



دانشکده مهندسی مکانیک

گروه جامدات

مدل سازی و کنترل غیر خطی مقاوم برای سیستم تعلیق فعال خودرو کامل

حامد خسروی

استاد راهنما:

دکتر حبیب احمدی

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ماه ۹۴



مدیریت تحصیلات تکمیلی

بسمه تعالی

شماره:

تاریخ:

ویرایش:

فرم شماره ۶: صورتجلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای حامد خسروی به شماره دانشجویی ۹۲۰۵۹۱۴ رشته مکانیک گرایش طراحی کاربردی تحت عنوان مدل سازی و کنترل غیرخطی مقاوم برای سیستم تعلیق فعال خودرو کامل که در تاریخ ۱۳۹۴/۱۱/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

☐ مردود	☐ دفاع مجدد	☒ قبول (با درجه: بسیار خوب امتیاز ۱۸)
--------------------------------	------------------------------------	--

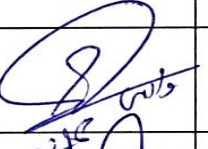
۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۱- عالی (۳۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر حبیب احمدی	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور			
۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر سید مجتبی واردی کولایی	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر علیرضا الفی	دانشیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر امیر جلالی	استادیار	

رئیس دانشکده:



تقدیم به پدر و مادرم

به سبب آن که

امروز، هستیم به امید آنهاست و فردا، کلید باغ بهشتیم رضا که آنها

و

تقدیم به خواهرم

که وجودش شاد که بخش و صفایش مایه آرامش خانواده است.

تقدیر و تشکر

خداوند سبحان را سپاسگزارم که توفیق تحصیل علم و تغییر نگرش به هستی را برایم فراهم نمود تا گوشه‌ای از عظمت بی‌همتایش را درک نمایم و فرصتی دست داد تا بدانم تمامی تلاش‌های علمی نوع بشر در مقابل علم بی‌انتهایش هم‌چون ذره‌ای است در مقابل اقیانوسی بی‌کران.

منت خدای عزوجل که طاعتش موجب قرب است و به شکراندرش مزیت نعمت. هر نفسی که فرو رود ممد حیات است و چون برآید مفرح ذات است در هر نفس دو نعمت است و بر هر نعمتی شکری واجب.

لازم می‌دانم از استادم جناب آقای دکتر حبیب احمدی که در طول دوران تحصیل در مقطع کارشناسی ارشد و انجام پروژه حاضر، نه تنها به عنوان استادی مجرب که به عنوان برادری مهربان مرا در پیچ و خم زندگی یاری نمودند، تشکر نمایم. به طوری که تلاش، دل-سوزی و کوشش ایشان در تعلیم و تربیت و انتقال علم و تجربه‌های ارزشمند در کنار برقراری رابطه صمیمی و دوستانه با دانشجویان و ایجاد فضایی دل‌نشین برای کسب علم و دانش و درک شرایط دانشجویان حقیقتاً ستودنی است.

همچنین از خانواده عزیزم به خصوص پدر و مادر گرانقدرم که همواره با دلگرمی‌های خویش مرا جانی تازه بخشیده‌اند، کمال سپاس و قدردانی را دارم.

امید است با تأسی به ائمه اطهار (ع) و در سایه عنایات خاصه امام زمان (عج) شاهد رشد و شکوفایی کشور عزیزمان، ایران باشیم.

تعهدنامه

اینجانب حامد خسروی دانشجوی دوره‌ی کارشناسی ارشد رشته‌ی مهندسی مکانیک گرایش طراحی کاربردی دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده‌ی پایان‌نامه مدل‌سازی و کنترل غیرخطی مقاوم برای سیستم تعلیق فعال خودرو کامل تحت راهنمایی دکتر حبیب احمدی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام‌شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه‌ی مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه‌ی مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه‌ی 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

- کلیه‌ی حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.

چکیده

در این پایان نامه روش کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق فعال خودرو کامل، ارائه می شود. در طراحی کنترلرهای مبتنی بر مدل، شناخت دقیق از مدل دینامیکی سیستم حائز اهمیت بوده که این امر در عمل به واسطه حضور اغتشاشات و عدم قطعیت های موجود در سیستم دشوار می باشد. یکی از راه های مرسوم مقابله با عدم قطعیت های مدل، استفاده از کنترلر مود لغزشی می باشد که علی رغم مزایای این کنترلر که شامل سادگی در طراحی نیز می باشد وجود پدیده چترینگ یکی از معایب آن می باشد. لذا در این تحقیق برای حل این مشکل و همچنین بهبود خطای حالت ماندگار از روش کنترلی جدیدی بر مبنای انتگرال مقاوم علامت خطا استفاده می شود. در کنترلر پیشنهادی جمله ای جهت جبران نامعینی های موجود در سیستم تعریف و نحوه استخراج آن ارائه می شود. این ترم نامعینی های موجود در سیستم را تخمین خواهد زد و باعث میل نمودن خطا به سمت صفر می شود. برای استخراج قانون کنترلی مناسب که باعث پایداری حلقه بسته سیستم می گردد تابع لیاپانوف مناسب پیشنهاد شده و با تحلیل لازم پایداری سیستم بررسی می شود. در ادامه با توجه به تحلیل های انجام شده پایداری مجانبی سیستم با توجه به قانون کنترلی پیشنهادی اثبات می شود. شبیه سازی با اعمال کنترلرهای مختلف از جمله کنترلر پیشنهادی انجام و نتایج نشان می دهد که در انتهای مسیر، روش ارائه شده تلاش کنترلی کمتری نسبت به روش های دیگر داشته و این در حالی است که با وجود تلاش کنترلی کمتر، خطای ردیابی در حالت ماندگار در روش فوق کاهش یافته است.

