T P B_p| + \frac{1}{\gamma_q} \tilde{q} \dot{q})$$

در نهایت با در نظر گرفتن :

$$\dot{q} = \gamma_q |X^T P B_p| \quad (24-3)$$

$$\dot{k} = \gamma_k (X^T P B_p) X \quad (25-3)$$

خواهیم داشت:

$$\dot{V} \leq -\frac{1}{2} X^T Q X \leq -\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \|X\|^2 \quad (26-3)$$

از رابطه فوق داریم  $\dot{V} \leq 0$  یعنی  $V(t) \leq V(0)$  بعلاوه  $V(t) \geq 0$  و این یعنی اینکه  $V(t)$  کاهشی و

محدود است. از رابطه ۲۶-۳ می توان نتیجه گرفت  $\int_0^\infty \|X\|^2 dt \leq \frac{2}{\lambda_{\min}(Q)} (V(0) - V(\infty))$  یعنی

$X \in L_2$ . همچنین باتوجه به محدود بودن  $V(t)$ ، از رابطه ۱۷-۳ نتیجه می شود که  $X, K, q$  نیز

محدودند و از رابطه

$$\dot{X} = A_d X + B_p (-\tilde{K}^T X + u_r + \delta)$$

$$\delta = (1 - P^{-1}(s))(-\tilde{K}^T X + u_r) + P^{-1}(s)\delta_r$$

نتیجه می شود  $\dot{X}$  محدود است یعنی  $\dot{X} \in L_\infty$  و این یعنی  $X(t)$  پیوسته یکنواخت است و برطبق لم

باربالات  $\lim_{t \rightarrow \infty} X(t) \rightarrow 0$ .

بنابراین با استفاده از روابط ۲۳-۳ و ۲۴-۳ و ۲۵-۳ و از رابطه ۲۰-۳ داریم:

$$u_r = -q \text{Sign}(X^T C) = -q \text{Sign}(y) \quad (27-3)$$

$$\dot{q} = \gamma_q |X^T C| = \gamma_q |y| \quad (28-3)$$

$$\dot{k} = \gamma_k (X^T C) X = \gamma_k (y) X \quad (29-3)$$

بنابراین با روابط فوق می توان ادعا کرد که بدون داشتن ماتریس های  $A$  و  $B$  سیستم تعلیق می توان

فیدبک حالت تطبیقی را به سیستم اعمال کرد. نتایجی که در فصل بعد مشاهده خواهید کرد، نشان

می دهد روش ارائه شده، عملکرد سیستم تعلیق را به صورت قابل توجهی بهبود می دهد.

## شبه سازی و نتایج عملکردی سیستم

## ۱-۴ نتایج شبیه سازی بدون تغییر پارامترها

در فصل‌های قبل در مورد ساختار کنترل کننده و سیستم کنترل و دینامیک های حاکم بر

سیستم تعلیق و عملگر هیدرولیکی بحث شد. در این فصل شبیه سازی ها با فرض دقیق بودن مدل

سیستم ارائه می‌شود. تمام شبیه سازی های آورده شده در این فصل در محیط نرم افزار سیمولینک

MATLAB به صورت برخط انجام شده است. مقدار پارامترهای سیستم تعلیق و عملگر هیدرولیکی

که در شبیه سازی ها از آن استفاده شده است به ترتیب در جدول ۱-۴ و ۲-۴ آورده شده است.

جدول ۱-۴: پارامترهای سیستم تعلیق [۴۵ و ۴۴]

نام پارامتر	پارامتر	مقدار
جرم بدنه	$m_s$	290 kg
جرم محور	$m_u$	40 kg
ضریب سفتی فنر تعلیق	$k_s$	$2.35 \times 10^4 \frac{N}{m}$
ضریب سفتی تایر	$k_t$	$1.9 \times 10^5 \frac{N}{m}$
ضریب میراکننده تعلیق	$b_s$	$700 \frac{Ns}{m}$
ضریب میراکننده تایر	$b_t$	$400 \frac{Ns}{m}$

جدول ۴-۲: پارامترهای عملگر الکترو هیدرولیکی [۴۴ و ۴۵]

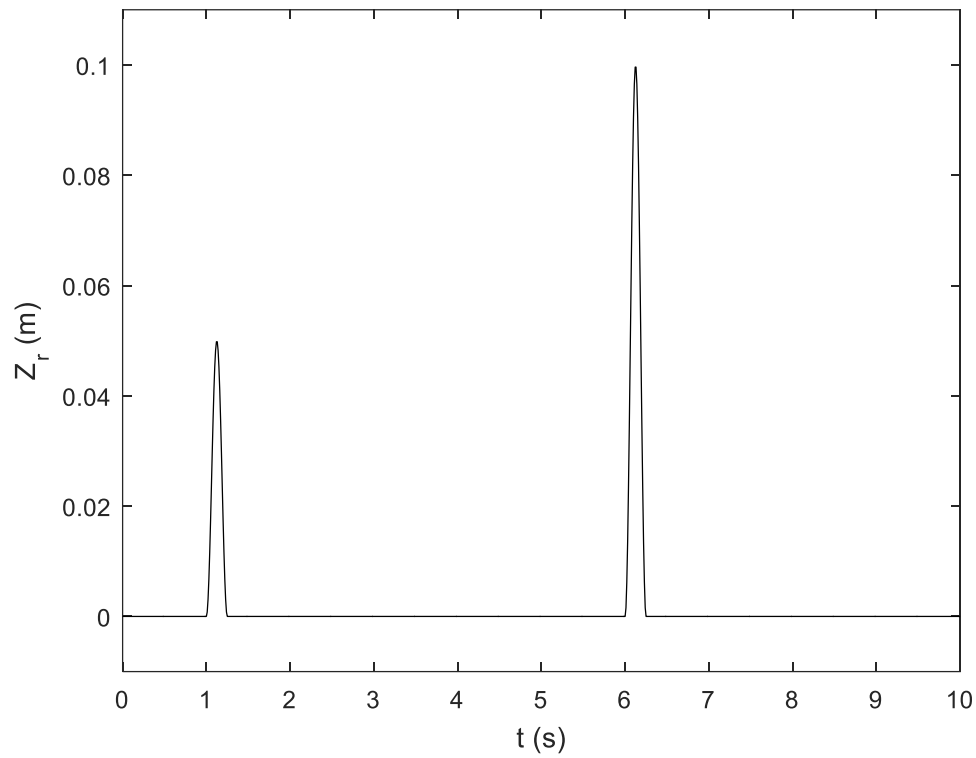
پارامتر	مقدار
$\alpha$	$4.515 \times 10^{13}$
$\gamma$	$1.545 \times 10^9$
$A_s$	$3.35 \times 10^{-4} m^2$
$P_s$	$10342500 pa$
$\tau$	$\frac{1}{30} s$
$\beta$	1

در این شبیه سازی اغتشاش جاده ای به صورت زیر است:

$$Z_r = \begin{cases} 0.025(1 - \cos(8\pi t)) & : 1 \leq t \leq 1.25 \\ 0.05(1 - \cos(8\pi t)) & : 6 \leq t \leq 6.25 \\ 0 & : otherwise \end{cases} \quad (1-4)$$

که نشان دهنده دو ناهمواری به شکل نیم موج سینوسی با اندازه های  $0.05m$  و  $0.1m$  به ترتیب در

زمانهای ۱ و ۶ ثانیه به مدت  $0.25$  ثانیه هستند. شکل ۴-۱ این ناهمواری را نشان می دهد.



شکل ۴-۱: اغتشاش جاده

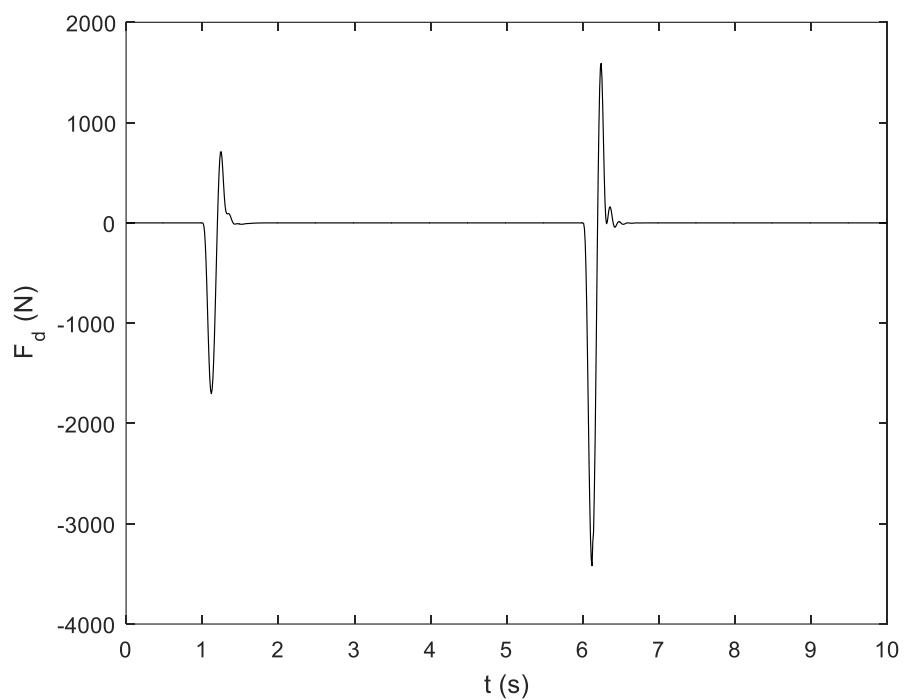
صحت شناسایی کنترل معکوس در فصل قبل ارائه گردید. در این مرحله ابتدا با تنظیم

پارامترهای فیدبک حالت تطبیقی و بخش مقاوم و بستن حلقه کنترل سیگنال نیروی مطلوب برای

سیستم تعلیق تولید می‌شود. در شکل ۴-۲ نیروی تولیدی توسط فیدبک حالت تطبیقی نشان داده شده

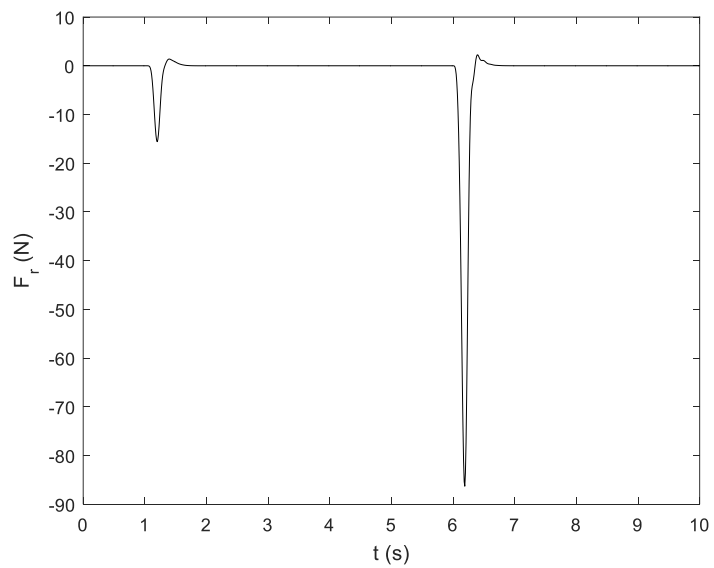
است.





شکل ۴-۲: نیروی تولیدی توسط فیدبک حالت تطبیقی

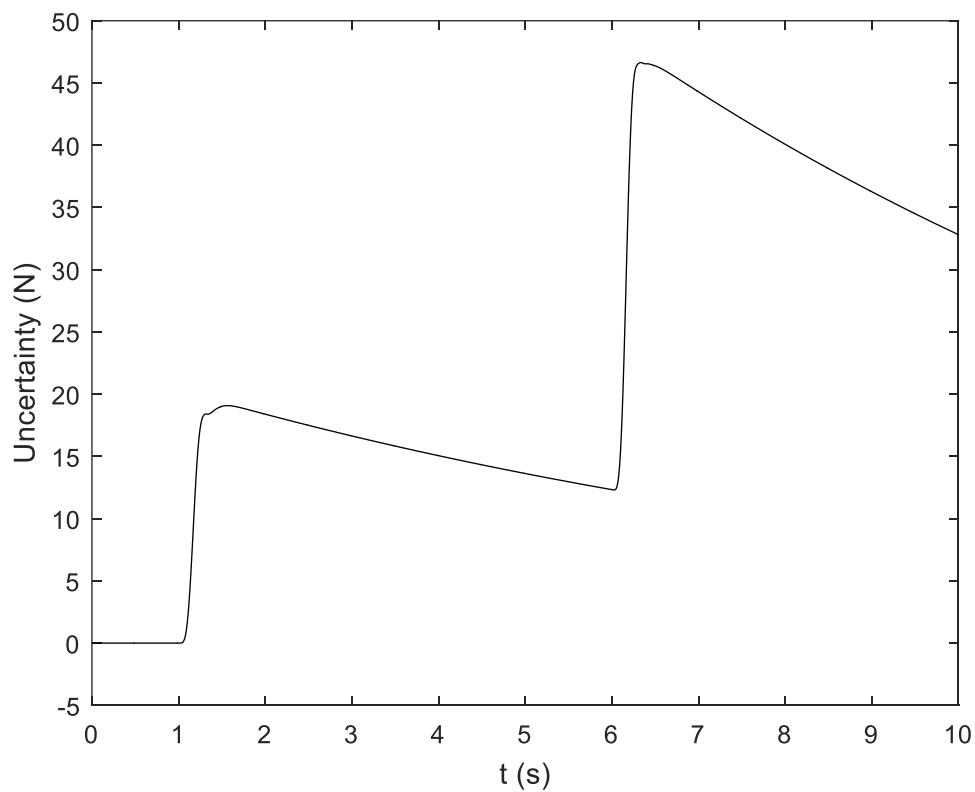
نیروی تولیدی ترم مقاوم نیز در شکل زیر نشان داده شده است:



شکل ۴-۳: نیروی تولیدی توسط ترم مقاوم

در روابط فصل قبل عدم قطعیت های حاکم بر سیستم کنترل و نحوه تولید سیگنال  $u_r$  آورده

شد. شکل زیر نشان دهنده این عدم قطعیت هاست.



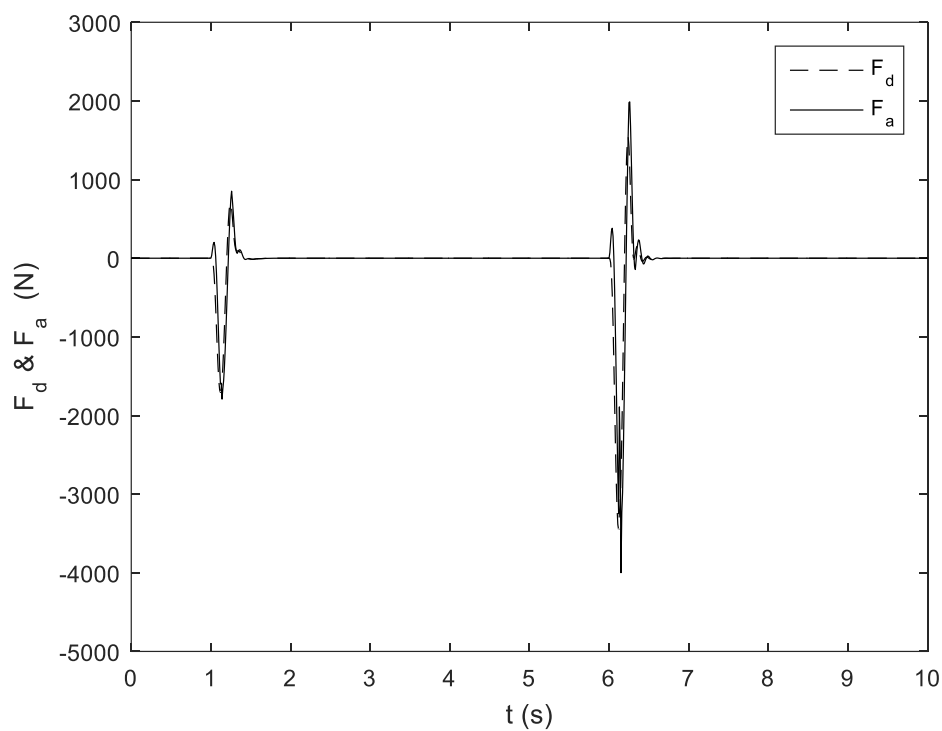
شکل ۴-۴: نمایش محدوده عدم قطعیت ها

در ادامه ردگیری سیگنال نیروی مطلوب توسط سیستم کنترل معکوس تطبیقی بررسی می شود. بردار

$\varphi(k)$  در رابطه ۲-۳ نیروی مطلوب و تاخیر یافته های آن و خروجی عملگر الکتروهیدرولیکی است:

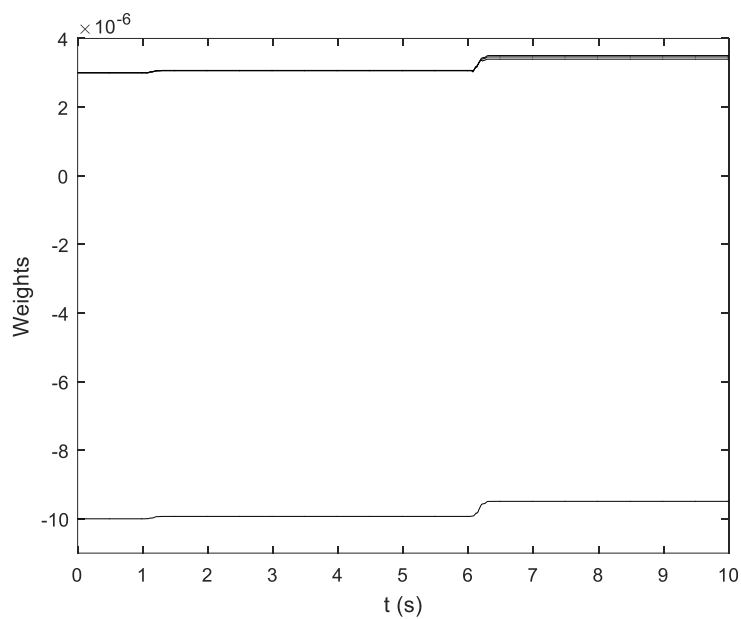
$$\varphi(k) = [r(k) \quad r(k-1) \quad r(k-2) \quad y(k)]^T \quad (2-4)$$

همانطور که در شکل ۴-۵ مشاهده می‌شود، کنترل معکوس تطبیقی مستقیم در کنار مدل غیرخطی عملگر الکتروهیدرولیکی مانند تابع همانی رفتار می‌کند و خروجی عملگر غیرخطی سیگنال نیروی مطلوب تولیدی توسط کنترل فیدبک حالت تطبیقی را به خوبی دنبال می‌کند.

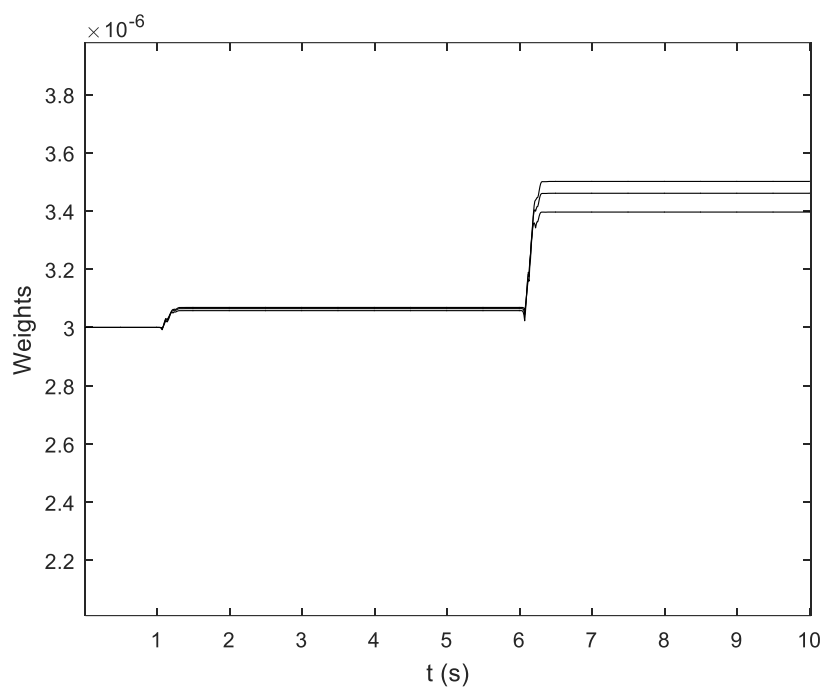


شکل ۴-۵: ردگیری سیگنال نیروی مطلوب توسط عملگر غیرخطی با کمک کنترل معکوس تطبیقی مستقیم

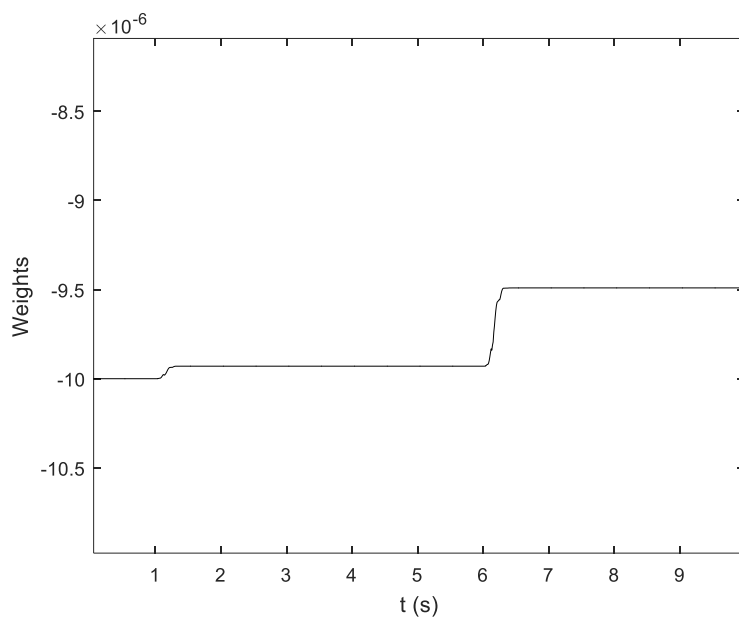
در شکل ۴-۶ نحوه به روزرسانی وزن ها در حین اجرای برنامه نشان داده می‌شود.



شکل ۴-۶: به روزرسانی وزن‌ها در حین اجرای برنامه



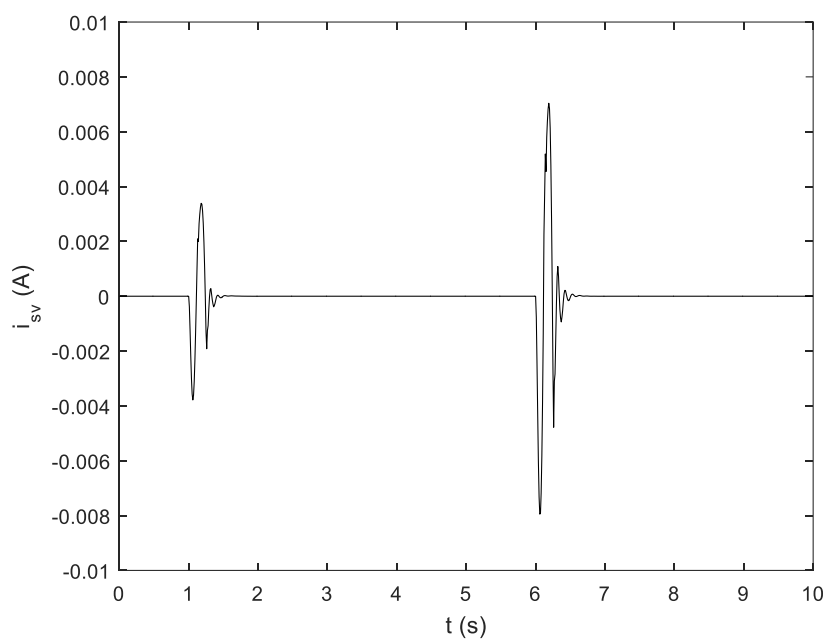
شکل ۴-۷: بزرگنمایی شکل ۴-۶ برای سه وزن اول (مربوط به نیرو و تاخیر یافته های آن)



شکل ۴-۸: بزرگنمایی شکل ۴-۶ برای وزن آخر (مربوط به خروجی عملگر)

حداکثر جریان شیر ۰,۰۱ آمپر است [۴۶]. شکل ۴-۹ جریان ورودی شیر در این روش را نشان می‌دهد.

همانطور که مشاهده می‌شود، مقدار جریان در محدوده مجاز خود است.