کلمات کلیدی: کنترل مقاوم، کنترل مود لغزشی، کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا، سیستم تعلیق،

مدل کامل خودرویی، عدم قطعیت

فهرست مطالب

۱	مقدمه	۱
۱-۱	پیشگفتار	۲
۲-۱	اجزای سیستم تعلیق	۳
۱-۲-۱	فنر	۳
۱-۲-۱-۱	جنس فنر	۳
۲-۲-۱	میراگر (کمک فنر)	۴
۱-۲-۲-۱	هدف از بکارگیری میراگر	۴
۲-۲-۲-۱	طرز کار میراگر	۵
۳-۲-۲-۱	نصب و جایگذاری میراگر	۶
۳-۲-۱	چرخ	۷
۴-۲-۱	جرم معلق و نامعلق	۸
۳-۱	انواع سیستم تعلیق	۹
۱-۳-۱	تقسیم‌بندی برحسب نوع تعلیق	۹
۱-۳-۱-۱	سیستم تعلیق غیرفعال	۹
۲-۳-۱-۱	سیستم تعلیق نیمه‌فعال	۱۰
۳-۳-۱-۱	سیستم تعلیق فعال	۱۱
۲-۳-۱	تقسیم‌بندی برحسب مدل	۱۱
۱-۲-۳-۱	مدل یک-چهارم خودرو	۱۱
۲-۲-۳-۱	مدل نصف خودرو	۱۲
۳-۲-۳-۱	مدل کامل	۱۳

۴-۱	مروری بر تاریخچه کنترل سیستم تعلیق.....	۱۴
۱-۴-۱	روش‌های کنترلی برای سیستم تعلیق.....	۱۷
۱-۴-۱-۱	روش کنترلی خطی ساز پسخورد.....	۱۷
۱-۴-۱-۲	روش کنترلی مود لغزشی.....	۱۷
۱-۴-۱-۳	کنترل مبتنی بر روش انتگرال مقاوم علامت خطا.....	۱۸
۵-۱	مروری بر ساختار پایان نامه.....	۱۹
۲	مدل‌سازی دینامیکی.....	۲۱
۱-۲	مدل‌سازی دینامیکی سیستم تعلیق.....	۲۲
۱-۱-۲	مقدمه.....	۲۲
۲-۱-۲	مدل فیزیکی.....	۲۲
۱-۲-۱-۲	معادلات نیوتن برای مدل کامل خودروبی.....	۲۴
۳-۱-۲	مدل عملگر هیدرولیکی.....	۲۶
۲-۲	مدل فضای حالت سیستم تعلیق فعال خودرو کامل برای طراحی کنترل‌کننده.....	۲۹
۳	طراحی کنترل‌کننده مود لغزشی برای سیستم تعلیق.....	۳۳
۱-۳	مقدمه.....	۳۴
۲-۳	کنترل مود لغزشی.....	۳۵
۳-۳	قانون کنترل مود لغزشی برای سیستم تعلیق.....	۳۶
۱-۳-۳	ماژول اول: فشار بار در کنترل‌کننده مود لغزشی.....	۳۷
۲-۳-۳	ماژول دوم: موقعیت مکانی محور شیر سوزنی در کنترل‌کننده مود لغزشی.....	۴۱
۱-۲-۳-۳	دینامیک عملگر هیدرولیکی.....	۴۱
۳-۳-۳	ماژول سوم: ورودی شیر سرو در کنترل‌کننده مود لغزشی.....	۴۳
۴-۳	تحلیل پایداری برای روش کنترل مود لغزشی.....	۴۴

۴۵.....	۵-۳	شبیه‌سازی کنترل مود لغزشی برای سیستم تعلیق.....
۵۱.....	۴	کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق.....
۵۲.....	۱-۴	مقدمه.....
۵۳.....	۲-۴	استخراج قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق.....
۵۳.....	۱-۲-۴	ماژول اول.....
۵۶.....	۲-۲-۴	ماژول دوم.....
۵۸.....	۳-۲-۴	ماژول سوم.....
۶۰.....	۳-۴	تحلیل پایداری بر اساس قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا (مرتبه دو).....
۶۳.....	۴-۴	تحلیل پایداری بر اساس قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا (مرتبه یک).....
۶۶.....	۵-۴	شبیه‌سازی قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق.....
۷۱.....	۵	نتیجه‌گیری و پیشنهادها.....
۷۲.....	۱-۵	مقایسه عملکرد قوانین کنترل استفاده شده برای سیستم تعلیق.....
۷۲.....	۲-۵	نتیجه‌گیری.....
۷۳.....	۳-۵	پیشنهادها.....
۷۴.....	۶	پیوست.....
۷۶.....	۷	مراجع.....

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: ساختمان یک میراگر ساده [۴] ۴
- شکل ۲-۱: طرز کار میراگر با ضریب متغیر [۴] ۵
- شکل ۳-۱: میراگر نصب شده در فنر لول [۴] ۷
- شکل ۴-۱: مدل یک-چهارم خودرو [۱۲] ۱۲
- شکل ۵-۱: مدل نصف خودرو [۱۲] ۱۲
- شکل ۶-۱: مدل کامل خودرو [۱۲] ۱۳
- شکل ۱-۲: مدل کامل خودرو با ۷ درجه آزادی [۱] ۲۳
- شکل ۲-۲: نمایش یک عملگر با شیر سرو الکتروهیدرولیک $i = f, r; j = r, l$ [۱] ۲۷
- شکل ۱-۳: استراتژی کنترل [۱] ۳۶
- شکل ۲-۳: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت چپ ۴۶
- شکل ۳-۳: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت راست ۴۶
- شکل ۴-۳: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت چپ ۴۶
- شکل ۵-۳: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت راست ۴۶
- شکل ۶-۳: جابه‌جایی عمودی جرم معلق ۴۷
- شکل ۷-۳: چرخش حول محور عرضی θ (پیچش) ۴۷
- شکل ۸-۳: چرخش حول محور طولی ϕ (غلتش) ۴۷
- شکل ۹-۳: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت چپ ۴۸
- شکل ۱۰-۳: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت راست ۴۸
- شکل ۱۱-۳: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت چپ ۴۸
- شکل ۱۲-۳: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت راست ۴۹
- شکل ۱-۴: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت چپ ۶۶
- شکل ۲-۴: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت راست ۶۶
- شکل ۳-۴: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت چپ ۶۷
- شکل ۴-۴: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت راست ۶۷

- شکل ۴-۵: جابه‌جایی عمودی جرم معلق ۶۷
- شکل ۴-۶: چرخش حول محور عرضی θ (پیچش) ۶۸
- شکل ۴-۷: چرخش حول محور طولی ϕ (غلتش) ۶۸
- شکل ۴-۸: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت چپ ۶۸
- شکل ۴-۹: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت راست ۶۹
- شکل ۴-۱۰: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت چپ ۶۹
- شکل ۴-۱۱: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت راست ۶۹

فهرست جداول

جدول ۱-۲: پارامترهای سیستم تعلیق [۴۳] ۳۱

جدول ۱-۳: ضرایب بهره کنترل کننده مود لغزشی و پارامترهای مسیر مطلوب [۱] ۴۵

علائم اختصاری

Z	جابجایی قائم بدنه خودرو
θ	چرخش حول محور عرضی (پیچش)
ϕ	چرخش حول محور طولی (غلتش)
m_s	جرم معلق
m_u	جرم غیرمعلق
K_{sij}	ضریب سختی فنر جرم معلق
B_{sij}	ضریب میرایی جرم معلق
f_{ij}	نیروی عملگر هیدرولیکی
Z_{sij}	جابجایی عمودی هر لبه از بدنه خودرو
$Z_{u_{ij}}$	جابجایی عمودی هر چرخ
$Z_{r_{ij}}$	جابجایی جاده
$Z_{v_{ij}}$	جابجایی محور شیر سوزنی
I_{yy}	ممان اینرسی حول محور عرضی (پیچش)
I_{xx}	ممان اینرسی حول محور طولی (غلتش)
a	طول بین جلو خودرو و مرکز ثقل جرم معلق
b	طول بین عقب خودرو و مرکز ثقل جرم معلق
w	عرض (پهنای) جرم معلق
u_{ij}	نیروی ورودی بر روی محور شیر سوزنی
S	فشار ورودی به شیر سرو
R	فشار برگشتی به شیر سرو
A_{ij}	مقدار فشار بار عملگر
α, β, γ	پارامترهای عملگر
C_d	ضریب تخلیه شیر
ρ	چگالی سیال هیدرولیکی
ω	سطح مقطع شیر سوزنی
V_t	حجم کلی سیلندر عملگر
C_{tm}	ضریب نشت کلی ناشی از فشار
β_e	ضریب کشیدگی سیال هیدرولیکی