شکل ۴-۹: جریان ورودی شیر

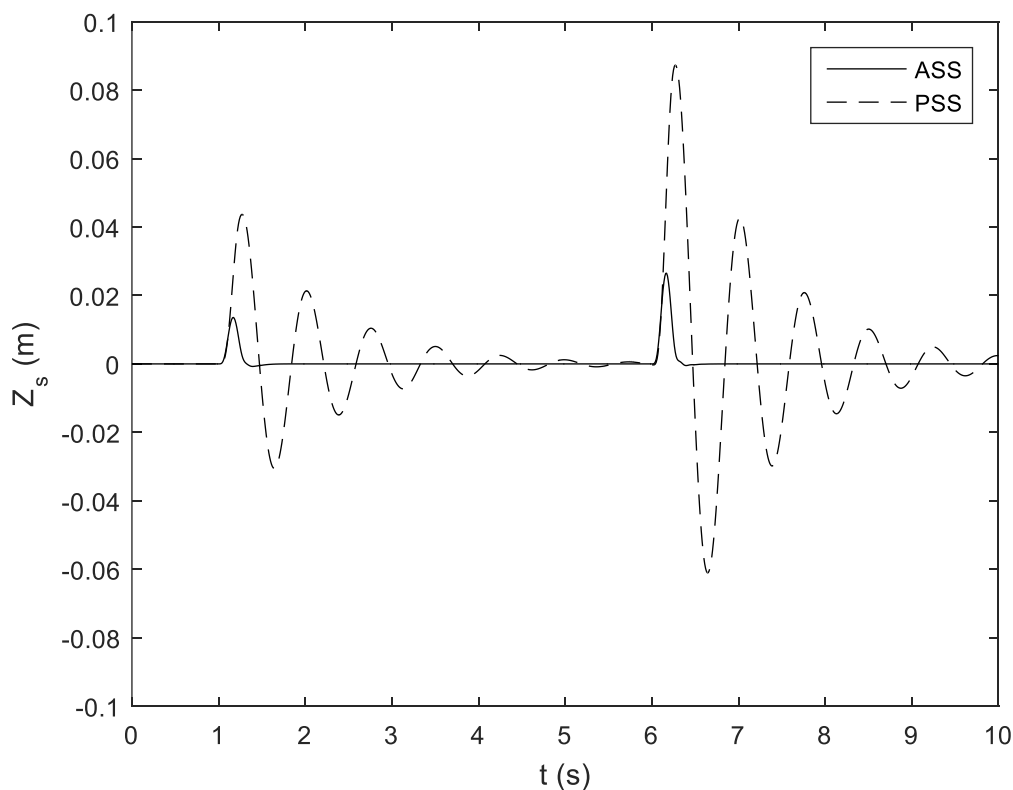
مقایسه جابجایی بدنه خودرو در حالت تعلیق غیرفعال (PSS) با حالت تعلیق فعال (ASS) در

شکل ۴-۱۰ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می شود میزان جابجایی برای ناهمواری اول به

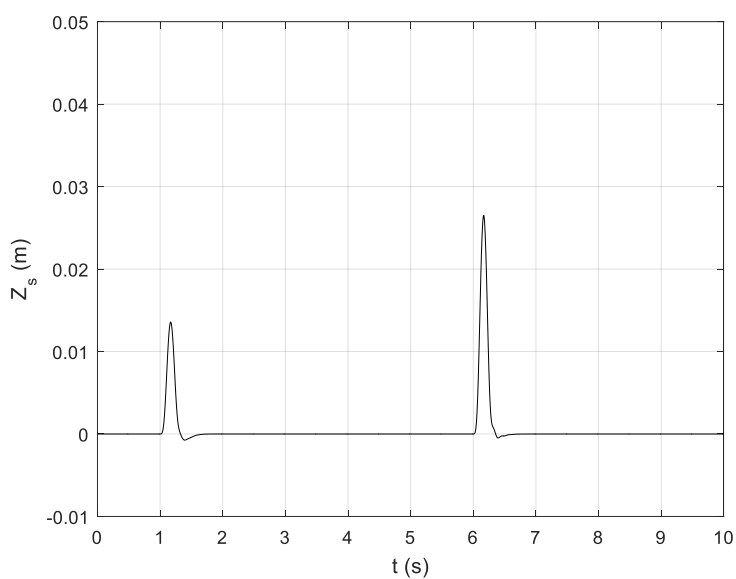
میزان ۶۹٪ و برای ناهمواری دوم به میزان ۷۰٪، بالارفتگی ناشی از ناهمواری جاده کاهش یافته است.

میزان حداکثر جابجایی در ناهمواری اول برای سیستم تحت کنترل ۰,۰۱۳۶ متر و در ناهمواری دوم

۰,۰۲۶۶ متر است.



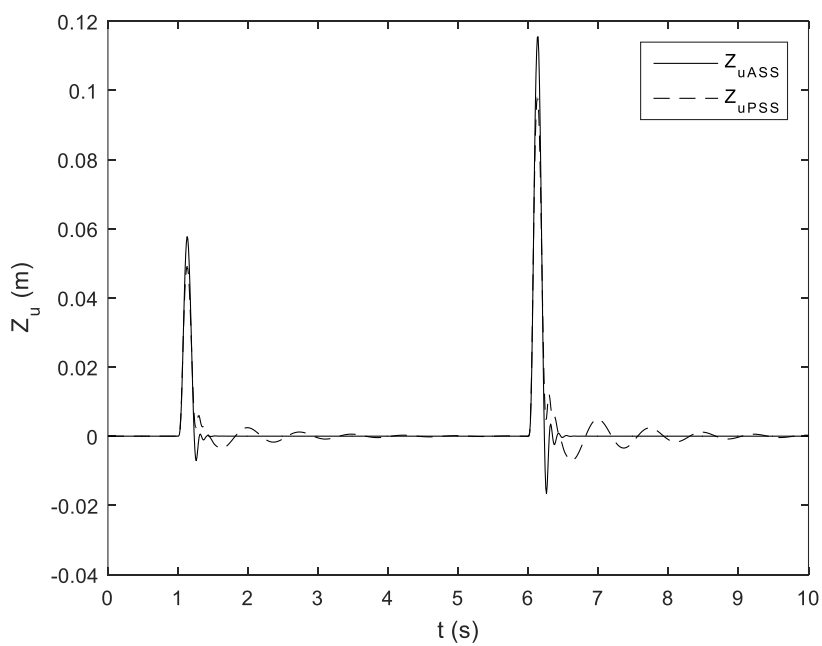
شکل ۴-۱۰: میزان جابجایی بدنه در دو حالت فعال و غیرفعال



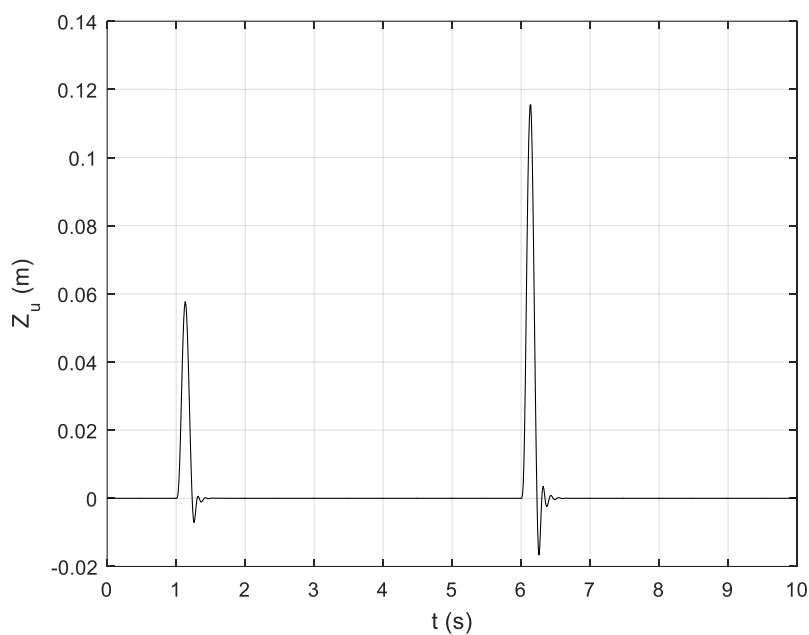
شکل ۴-۱۱: میزان جابجایی بدنه در حالت فعال

میزان جابجایی چرخ در دو حالت فعال و غیرفعال در شکل ۴-۱۲ نشان داده شده است.

همانطور که مشاهده می‌کنید میزان نوسانات عمودی چرخ در حالت فعال کاهش یافته است.



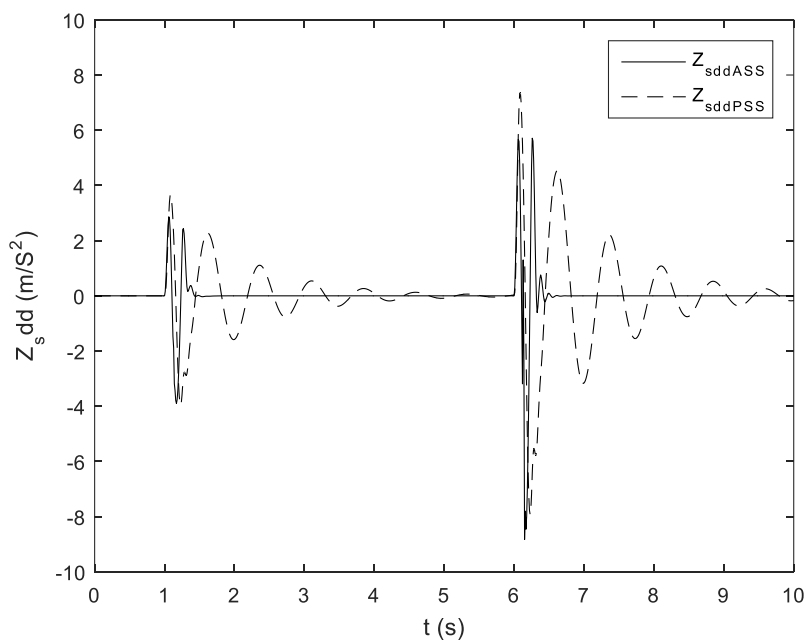
شکل ۴-۱۲: میزان جابجایی چرخ در دو حالت فعال و غیرفعال



شکل ۴-۱۳: میزان جابجایی چرخ در حالت فعال

میزان شتاب بدنه در طی عبور از دو ناهمواری در شکل ۴-۱۴ نشان داده شده است. همانطور

که می بینید، میزان شتاب در حالت فعال نسبت به حالت غیرفعال بهبود داشته است.

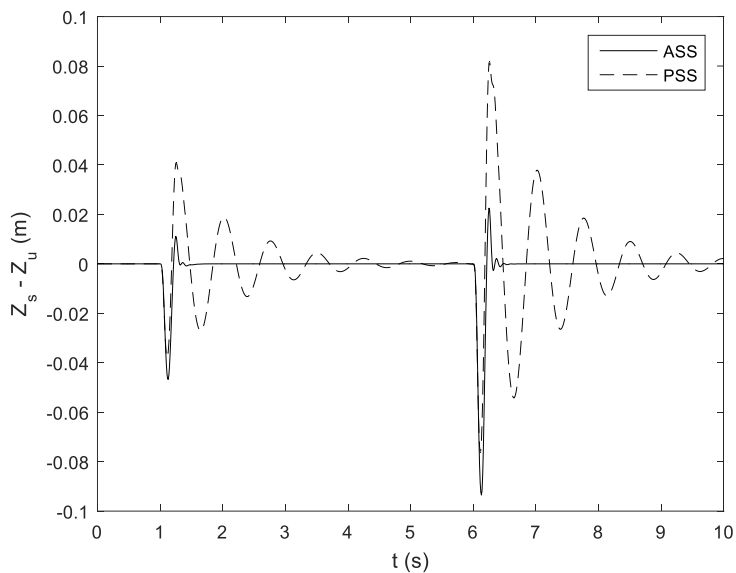


شکل ۴-۱۴: شتاب عمودی بدنه خودرو در دو حالت فعال و غیرفعال

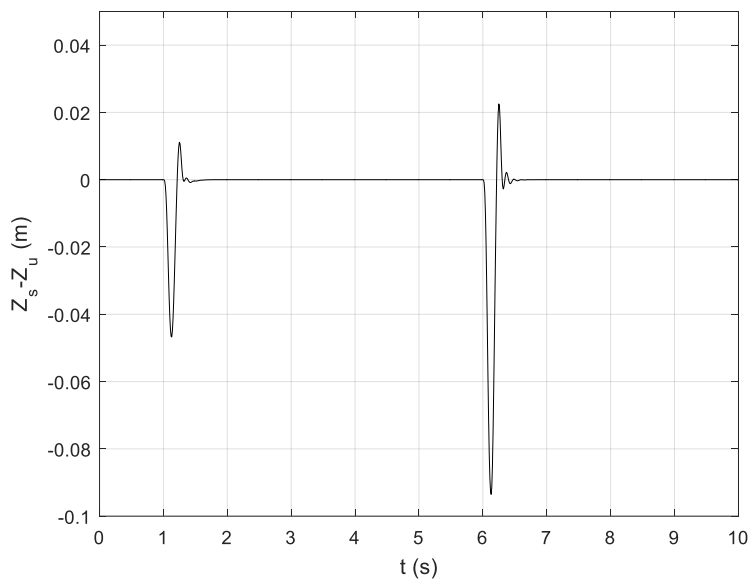


در شکل ۴-۱۵ جابجایی بدنه نسبت به چرخ در دو حالت فعال و غیرفعال با هم مقایسه شده

است که نشان از میرایی سریع تغییرات و نواسانات سیستم تعلیق فعال دارد.



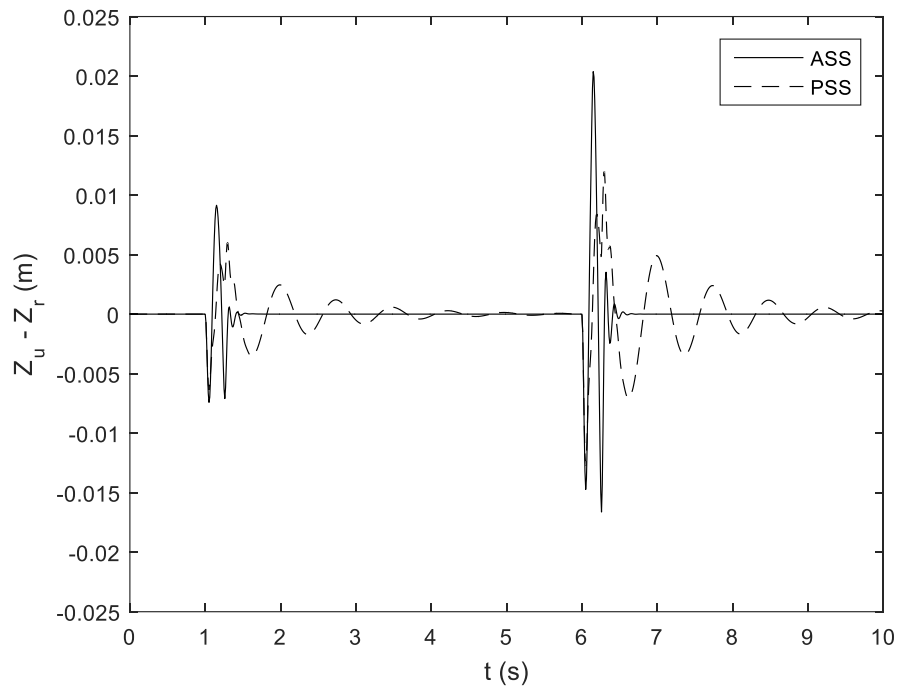
شکل ۴-۱۵: جابجایی بدنه نسبت به چرخ در دو حالت فعال و غیر فعال



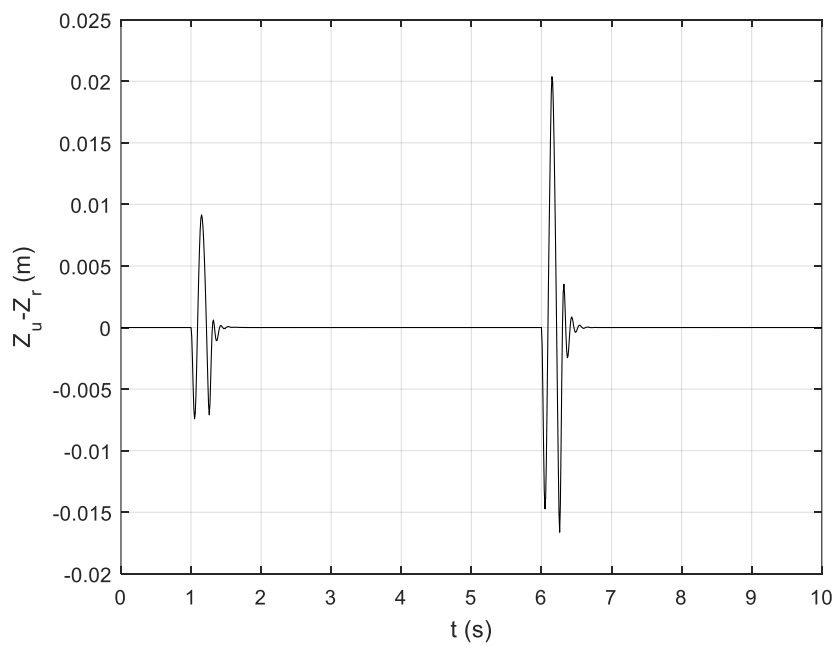
شکل ۴-۱۶: جابجایی بدنه نسبت به چرخ در حالت فعال

میزان تغییر شکل لاستیک در دو حالت فعال و غیرفعال در شکل ۴-۱۷ با هم مقایسه شده

اند.



شکل ۴-۱۷: تغییر شکل لاستیک در دو حالت فعال و غیرفعال



شکل ۴-۱۸: تغییر شکل لاستیک در حالت فعال

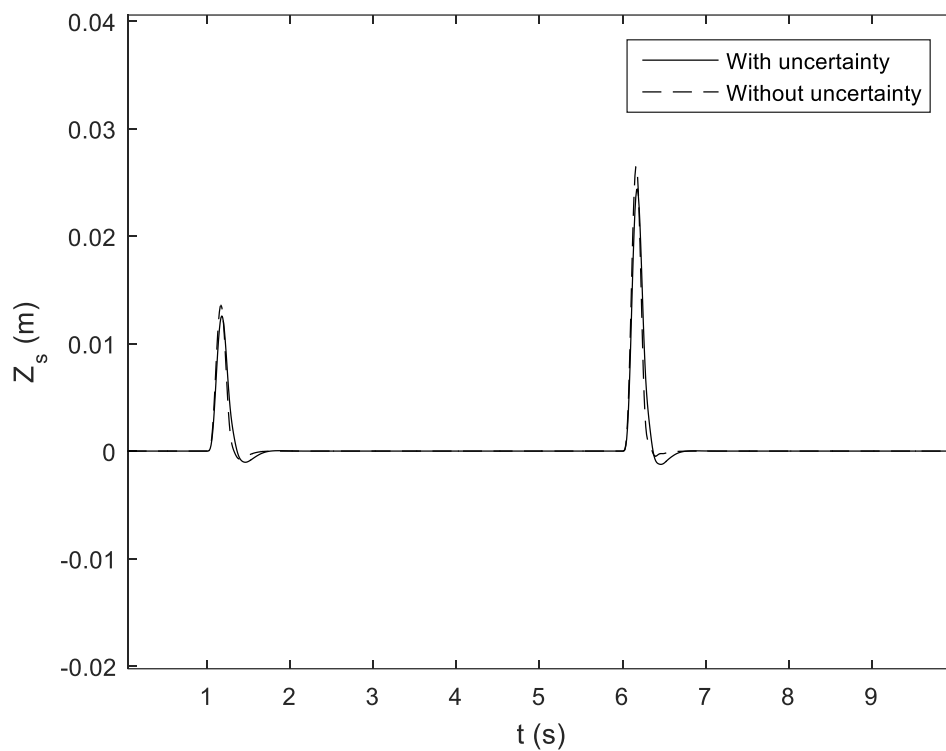
#### ۴-۱-۱ نتیجه گیری

در این شبیه سازی ها برای گسسته سازی از نگهدار مرتبه صفر استفاده شده است. اغتشاش جاده نیز طبق رابطه ۴-۱ در نظر گرفته شده است. آنچه از شبیه سازی ها و مقایسه نتایج در عملکرد سیستم تعلیق در دو حالت فعال و غیر فعال پیداست، نشان از بهبود عملکرد در تمامی شاخص ها هستیم؛ به طور مثال در کاهش نوسانات بدنه که منجر به راحتی سرنشینان خودرو است، در حین عبور خودرو از ناهمواری های اول و دوم، به ترتیب شاهد کاهش بالارفتگی تا ۶۹٪ برای ناهمواری اول و ۷۰٪ برای ناهمواری دوم، و سپس صفر شدن نوسانات برای جابجایی بدنه خودرو هستیم که نشان از راحتی سرنشینان خودرو دارد. در مورد شتاب عمودی بدنه خودرو که روی راحتی سرنشینان خودرو تاثیر دارد نیز شاهد بهبود عملکرد سیستم تعلیق فعال بودیم. در مورد تغییر فرم لاستیک در ناهمواری ها، که تاثیر بسزایی روی فرمان پذیری خودرو دارد، مشاهده شد که در برخورد با دست اندازها با دامنه کم نوسان اندکی دارد و سپس صفر می شود. همانطور که مشاهده شد تمامی سیگنالها کراندار و در محدوده مجاز خود هستند. بنابراین می توان نتیجه گرفت که روش کنترلی پیشنهادی در برآورده کردن اهداف کنترلی موفق بوده و به طور همزمان می تواند راحتی سرنشینان خودرو و رانندگی مطمئن ناشی از فرمان پذیری خودرو را تامین کند.

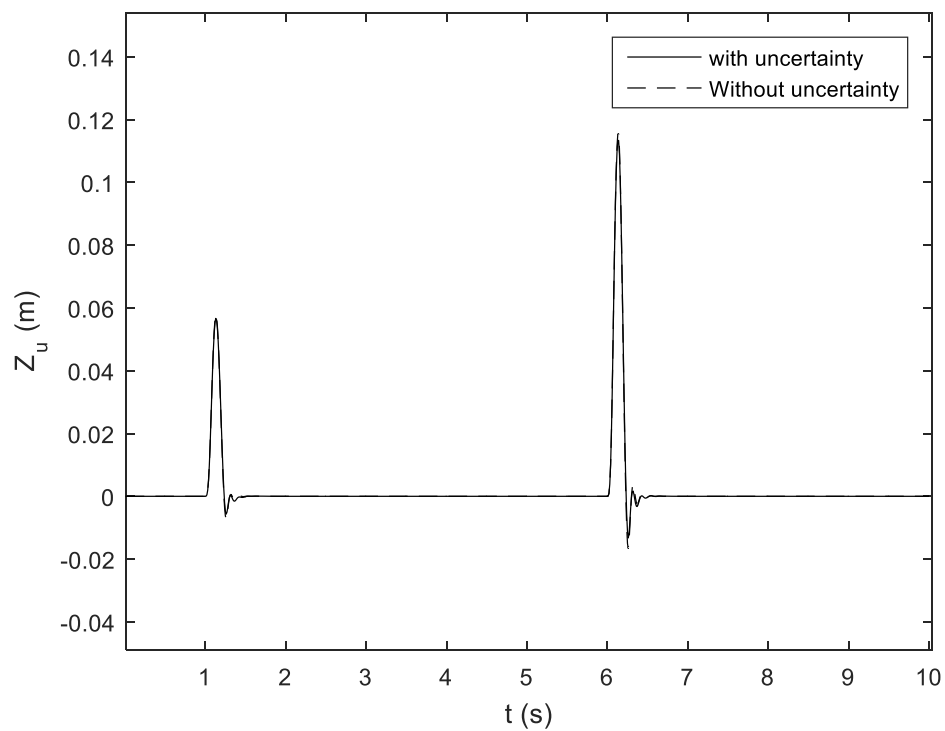
## ۲-۴ نتایج شبیه سازی با تغییر پارامترها

شبیه سازی هایی که در بخش قبل ارائه گردید با فرض دقیق بودن مدل سیستم تعلیق خودرو بودند. در حالی که وزن بدنه خودرو تحت تاثیر عواملی چون پر و خالی بودن مخزن سوخت خودرو و تعداد سرنشینان آن است. لذا در این بخش ۳۰٪ به وزن خودرو اضافه کرده و شبیه سازی های بخش قبل را با همان پارامترهای کنترلی و همان ناهمواری های بخش قبل، این بار با تغییر پارامترها در مدل سیستم تعلیق انجام می دهیم. انتظار می رود سیستم کنترل تطبیقی بتواند بر این تغییرات غلبه کرده و عملکرد سیستم تحت تاثیر این تغییرات مدل قرار نگیرد. شکل شبیه سازی ها در این بخش با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها آورده می شوند تا امکان مقایسه وجود داشته باشد.