S	سطح مقطع پیستون عملگر
P_S	فشار تغذیه

فصل اول

مقدمه

۱-۱ پیشگفتار

خودرو سامانه پویایی است، که از نظر تولید انرژی وابسته به خود می‌باشد. این واژه در برگیرنده وسایل حمل و نقل همانند کشتی‌ها، قطارها، هواپیماها، سواری‌ها، تانک‌ها و... می‌باشد. در بدنه خودروها، لرزش‌های متوالی و مکرری وجود دارد که سبب خستگی راننده و سرنشینان می‌شود. در پی آن کارایی و بازدهی رانندگی و عمر مفید خودرو کاهش یافته و سلامتی انسان به خطر می‌افتد. براساس استاندارد ایزو ۱-۲۶۳۱، بدن انسان را اگر در معرض ارتعاش‌هایی با فرکانس بین ۰,۵ تا ۸۰ هرتز قرار دهیم ممکن است بتواند باعث خطر آفرینی بزرگی، همچون صدمه به مهره‌های بدن و اعصاب متصل به این بخش شود. این لرزش‌ها می‌تواند باعث تغییر شکل در ستون فقرات، آسیب غضروفی در بین مهره‌ها و ایجاد درد مزمن فزاینده‌ای در بافت استخوان و غضروف شود. این حقایق، اهمیت وجود عملکرد سیستمی را در خودرو، نشان می‌دهد که به منظور کاهش اثر ارتعاش‌های تولید شده توسط اختلال‌های جاده‌ای در بدن انسان است [۱]. یا به عبارتی می‌توان گفت مدل‌سازی ارتعاشات خودرو و به‌سازی پاسخ لرزشی آن با بهره از میراینده‌های ارتعاشی از دیدگاه‌های مهم در طراحی خودرو بوده، که آسایش سرنشین، افزایش دوام خودرو، ایمنی و افزایش کنترل خودرو را به دنبال دارد. خاصیت میرایش ارتعاشات و لرزش‌ها و رفع بعضی از اغتشاشات حرکت در خودرو و حفظ بعضی ویژگی‌های مناسب جهت ایمنی، از ویژگی‌های مناسب مکانیکی است که انجام آن با یک وسیله مکانیکی امکان‌پذیر است. مجموعه مشخصی که فراهم‌گر هدف بالا است، سیستم تعلیق^۱ نام دارد. این مجموعه قلمرو وسیعی را با خواص و وظایف متفاوت در بردارد [۲].

نقش سیستم تعلیق در خودرو مهار چرخ در فضا (در سه راستای X ، Y و Z) و فراهم کردن حرکات خطی و زاویه‌ای مناسب آن است. همچنین چرخ‌ها را به صورت تکیه گاهی امن در زیر خودرو نگاه می‌دارد به گونه‌ای که چرخ‌ها توان مهارسازی نیروهای اعمالی به خودرو (گرنش، گریز از مرکز، نیروهای رانشی و ترمزی و...) را داشته باشند. ویژگی‌های سختی و میرایی تعلیق بایستی چنان برگزیده شوند که پایداری و آسایش خودرو تامین گردد [۲].

^۱Suspension System

طراحی سیستم تعلیق دغدغه اصلی این روزهاست. معمولاً ساختار سیستم تعلیق خودرو نمی‌تواند یک مصالحه‌ای بین سه معیار متضاد که راحتی^۱ یا آسایش، فرمان‌پذیری^۲ و بار حمل‌شده^۳ خودرو، هستند ایجاد کند [۳].

۱-۲ اجزای سیستم تعلیق

زیر بخش‌های عمده سیستم تعلیق شامل چرخ، فنر و میراگر می‌باشد که وظیفه آنها برقراری تماس بین تایر و زمین، ایمنی و راحتی سرنشینان می‌باشد. همچنین برای کاهش و در صورت امکان حذف سر و صدا و ارتعاشات، موادی چون لاستیک، چرم، فنرهای متفاوت (مارپیچی، شمیسی و میله‌های پیچشی) و میراگرهای (اصطکاکی، هیدرولیکی و گازی) به کار می‌رود. در این بخش، از مرجع [۲] استفاده شده است.

۱-۲-۱ فنر

فنر عنصری انرژی دهنده و گیرنده می‌باشد که بر اثر تغییر شکل کشسان انرژی پتانسیل آن تغییر می‌کند. در یک سیستم مکانیکی، سختی نمایانگر ویژگی‌های فنریت آن است. در تعیین ویژگی‌های فنریت سیستم‌های مکانیکی باید انعطاف‌پذیری قطعات را نیز لحاظ کرد. فنرها بر پایه رفتار و ویژگی‌های نیرویی به دو دسته خطی و ناخطی تقسیم می‌شوند. فنرها گونه‌های مختلفی دارند که انواع پرکاربرد آن در صنعت، می‌توان به فنر مارپیچ، فنرهای پیچشی، فنر تخت و فنر لاستیکی اشاره کرد.

۱-۲-۱-۱ جنس فنر

جنس فنرها معمولاً از فولاد آلیاژی مخصوص فنر که قابل سخت کردن است ساخته می‌شود مقدار کربن این فولاد حدود ۰٫۵ درصد است برای فنرهایی که تحت تاثیر بار متوسط واقع می‌شوند این فولاد با منگنز آلیاژ می‌شود و دارای تنش برشی حدود ۱۲۰ کیلوگرم بر مجذور میلی‌متر می‌باشد برای بارهای زیاد فولاد، فولاد آلیاژ شده با کرم و نادیوم به کار می‌رود و بدین ترتیب خاصیت ارتجاعی بیشتری به فولاد داده می‌شود. تنش برشی در این نوع فنرها حدود ۱۳۵ کیلوگرم بر مجذور میلی‌متر است.