شکل ۴-۱۹، جابجایی بدنه خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها را نشان می دهد. همانطور که ملاحظه می شود تغییر چندان در جابجایی بدنه در حالت فعال با تغییر پارامترها ایجاد نمی شود.



شکل ۴-۱۹: جابجایی بدنه خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها

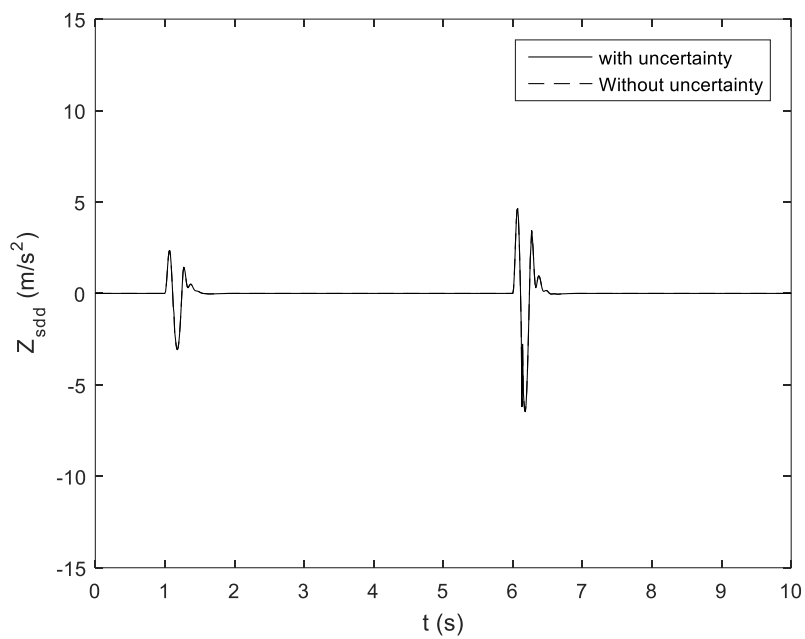


شکل ۴-۲۰: جابجایی عمودی چرخ در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها

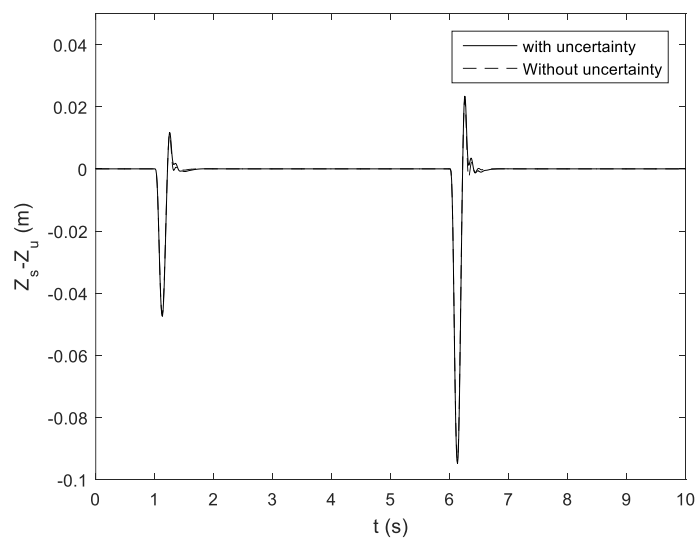
در شکل ۴-۲۰ جابجایی عمودی چرخ با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها نشان داده شده است.

که دو شکل برهم منطبق می‌باشند. در شکل ۴-۲۱ شتاب عمودی بدنه با تغییر پارامترها و بدون تغییر

آنها آورده شده است که در این حالت نیز کاملاً برهم منطبق هستند.



شکل ۴-۲۱: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها

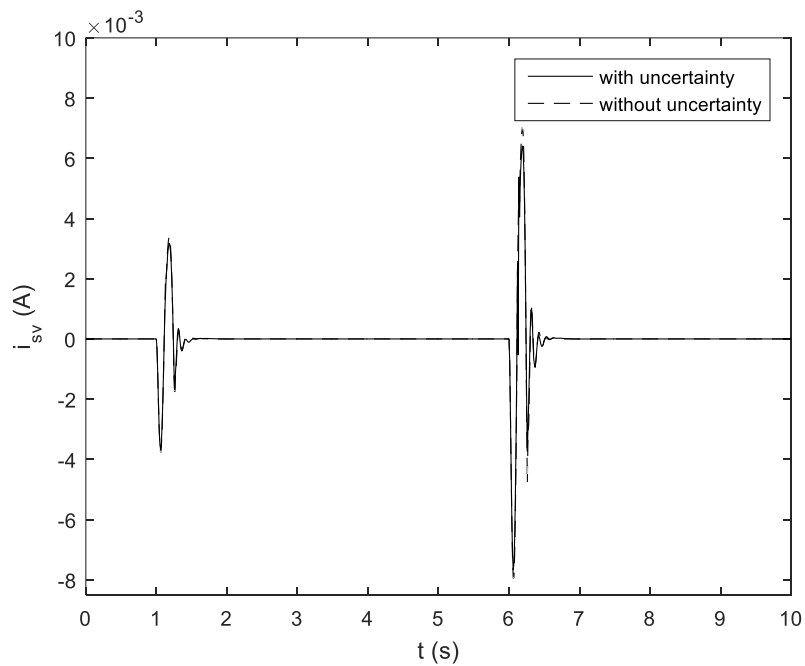


شکل ۴-۲۲: مقایسه جابجایی بدنه نسبت به چرخ خودرو در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها

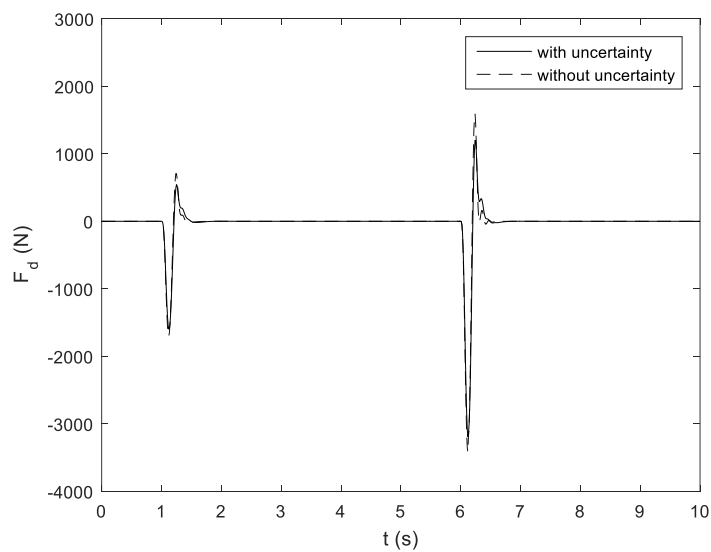
شکل ۲۲-۴ جابجایی سیستم تعلیق را در حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها نشان می‌دهد

که برهم منطبق هستند. در شکل ۲۳-۴ جریان شیر و در شکل ۲۴-۴ نیروی تولیدی توسط فیدبک

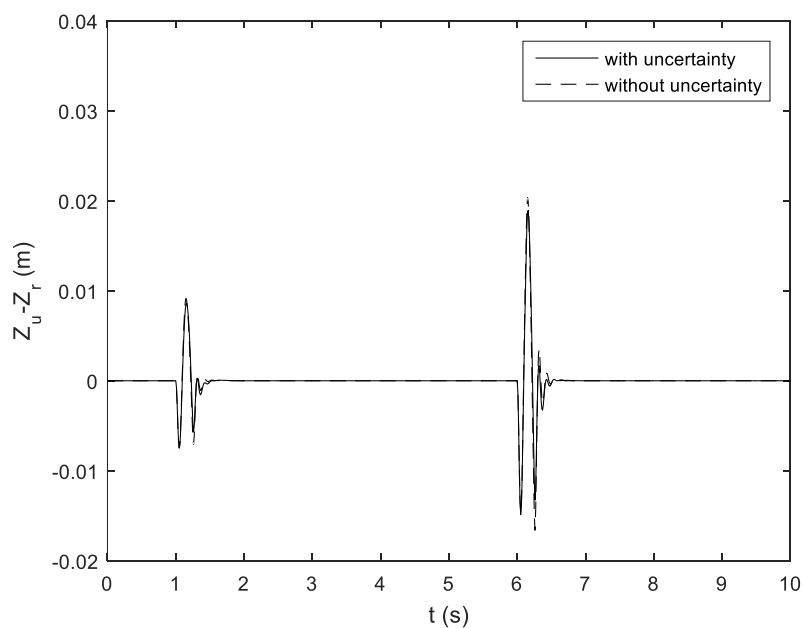
حالت تطبیقی در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها نشان داده شده است.



شکل ۲۳-۴: جریان ورودی شیرفرمان در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها



شکل ۲۴-۴: نیروی تولیدی فیدبک حالت تطبیقی در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها



شکل ۴-۲۵: تغییر فرم لاستیک در دو حالت با تغییر پارامترها و بدون تغییر پارامترها

#### ۴-۲-۱ نتایج شبیه سازی

همانطور که در شکل ها مشاهده شد، سیستم کنترل بر تغییرات پارامتر در مدل سیستم غلبه کرده و عملکرد مطلوبی دارد. شکل های ۴-۱۹ و ۴-۲۱ و ۴-۲۵ نشان می دهند که در جابجایی بدنه و شتاب عمودی بدنه و تغییر فرم لاستیک با تغییر پارامترها، تغییر چندانی به وجود نمی آید و کنترل پیشنهادی در حضور سرنشین و با افزایش وزن بدنه هم عملکرد مطلوبی داشته و راحتی سرنشینان و رانندگی مطمئن را به ارمغان آورد.



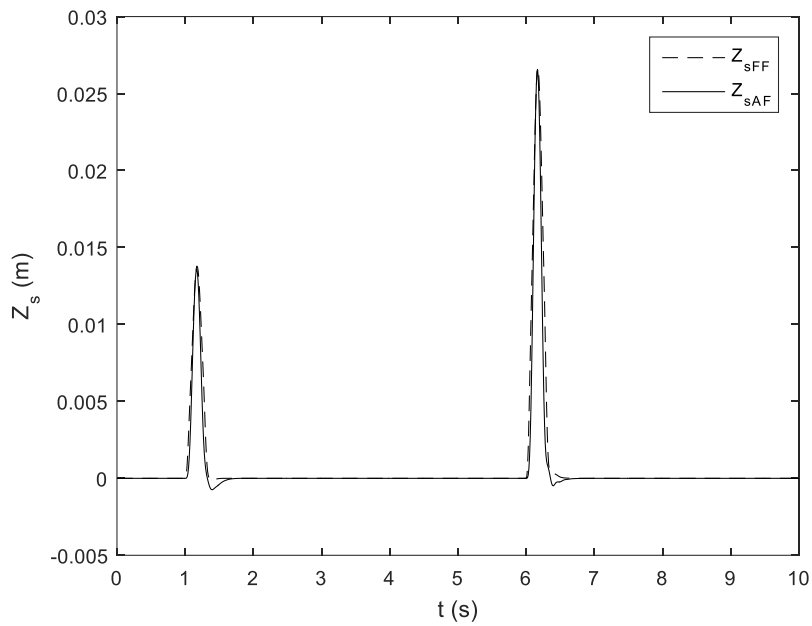
## ۳-۴ مقایسه فیدبک حالت تطبیقی با فیدبک حالت بهره ثابت در حساسیت