^۱ Comfort

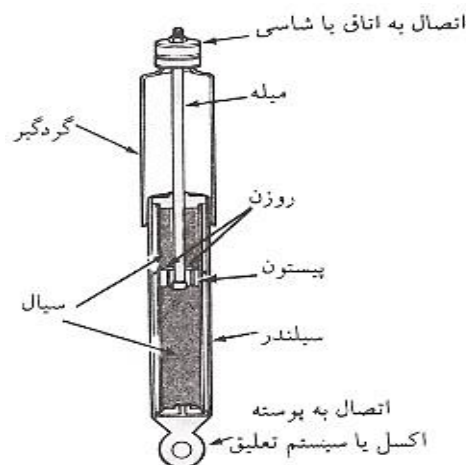
^۲ Handling

^۳ Load carried

۲-۲-۱ میراگر^۱ (کمک فنر)

۱-۲-۲-۱ هدف از بکارگیری میراگر

همان طور که می‌دانید آزاد سازی انرژی در فنر همراه با لرزش است. اگر فنر در سیستم تعلیق قرار داشته باشد مجموعه سیستم نیز همراه فنر ارتعاش می‌نماید بنابراین کلیه قسمت‌هایی که جز سیستم تعلیق هستند بر فنرهای موجود در دستگاه فربندی تحمیل شده و مدت ارتعاش را طولانی می‌نمایند. حال اگر فنری از سیستم تعلیق را در نظر بگیریم که به علت ناهمواری‌های جاده به نوسان در می‌آید هنوز نوسانات قبلی به طور کامل مستهلک نشده که ناهمواری‌های دیگر جاده مجدداً آن را به نوسان در می‌آورد و اگر این عمل چندین بار تکرار شود و اتفاقاً دامنه نوسانات نیز با یکدیگر تطبیق نماید اثر این نوسانات با یکدیگر جمع شده و حالت بحرانی یا رزونانس بوجود می‌آید و ارتباط چرخ با جاده قطع می‌شود و در نتیجه راننده تسلط خود را از دست می‌دهد. برای حل این مشکل وسیله‌ای لازم است که بتواند نوسانات فنر را سریعاً مستهلک کند که این وسیله میراگر نامیده می‌شود (شکل ۱-۱). بایستی توجه نمود که به جای واژه کمک فنر، واژه میراگر بکار رود، زیرا وظیفه این وسیله کاهش لرزش می‌باشد، در نتیجه کارش مخالف کار فنر است و بازی فنر را کاهش می‌دهد. میراگرها کاربردهای فراوانی دارند. در هر سازوکار و سازه لرزاننده‌ای، نیاز به کنترل ارتعاشات و میرایش لرزه‌ها است. میراگر انرژی جنبشی را به گرما تبدیل می‌نمایند. یکی از ویژگی‌های مهم میراگر کاهش و محدود سازی دامنه تشدید سیستم است.

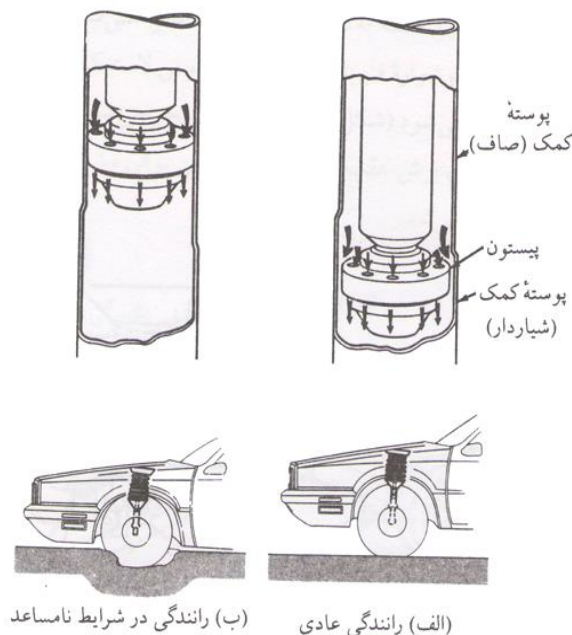


شکل ۱-۱: ساختمان یک میراگر ساده [۴]

^۱ Shock Absorber or Damper

۲-۲-۲-۱ طرز کار میراگر

در هنگام فشردگی فنر، میراگر به آسانی فشرده می‌شود، اما هنگام کشیدگی فنر، میراگر به کندی باز می‌شود به عبارت دیگر فشردگی میراگر آسان‌تر از کشیدگی آن است (ضریب میرایی در فشردگی از کشیدگی کمتر است). همانند شکل ۱-۱، کمک فنرهای ساده اساساً استوانه‌ای یا لوله‌ای پر از روغن هستند که پیستونی در آن بالا یا پایین می‌رود. در نتیجه این حرکت روغن یا سیال هیدرولیکی موجود در پیستون، جریان پیدا می‌کند. اصطکاک ناشی از حرکت سیال و اجش فنر را محدود می‌کند. پیستون سیلندر را به دو محفظه سیال بالایی یا پایینی تقسیم می‌کند. مجراها با منفذهای پیستون با شیرهای یک طرفه فنر سوار، یا دیسک‌هایی که تحت فشار تغییر شکل می‌دهند، کنترل می‌شوند. هر چه سیال آسان‌تر از منفذها عبور کند خودرو نرم‌تر حرکت می‌کند. اگر منفذها ریزتر باشند، سیال را سخت‌تر عبور می‌دهند و خودرو زیاد نرم حرکت نمی‌کند و به اصطلاح می‌کوبد. در حین رانندگی عادی، شیرهای پوسته کمک به سیال امکان می‌دهند که از اطراف پیستون عبور کند (شکل ۱-۲). وقتی چرخ خودرو به طور ناگهانی در یکی از دست-اندازهای جاده می‌افتد، پوسته بیش از حد عادی کشیده می‌شود در این وضعیت پیستون در بالای شیرها قرار می‌گیرد و سیال فقط می‌تواند از منافذ داخل پیستون بگذرد. در نتیجه مقاومت در برابر حرکت پیستون افزایش می‌یابد و تاثیر سیستم تعلیق را، در مقابل توقف‌های آن، کاهش می‌دهد [۴] و [۵].



شکل ۱-۲: طرز کار میراگر با ضریب متغیر [۴]

۱-۲-۳ نصب و جایگذاری میراگر

در سیستم تعلیق، فنر و میراگر به صورت موازی بسته می‌شوند (شکل ۱-۳). یک سر میراگر به اتاق یا شاسی خودرو متصل می‌شود و سر دیگر آن به قطعه‌ای متحرک از سیستم تعلیق، مانند پوسته اکسل یا طبق متصل است. در این وضعیت حرکت فنر سبب افزایش و کاهش طول میراگر می‌شود. چگونگی قراردادی میراگر میان شاسی و محور (جرم معلق و جرم نامعلق) در کارایی آن بسیار موثر است، زیرا افزایش جابجایی مایع (بر اثر برخورد با ناهمواری‌های جاده) سبب نرم‌تر شدن کارکرد میراگر و بهبود ویژگی‌های میرایشی آن می‌شود. بنابراین بهترین حالت قراردادی چنان است که تغییر طول میراگر برابر با جابجایی میان محور و شاسی باشد که با نصب عمودی میراگر حاصل می‌شود. هرچند که همواره قرارگیری عمودی میراگر امکان‌پذیر نمی‌باشد. در بیشتر موارد میراگر کج سوار می‌شود و نه عمودی، زیرا:

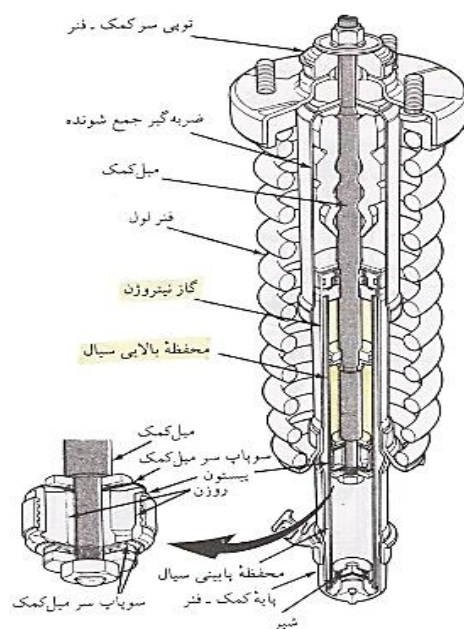
- توانایی میرایش لرزه‌های کناری
- افزایش پایداری خودرو
- جلوگیری از صدمه دیدن بعضی از قسمت‌های خود میراگر
- جلوگیری از کثیف شدن آن

بر خلاف تفکر عامه، میراگر وزن خودرو را ساپورت نمی‌کند بلکه وظیفه اصلی آن کنترل نوسانات فنرها و حرکات سیستم تعلیق و نگه داشتن چرخ به صورت چسبیده به جاده می‌باشد. این کار با تبدیل انرژی جنبشی حاصل از نوسانات فنر و سیستم تعلیق و تبدیل آن به انرژی گرمایی (حرارتی) در میراگر انجام می‌گردد. می‌توان انواع میراگرها را همانند روغنی (هیدرولیکی)، تلسکوپی، هیدرو استاتیکی، بادی و اهرمی نام برد. میراگر به همراه فنر در سیستم تعلیق خودرو نیازهای اساسی خوش‌سواری و فرمان‌پذیری را دیکته می‌نماید. وظایف این دو بخش به قرار زیر است:

- جلوگیری و کاهش لرزش‌های بدنه و جدایش سرنشین خودرو از اغتشاشات اعمالی
- ایجاد پایداری^۱ مناسب چرخ و جاده با کنترل لرزش‌های جرم نامعلق

^۱ Stability

میراگر ممکن است به تنهایی یا در داخل مجموعه میراگر و فنر (شکل ۳-۱) نصب شود.