### نسبت به تغییر پارامترها

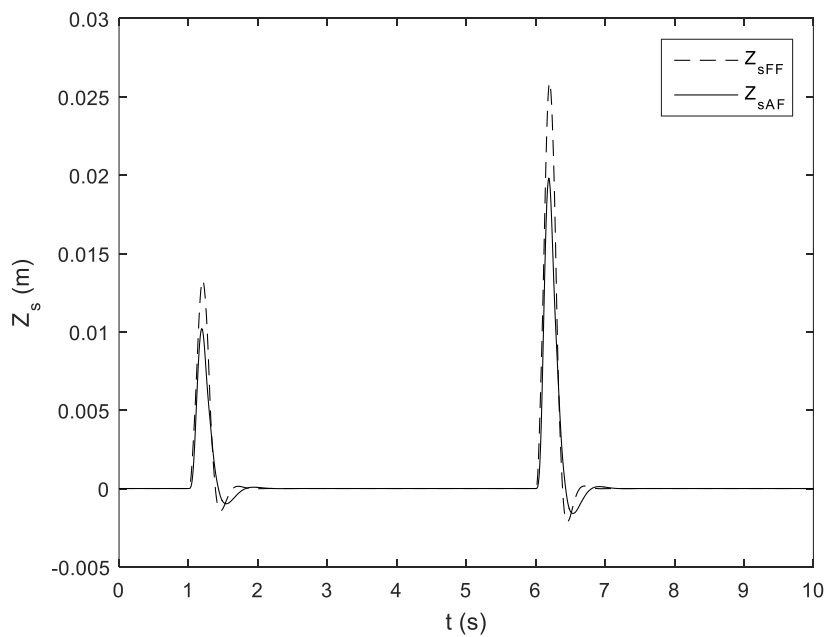
در این بخش به مقایسه حساسیت فیدبک حالت تطبیقی با فیدبک بهره ثابتی که از جایابی قطب بدست آمده است، نسبت به تغییر پارامترهای سیستم تعلیق خودرو می پردازیم. در مرحله قبل مشاهده شد که فیدبک تطبیقی با تغییر پارامترهای سیستم، خود را به روزرسانی کرده و حساسیت بسیار کمی دارد که یکی از مزایای آن است. اما در مقابل به دلیل اینکه بهره فیدبک ثابت، ابتدا با پارامترهای نامی سیستم تعلیق خودرو که در بخش ۴-۱ آورده شد، محاسبه می شود، انتظار می رود نسبت به تغییر پارامترها حساسیت نشان دهد. در این مرحله علاوه بر تغییر مقدار وزن بدنه خودرو که ناشی از وزن سرنشینان و وزن سوخت است، مقدار ضریب میراکننده تعلیق که ناشی از فرسودگی آن است را نیز تغییر داده و نتایج را مقایسه می کنیم. شکل ۴-۲۶ مقایسه جایابی بدنه خودرو با فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک بهره ثابت، با پارامترهای نامی سیستم تعلیق را نشان می دهد. به دلیل اینکه مقایسه مشهود باشد، بهره جایابی قطب به گونه ای محاسبه می شود که میزان جایابی بدنه در این دوروش یکسان باشد. در این شکل  $Z_{SAF}$  جایابی بدنه در حالت فیدبک تطبیقی و  $Z_{SFF}$  جایابی بدنه در حالت فیدبک بهره ثابت است. شکل ۴-۲۷ مقایسه جایابی بدنه خودرو در دو حالت فوق، با تغییر

پارامترها را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود، مقدار جابجایی با تغییر پارامترها در حالت

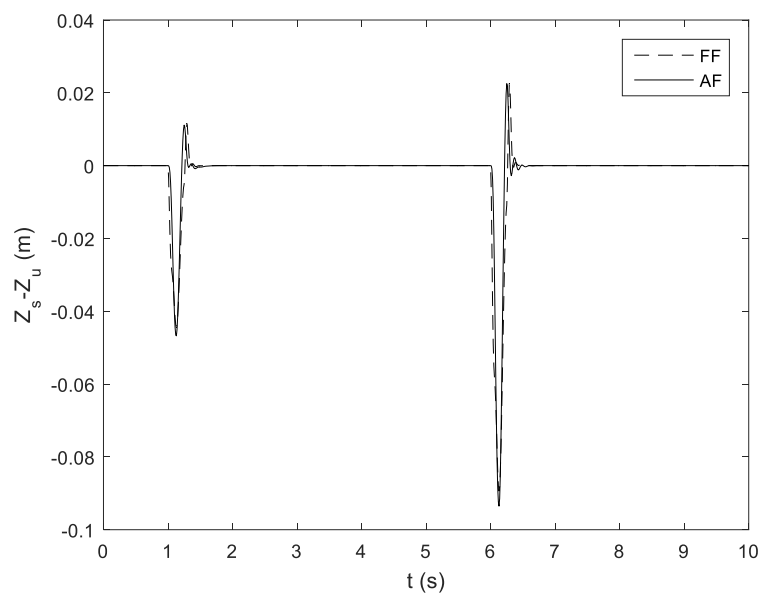
فیدبک تطبیقی کمتر شده است.



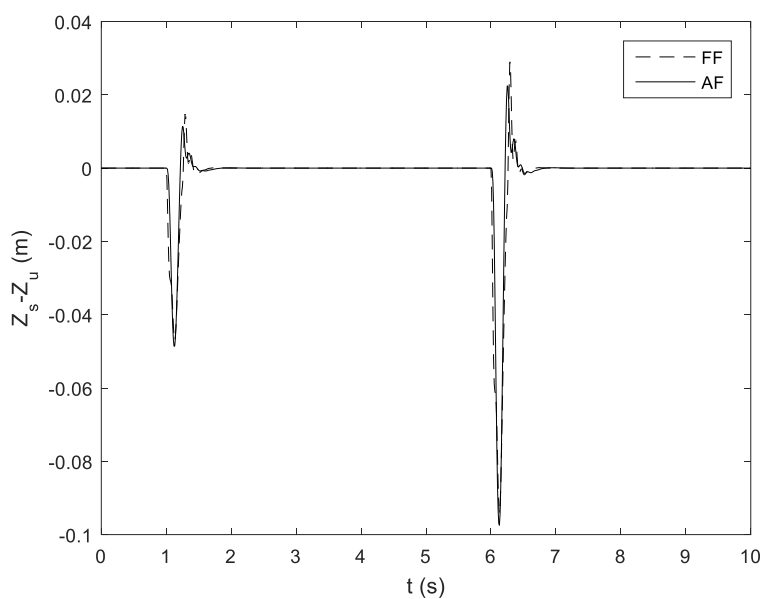
شکل ۴-۲۶: جابجایی بدنه خودرو بدون تغییر پارامترها



شکل ۴-۲۷: جابه جایی بدنه خودرو با تغییر پارامترها



شکل ۲۸-۴: جابجایی سیستم تعلیق بدون تغییر پارامترها



شکل ۲۹-۴: جابجایی سیستم تعلیق با تغییر پارامترها

در شکل ۲۸-۴ جابجایی سیستم تعلیق در دو حالت فیدبک حالت تطبیقی (AF) و فیدبک حالت بهره

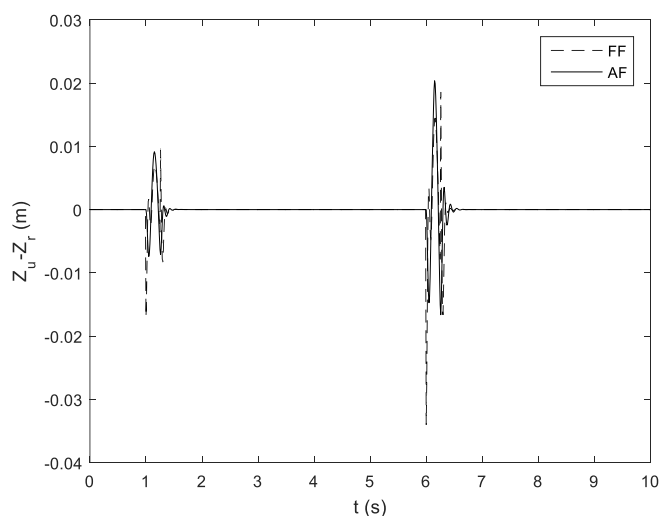
ثابت (FF) بدون تغییر پارامترها را نشان می‌دهد که منطبق بر هم هستند. در شکل ۲۹-۴ جابجایی

سیستم تعلیق خودرو با تغییر پارامترها را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار جابجایی

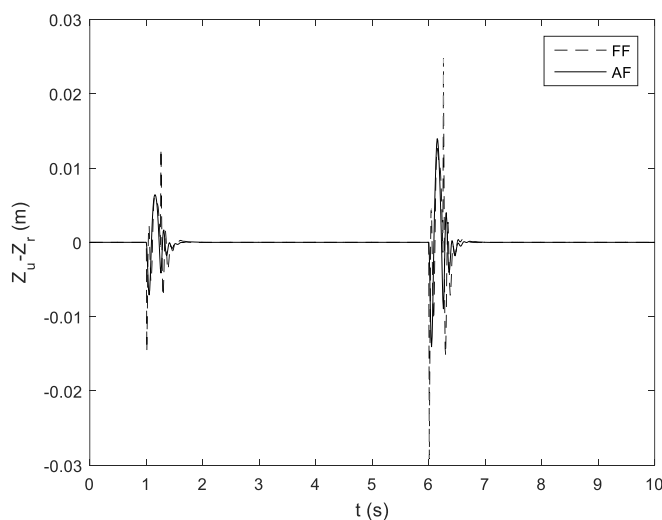
تعلیق در حالت فیدبک بهره ثابت اندکی بیشتر است. در شکل ۴-۳۰ و ۴-۳۱ به ترتیب تغییر فرم

لاستیک در دو حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت بدون تغییر پارامترها و با تغییر

پارامترها را نشان می‌دهد که نشان از برتری فیدبک حالت تطبیقی دارد.



شکل ۴-۳۰: تغییر فرم لاستیک در دو حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت بدون تغییر پارامترها

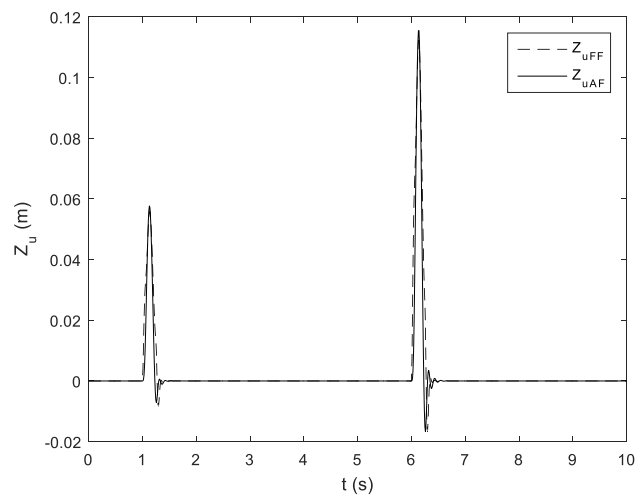


شکل ۴-۳۱: تغییر فرم لاستیک در دو حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت با تغییر پارامترها

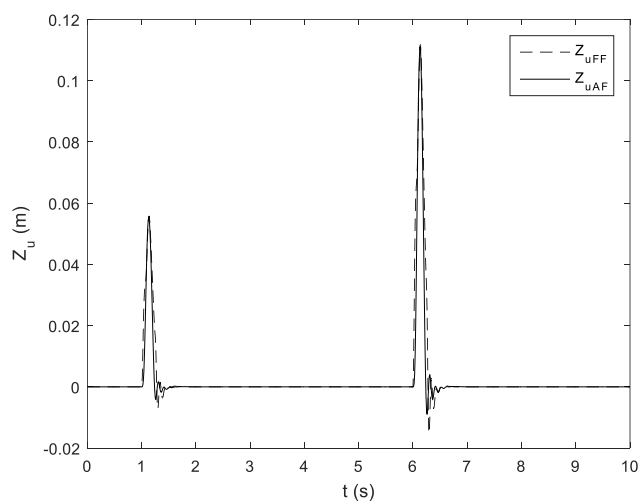
در شکل ۴-۳۲ جابجایی چرخها در حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت بدون تغییر

پارامترها را نشان می دهد. در شکل ۴-۳۳ جابجایی چرخها با تغییر پارامترها را نشان می دهد که تغییر

بسیار کمی را در جابجایی در روش فیدبک حالت بهره ثابت مشاهده می کنیم.



شکل ۴-۳۲: جابجایی چرخها در حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت بدون تغییر پارامترها



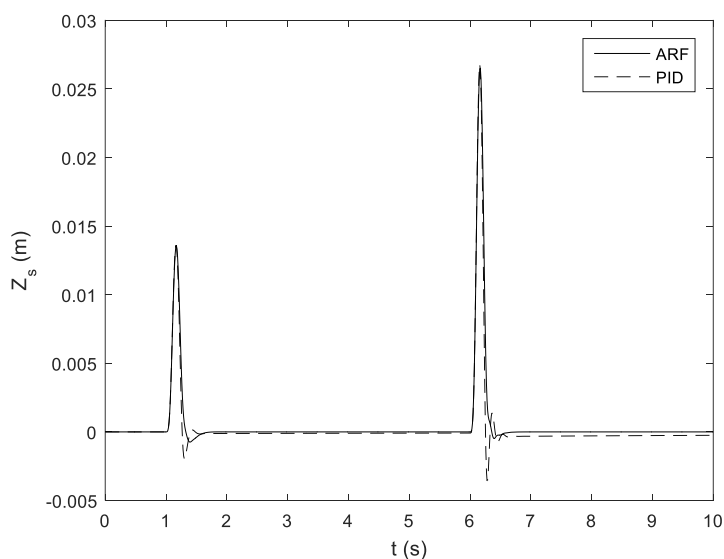
شکل ۴-۳۳: جابجایی چرخها در حالت فیدبک حالت تطبیقی و فیدبک حالت بهره ثابت با تغییر پارامترها

#### ۴-۳-۱ نتایج شبیه سازی

در این بخش، عملکرد فیدبک حالت تطبیقی با فیدبک حالت بهره ثابت با تغییر پارامترها سنجیده شد. آنطور که انتظار می‌رود، چون فیدبک حالت تطبیقی همانطور که قبلاً اثبات شد نیازی به مدل سیستم ندارد، بایستی نسبت به تغییر پارامترها حساسیت نداشته باشد. اما در مقابل به دلیل اینکه بهره فیدبک جابجایی قطب با پارامترهای نامی تنظیم شده است، با تغییر پارامترها عملکرد آن همراه با خطا خواهد بود که همانطور که در شکل‌ها مشاهده شد، این رفتار اثبات شد.

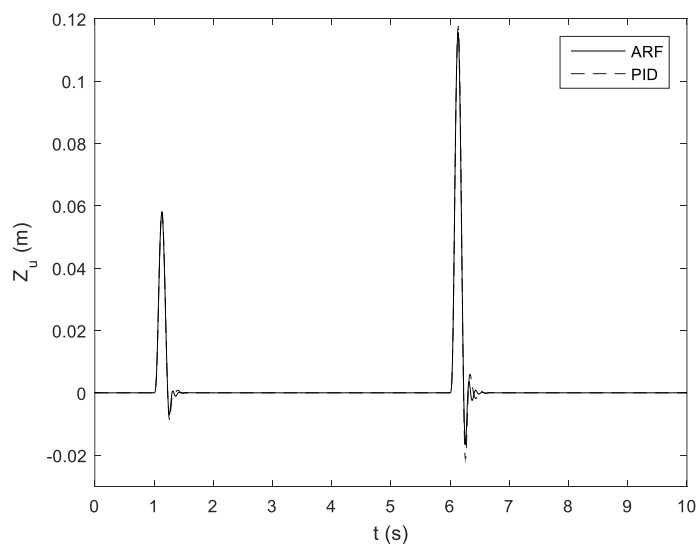
#### ۴-۴ مقایسه فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم با کنترل کننده PID

در این بخش به مقایسه روش کنترل فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم با کنترل PID می‌پردازیم. پارامترهای فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم و کنترل کننده معکوس با حالت‌های قبل یکسان بوده و مقایسه با پارامترهای نامی سیستم تعلیق فعال انجام می‌شود. مقادیر بهره تناسبی و بهره مشتق‌گیر و بهره انتگرال‌گیر از پارامترهای تنظیم کنترل کننده است و به گونه‌ای اختیار می‌شود که بهترین پاسخ ممکن از روش PID گرفته شود. شکل ۴-۳۴ مقایسه جابجایی بدنه خودرو در دو روش کنترل فیدبک تطبیقی-مقاوم و کنترل PID را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود در حالت فیدبک تطبیقی مقاوم (ARF) میزان نوسانات کاهش یافته است.



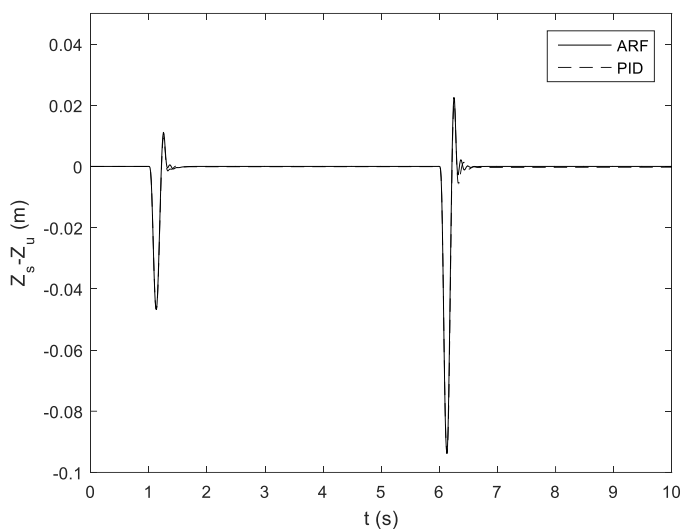
شکل ۴-۳۴: جابجایی بدنه در دو روش کنترل PID و فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم

شکل ۴-۳۵ میزان جابجایی چرخ های خودرو را در دو روش PID و روش کنترلی پیشنهادی نشان می دهد. در این شکل نیز میزان نوسانات بعد از عبور از دست انداز جاده در حالت فیدبک تطبیقی مقاوم کمتر است.



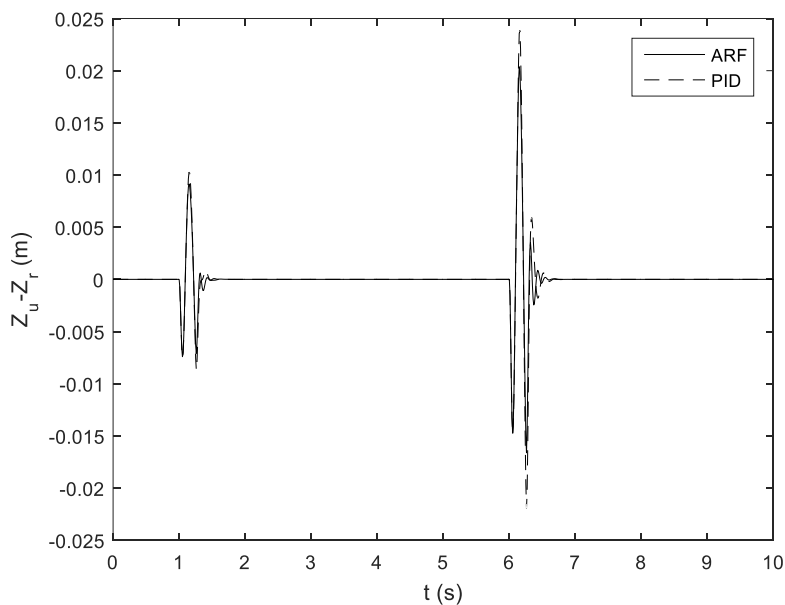
شکل ۴-۳۵: جابجایی چرخ در دو روش PID و فیدبک تطبیقی مقاوم

در شکل ۴-۳۶ جابجایی سیستم تعلیق در دو روش PID و فیدبک حالت تطبیقی مقاوم نشان داده شده است.



شکل ۴-۳۶: جابجایی سیستم تعلیق در دو روش PID و فیدبک حالت تطبیقی مقاوم

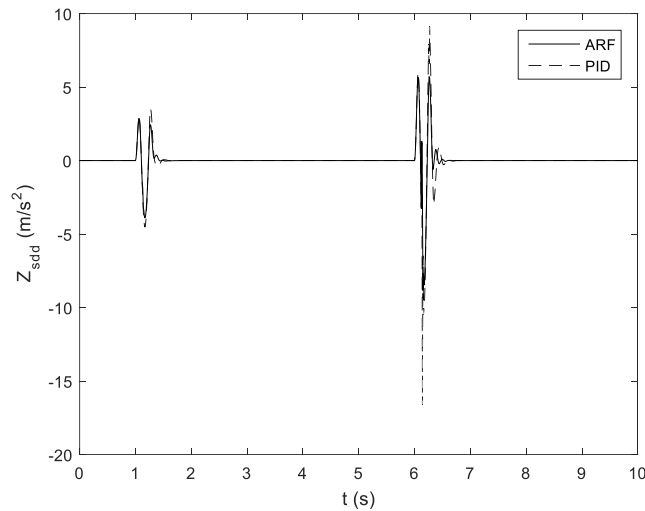
شکل ۴-۳۷ تغییر فرم لاستیک در دو حالت PID و فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم را نشان می-دهد. همانطور که مشاهده می‌شود میزان تغییر فرم لاستیک در روش فیدبک تطبیقی مقاوم کمتر است.



شکل ۴-۳۷: تغییر فرم لاستیک در دو روش PID و فیدبک حالت تطبیقی مقاوم

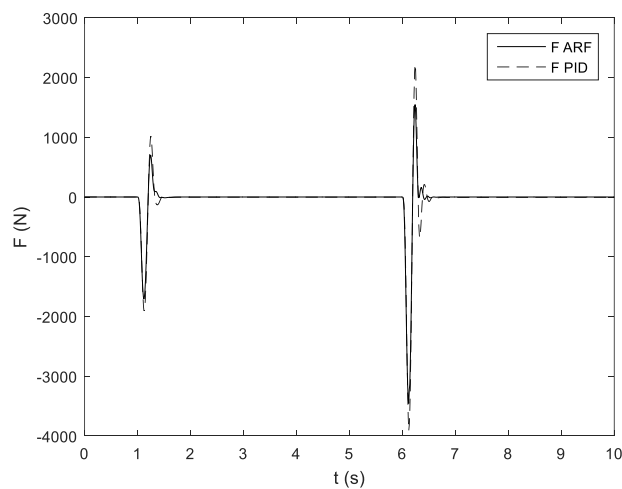


شتاب عمودی بدنه خودرو در شکل ۳۸-۴ نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشخص است میزان شتاب عمودی بدنه در حالت فیدبک تطبیقی مقاوم، نسبت به روش PID کمتر است.



شکل ۳۸-۴: شتاب عمودی بدنه در دو روش فیدبک حالت تطبیقی مقاوم و روش PID

نیروی تولیدی توسط عملگر در دو روش PID و فیدبک حالت تطبیقی-مقاوم در شکل ۳۹-۴ نشان داده شده است. میزان نیروی تولید شده جهت کنترل سیستم تعلیق فعال در روش فیدبک حالت تطبیقی مقاوم نسبت به روش PID کمتر است و برتری روش فیدبک حالت تطبیقی مقاوم را نشان می دهد.



شکل ۳۹-۴: نیروی تولیدی توسط عملگر در دو روش فیدبک حالت تطبیقی مقاوم و روش PID



فصل پنجم

نتیجہ گیری و پیشہدات

در این پایان نامه روش کنترلی مبتنی بر فیدبک حالت تطبیقی مقاوم و کنترل معکوس تطبیقی برای سیستم تعلیق مدل یک چهارم خودرو به صورت برخط ارائه شد. به دلیل وجود دینامیک های غیرخطی محرکه الکتروهیدرولیکی، ساختار کنترلی باید به گونه ای باشد تا اثر دینامیک های غیرخطی محرکه که ناشی از ماهیت فیزیکی آن است حداقل شود. بدین منظور از یک کنترل کننده معکوس تطبیقی مستقیم استفاده شده است. کنترل کننده مذکور با استفاده از خروجی خود، خروجی عملگر و ورودی مطلوب، مقدار جریان ورودی شیر فرمان را به گونه ای تولید می کند که خروجی عملگر، ورودی کنترل کننده معکوس را دنبال کند. به عبارت دیگر مجموع کنترل کننده معکوس تطبیقی مستقیم و مدل عملگر غیرخطی، مانند یک تابع همانی رفتار کنند. همانطور که در شبیه سازی ها نشان داده شد، کنترل معکوس تطبیقی مستقیم در انجام این عمل موفق بوده و عملکرد مطلوبی دارد.

برای تولید نیروی مطلوب در حلقه خارجی کنترل، از فیدبک حالت تطبیقی مقاوم استفاده شده است. قانون تطبیق برای این بخش از روش کنترل بر مبنای قضیه پایداری لیاپانوف استخراج شده است که همراه با استخراج قوانین تطبیق بهره فیدبک حالت، پایداری سیستم حلقه بسته اثبات می گردد.

قوانین تطبیق با استفاده از این روش به گونه ای استخراج می شوند که بدون نیاز به پارامترهای سیستم بهره فیدبک حالت را تخمین می زند. یعنی روش کنترلی با فرض عدم اطلاع از پارامترهای مدل سیستم، عمل کنترل را انجام می دهد.

از آنجایی که وجود عدم قطعیت در سیستم‌ها اجتناب ناپذیر است، ترم مقاوم تطبیقی نیز با استفاده از یک قانون، برای غلبه بر عدم قطعیت‌های موجود در سیستم که یکی از آنها، وجود خطا در حلقه داخلی کنترل معکوس تطبیقی است، طراحی می‌شود.