شکل ۳-۱: میراگر نصب شده در فنر لول [۴]

۳-۲-۱ چرخ^۱

مجموعه چرخ (تایر^۲ و رینگ) وظیفه مهار نیروهای زیر را دارد:

- سنگینی خودرو
- نیروهای کناری (هنگام چرخش خودرو)
- نیروهای طولی (رانشی و ترمزی)

^۱ Wheel

^۲ Tire

یا به عبارت دیگر کارکردهای لاستیک (تایر) خودرو را می‌توان به این صورت عنوان کرد که اول اینکه ضربه‌گیر بادی است که بیشتر ضربه‌های ناشی از ناهمواری‌های سطح جاده را جذب می‌کند. لاستیک در هنگام برخورد با این ناهمواری‌ها تغییر شکل می‌دهد. در نتیجه اثر ضربه دست‌انداز روی خودرو، سرنشینان خودرو و بار خودرو کاهش می‌یابد. دوم اینکه لاستیک به سطح جاده می‌چسبد تا کشش چرخ افزایش یابد. بدین ترتیب خودرو می‌تواند، بدون سر خوردن شتاب بگیرد، ترمز بگیرد و دور بزند.

می‌توان ملاحظات عمده در طراحی چرخ را به استحکام، سبکی، بهای ارزان، سادگی نصب و تعویض و تمیز کردن ساده آن اشاره کرد. لاستیک خودرو بر دو نوع است یک با تیوب و دو بدون تیوب (تیوب‌لس)^۱ و همچنین امروزه دو گونه عمده رینگ‌هایی که در خودروهای سبک و سنگین به کار می‌رود یکی رینگ فولادی و دیگری رینگ ریختگی (آلیاژ چدن) است.

۴-۲-۱ جرم معلق و نامعلق

در بررسی دینامیکی خودرو، متشکل از دو جرم عمده زیر است:

جرم معلق^۲ (فربندی شده): بخش‌هایی از خودرو که روی فنرها سوار است، مانند اسکلت خودرو، موتور، سرنشین، صندلی، درب و ...

جرم نامعلق^۳ (فربندی نشده): بخش‌هایی از خودرو که روی فنرها سوار نیستند، مانند چرخ، محور و پوسته محور ...

یکی از نکات مهم طراحی دینامیکی خودرو کاهش جرم نامعلق است، زیرا سبب حرکت خشن خودرو می‌گردد [۶]. جرم نامعلق کنترل‌پذیر نمی‌باشد. زیرا دارای تماس مستقیم با جاده بوده و از آن پیروی می‌نماید، در حالی که با طراحی درست سیستم تعلیق می‌توان حرکات جرم معلق را کنترل نمود. برای نمونه یک چرخ را در نظر می‌گیریم. اگر چرخ سبک باشد، افت و خیز آن در برابر ناهمواری سطح جاده

^۱ Tubeless Tire

^۲ Sprung Mass

^۳ Unsprung Mass

کنش کمی را به اسکلت خودرو اعمال می کند، اما افزایش وزن چرخ، سبب افزایش جرم معلق است. بنابراین در طراحی خودرو تلاش می شود تا جرم نامعلق درصد کمی از خودرو باشد [۷].

۱-۳ انواع سیستم تعلیق

۱-۳-۱ تقسیم بندی بر حسب نوع تعلیق

هدف از طراحی سیستم تعلیق برای یک خودرو، کنترل انتقال نوسانات حاصل از ناهمواری های جاده به بدنه اتومبیل است. عناصر انتخابی برای یک سیستم تعلیق بایستی علاوه بر ایجاد راحتی برای سرنشینان، رانندگی مطمئن و کنترل خوب خودرو را، در پی داشته باشد. به عبارت دیگر یک سیستم تعلیق باید بتواند راحتی و ایمنی سفر را تامین کند. راحتی سفر در صورتی تامین می شود که ارتعاشات وارده بر سرنشینان خودرو حتی الامکان کاهش یابد و ایمنی سفر نیز در صورتی تامین می شود که راننده بتواند کنترل مناسبی را بر روی خودرو داشته باشد و این خود مستلزم آن است که تماس چرخ با جاده کاهش نیابد (کاهش تماس چرخ با جاده باعث اختلال در سیستم حرکت و ترمز شده و مانع کنترل مناسب خودرو می شود).

سیستم تعلیق به طور کلی به سه گروه اساسی غیرفعال، نیمه فعال و فعال تقسیم بندی می شوند. در سیستم های تعلیق نوع اول (غیرفعال)، مقدار میرایی دمپر در هر لحظه و در هر شرایط ثابت می باشد پس در واقع یک سیستم حلقه باز محسوب می گردد. در دو نوع دیگر یک نیروی کنترلی متغیر در هر لحظه به سیستم حلقه بسته اعمال می گردد [۸].