نتایج شبیه‌سازی‌ها توسط روش کنترلی پیشنهادی نشان از بهبود قابل توجه عملکرد سیستم تعلیق فعال تحت کنترل پیشنهادی، می‌دهد. هدف از کنترل سیستم تعلیق، فراهم کردن راحتی سرنشینان و رانندگی مطمئن است که شبیه‌سازی‌های انجام شده نشان می‌دهند که عملکرد روش کنترلی در برآورده کردن اهداف کنترلی مدنظر، قابل توجه است. به گونه‌ای که با کاهش نوسانات بدنه به میزان قابل توجهی نسبت به حالت غیر فعال و کاهش شتاب عمودی بدنه خودرو، سفری راحت برای سرنشینان خودرو به ارمغان می‌آورد. همچنین با کاهش نوسانات چرخ و کاهش تغییر فرم لاستیک نسبت به حالت غیر فعال، موجب اصطکاک بیشتر چرخ با جاده شده و رانندگی ایمنی را مهیا می‌کند. با تغییر پارامترهای سیستم تعلیق نیز اثری در خروجی مشاهده نمی‌شود که نشان از مقاوم بودن سیستم کنترل در برابر تغییرات پارامترها دارد. با مقایسه روش کنترلی پیشنهادی با روش PID، برتری روش کنترلی پیشنهادی اثبات شد.

در این تحقیق فرض شده است که متغیرهای حالت سیستم در دسترس هستند، بنابراین پیشنهاد می‌شود از یک رویکرد حالت نیز برای استخراج حالت‌ها استفاده شود. بعلاوه استفاده از مدل

غیرخطی سیستم تعلیق به واقعیت نزدیک تر است. همچنین استفاده از مدل ۱/۲ سیستم تعلیق یا مدل

کامل آن در طراحی کنترل کننده، پیشنهاد می‌شود.

- [١] Zareh S.H., (2011), Ms. thesis, “Semi active vibration control of an eleven degree of freedom passenger car using magnetorheological shock absorbers”, Mechatronics depart., Sharif university
- [٢] Pekokgoz R.K., Gurel M.A., (2010), “Active suspension of cars using fuzzy logic controller optimized by genetic algorithm”, *J. of. EAS, Vol. 2. Issue 4.*
- [٣] Alexandru C., Alexandru P., (2011), “Control Strategy for an active suspension system”, World Academy of Science, Engineering and Technology, P79.
- [٤] Chantranuwathana S. and Peng H., (1999), “Adaptive Robust Control for Suspensions”, Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California.
- [٥] Chen C. and Huang C., (2006) “Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics”. *J. of. Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 44, No. 5, pp 357-368.*
- [٦] L. Zuo, J. Slotine, and S. Nayfeh, (2005), “Model reaching adaptive control for vibration isolation”, *IEEE Trans. Control Syst. and Technol., vol. 13, no. 4.*
- [٧] S. Chantranuwathana and H. Peng, (2004), “Adaptive robust force control for vehicle active suspensions”, *J. of. Control Signal Process., vol. 18, no. 2.*
- [٨] Gao H., Lam J. and Wang C., (2006), “Multi-objective control of vehicle active suspension systems via load-dependent controllers”, *J. of. Sound Vibrat., Vol. 290, No. 3.*

- [٩] Talib M. Ab. and Mat darus I. Z., (2013) , “Self-Tuning PID controller for active suspension system with hydraulic actuator”,IEEE symposium on computers & informatics, Kota Kinabalu, Malaysia.
- [١٠] Cao J., Li P. and Liu H., (2010) , “An interval fuzzy controller for vehicle active suspension systems”, *IEEE Transactions on Intelligence and Transport Systems, Vol. 11, No. 4.*
- [١١] Yildirim S., (2004) , “Vibration control of suspension systems using a proposed neural network”, *J. of. Sound Vibration, Vol. 277, No. 4.*
- [١٢] Elmadany M. and Abduljabbar Z., (2000) , “Linear Quadratic Gaussian control of a quarter-car suspension”, *J. of. Vehicle system Dynamics, Vol. 32, No. 6.*
- [١٣] Shafie A. A., Bello M. M. and Khan R. M., (2015) , “Active Suspension Control using Electro Hydraulic Actuator on Rough Road Terrain”, *J. of. Advanced Research in Applied Mechanics, Vol. 9, No. 1, PP 15-30.*
- [١٤] Hrovat D.,(2006), “Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications”, *Automatica, Vol. 33, No. 10, pp 178-181.*
- [١٥] Shafie A. A., Bello M. M. and Khan R. M., (2015) , “Active Vehicle Suspension Control using Full State-feedback Controller”, *Advanced Materials Research, Vol. 1115,pp 440-445.*
- [١٦] Xia Y., Xu Y. and Pu F., (2016) , “Active Disturbance Rejection Control for Active Suspension System of Tracked Vehicles”, IEEE ICIT.
- [١٧] Bhowmik A., Ginoya D., Shendge P.D. and Phadke S.B., (2015) , “State and Perturbation observer based state feedback control for active suspension” , ICIT, Pune, India.

[١٨] فاتح م.م. و سکاکی ع.، (١٣٩٣)، "کنترل آزاد از مدل برای سیستم تعلیق روغنی خودرو"، مجله

مکانیک سازه ها و شماره ها، دوره ٤ ، شماره ٤ ، صفحه ١٣-٢١.



[۱۹] Pedro J. O. , Dahunsi O. A. and Baloyi N., (2011) , “Direct Adaptive Neural Control of a Quartet-Car Active Suspension System”, IEEE Africon, Livingstone, Zambia.

[۲۰] Qamar S. and Tariq Khan, (2012), “Adaptive Neuro-Fuzzy Sliding Mode Control Based Strategy For Active Suspension Control”, 10<sup>th</sup> ICFIT.

[۲۱] AbuShaban M. H. F., (2012) ,Ms thesis , “Fuzzy control strategy for the low bandwidth active suspension system”, Electrical Engineering Depart., Islamic university of Gaza.

[۲۲] Fialho I. and Balas G. J., (2002) , “Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling”, *IEEE Transactions on CST, Vol. 10, No. 1.*

[۲۳] هاشمی پور ح.، میرزائی م. و علیزاده ق.، (۱۳۸۹) ، " طراحی یک کنترل کننده غیرخطی برای سیستم تعلیق فعال خودرو با در نظر گرفتن محدودیت های عملی " ، مجله دینامیک، ارتعاشات و کنترل، جلد ۶، شماره ۳، صفحه ۷۱-۸۱.

[۲۴] Lian R. J., (2013), “Enhanced Adaptive Self-Organizing Fuzzy Sliding-Mode Controller for Active Suspension Systems”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 60, No. 3, pp 958-968.*

[۲۵] Li H., Yu J., Hilton C. and Liu H., (2013) , “Adaptive Sliding-Mode Control for Nonlinear Active Suspension Vehicle Systems Using T-S Fuzzy Approach”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 60, No. 8, pp 3328-3338.*

[۲۶] ظهیری پور ع.، تفقدی اسراری ر.، جلالی ع.ا. و موسوی مشهدی ک.، (۱۳۹۳) ، "کنترل لغزشی- تطبیقی سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو با عملگر هیدرولیکی با استفاده از سطح لغزش بهینه لگاریتمی" ، نشریه مهندسی برق و مهندسی کامپیوتر ایران، سال ۱۲، شماره ۲، صفحه ۱۴۱-۱۴۷.

[۲۷] ساداتی ح.، علیاری م. و داوری عدالت پناه ع.، (۱۳۸۷)، "طراحی کنترل کننده عصبی-فازی برای سیستم تعلیق فعال خودرو با آموزش FEL"، نشریه مکانیک و هوافضا، جلد ۴، شماره ۳، صفحه ۴۵-۵۷.

[۲۸] Jianwei Y., Min L. and Jie L.,(2009), "Simulation of Hydraulic Semi-active Suspension System Based on the Adaptive Fuzzy Control", ICICTA.

[۲۹] Peng H. and Chantranuwathana S.,(2000), "Practical Adaptive Robust Controllers for Active Suspensions", IMECE, Orlando , Florida.

[۳۰] Sclater N., (2007), "*Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*", 4<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill.

[۳۱] Du H. and Zhang N.,(2009), "Fuzzy Control for Nonlinear Uncertain Electrohydraulic Active Suspensions With Input Constraint", *IEEE Transactions on fuzzy systems*, Vol. 17, No. 2.

[۳۲] Astrom K. J. and wittenmark B., (1995) , "*Adaptive Control*", Addison-Wesley, 2<sup>nd</sup> ed.

[۳۳] Gregory L.,(2003), "Adaptive Inverse Control of Linear and Nonlinear Systems Using Dynamic Neural Networks", *IEEE Transactions on neural networks*, Vol. 14, No. 2, pp 360-376.

[۳۴] Enns D., Bugajski D., Hendrick R. and Stein G.,(1994), "Dynamic inversion: An evolving methodology for flight control design", *Int. J. Contr.*, Vol. 59, No. 1, pp 71-9.

[۳۵] Kim B. S. and Calise A. J.,(1997), "Nonlinear flight control using neural networks", *J. of. Guidance Contr. Dyn.*, Vol. 20, No. 1, pp 26-33.

[۳۶] Widrow B. and Walach E.,(1995), "*Adaptive Inverse Control: A Signal Processing Approach*", Prentice Hall PTR.

- [ᄃᄃ] Dias F. M. and Mota A. M., (2000), “Direct Inverse Control of a Kiln”, 4<sup>th</sup> Portuguese Conference on Automatic Control, Guimares, Portugal.
- [ᄃᄄ] Karshenas A. M., Dunnigan M. W. and Williams B. W.,(2000), “Adaptive Inverse Control algorithm for shock testing”, *IEEE Proc. Control Theory and Applications*, Vol. 147, No. 3, pp 267-276.
- [ᄃᄅ] Shafiq M., (2005), “Internal model control structure using adaptive inverse control strategy”, *ISA Trans.*, Vol. 44, No. 3, pp 353-362.
- [ᄃᄆ] Shafiq M. and Shafiq M. A., (2009), “Direct adaptive inverse control”, *J. of. IEICE Electronics Express*, Vol. 6, No. 5, pp 223-229.
- [ᄃᄇ] Shafiq M., Al-Lawati M. and Yousef H.,(2016), “A Simple Direct Adaptive Inverse Control Structure”, IEEE CCECE.
- [ᄃᄈ] Weruaga L. and Jimma S., (2015), “Exact NLMS Algorithm with  $l_p$ -Norm Constraint”, *IEEE Signal Processing Letters*, Vol.22, No. 3, pp 366-370.
- [ᄃᄉ] Gupta M., Jin L. and Homma N., (2003) , “*Static and Dynamic Neural Networks: From Fundamentals to Advanced Theory*”, Wiley-IEEE Press.
- [ᄃᄊ] Pedro J. O. and Dahunsi O. A.,(2011), “Neural Network Based Feedback Linearization Control of a Servo-Hydraulic Vehicle Suspension System”, *Int. J. Appl. Math. Comput. Sci.*,Vol. 21, No. 1, pp 137-147.
- [ᄃᄋ] Pedro J. O., Dangor M., Dahusi O. A. and Ali M. M.,(2013), “CRS and PS-Optimised PID Controller for Nonlinear, Electrohydraulic Suspension Systems”, 9<sup>th</sup> Asian IEEE ASCC.
- [ᄃᄌ] Fateh M. M., (2010), “Robust impedance control of a hydraulic suspension system”, *Int. J. of. Robust Nonlinear Control*, Vol. 20, pp 858-872.

## Abstract:

In this thesis, a control method based on Adaptive Inverse Control (AIC) and adaptive state feedback presented for quarter active suspension system with electrohydraulic actuator. Two control loops, consist an internal loop and an external loop, are used in this method. Internal control loop, consist adaptive inverse controller and nonlinear actuator model, used for desired-force tracking generated by adaptive state feedback in external loop, so that adaptive inverse controller with identifying inverse model of nonlinear actuator and being series with nonlinear actuator model, make up a unity function. Adaptive state feedback has been used in external control loop that determines state feedback gain without system model. Finally, for overcome all uncertainties consist uncertainties originating from internal control loop, a robust control has been designed in external loop. Results of this method shows that this method can improve performance of active suspension system and provide ride comfort and road handling.

*Keywords:* adaptive inverse control, suspension system, adaptive state feedback, actuator.



**Shahrood University of Technology**

**Faculty of Electrical and Robotic Engineering**

**State Feedback Control of Active Suspension System with Nonlinear  
Actuator**

**Vahid Mokhtari**

**Supervisor(s):**

**Dr. Ali Akbarzadeh Kalat**

**January 2017**