۱-۳-۱-۱ سیستم تعلیق غیرفعال

در سیستم های تعلیق نوع اول (غیرفعال) پارامترهای آن یعنی سختی و میرایی عملاً مقادیر ثابت و معینی بوده و انتخاب بهینه پارامترهای طراحی مانند جرم سیستم تعلیق، فنر و میراگر می تواند در یک محدوده کاری خاصی، بهترین پاسخ ارتعاشی را سبب شود ولی با تغییر آن شرایط، سیستم از نقطه بهینه خود فاصله گرفته و دیگر نمی تواند پاسخ مناسبی را ارائه کند و اعتبار طراحی سیستم تعلیق غیرفعال کاهش می یابد [۸]. یا به عبارتی دیگر اجزای سیستم تعلیق غیرفعال تنها می توانند بخشی از انرژی را در قسمتی از سیکل کاری سیستم جذب (فنا) و یا در قسمتی دیگر تلف (میراگرها) نمایند. در این نوع از تعلیق انرژی از خارج مستقیماً وارد سیستم نمی شود. بیشتر سیستم های تعلیق، انفعالی یا غیرفعال اند. مثلاً تاپری که

برآمدگی سطح جاده برخورد می‌کند یا در چاله‌ای می‌افتد ممکن است تماسش را با سطح جاده از دست بدهد در این صورت سیستم تعلیق با فشرده یا باز کردن فنر، عکس العمل نشان می‌دهد که این شیوه عملکردی، همان طور که بر کیفیت سفر و رانندگی تاثیر گذار است باعث انتقال ضربه و لرزش به اتاق خودرو نیز می‌گردد. بنابراین این گونه سیستم‌ها علی‌رغم سادگی در شرایط مختلف جاده نمی‌توانند راحتی سرنشین و کنترل و پایداری مناسب خودرو را تامین کنند یا به عبارتی، برای حوزه محدودی، از فرکانس ناهمواری‌های جاده می‌باشد. بدین سبب پس از تحقیقات بسیاری در راستای بهبود سیستم تعلیق خودرو صورت گرفت، المان‌های کنترل کننده به این سیستم افزوده شد و سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و فعال پدید آمدند [۹].

ولی با وجود گذشت سالیان متمادی از زمان استفاده از اولین سیستم تعلیق غیرفعال، استفاده از عناصر فنر و میراگر در ساخت سیستم تعلیق خودروها به دلایل اقتصادی و هزینه کم و ساده بودن نسبت به سیستم‌های دیگر همچنان مرسوم است [۱۰].

۱-۳-۲ سیستم تعلیق نیمه‌فعال

در سیستم‌های تعلیق نوع دوم (نیمه‌فعال) ضریب میرایی عناصر میراکننده سیستم با استفاده از یک روش کنترل مناسب و به صورت مدار بسته تغییر کرده و این امر باعث می‌شود که سیستم تعلیق بتواند خود را جهت رویارویی با ناهمواری‌های مختلف جاده تنظیم کند. بنابراین در این حالت جذب انرژی اضافی سیستم تحت کنترل درآمده و باعث بهبود کیفیت این گونه سیستم‌ها نسبت به سیستم‌های غیرفعال می‌شود [۸].

اگر طراحی با هدف رسیدن به پایداری بیشتر انجام شود، راحتی سفر کاهش خواهد یافت و اگر راحتی سفر بیشتر مد نظر قرار گیرد از خوش‌فرمانی و پایداری خودرو کاسته خواهد شد. به منظور دستیابی همزمان به راحتی سفر و پایداری بالا ایده سیستم‌های تعلیق فعال مطرح شده است که در آنها از عملگرهای فعال برای اعمال نیروهای مناسب استفاده می‌شود [۱۱].

۳-۱-۳-۱ سیستم تعلیق فعال

در سیستم‌های تعلیق نوع سوم (فعال) تعدادی عملگر (جک) سرو هیدرولیک (ویا سرو پنوماتیک) به صورت موازی با فنر و میراگر سیستم قرار دارد. در این حالت ارتعاشات خودرو با استفاده از سنسورهای مناسب، اندازه‌گیری شده و به سیستم کنترل وارد می‌شود. این سیستم کنترل پس از پردازش اطلاعات ورودی، پالس‌های کنترلی مناسبی را جهت ورود به شیرهای سرو هیدرولیک (ویا سرو پنوماتیک) نصب شده در مسیر جریان سیال صادر کرده و بدین ترتیب نیروی اعمالی این عملگرها، تحت کنترل در می‌آید که این امر نیز به نوبه خود باعث اعمال کنترل بر روی وضعیت ارتعاشی خودرو می‌شود. مزیت اصلی این سیستم نسبت به سیستم نیمه‌فعال این است که در آن انرژی در صورت نیاز به سیستم وارد و در صورت عدم نیاز از سیستم خارج می‌شود در حالی که در سیستم نیمه‌فعال فقط کنترل بر روی انرژی اضافی سیستم وجود دارد و بدین ترتیب بدیهی است که سیستم فعال در مقایسه با دیگر سیستم‌های تعلیق، داری کیفیت بالاتری است. البته پیچیدگی سیستم، نیاز به انرژی و بالا بودن هزینه، کاربرد سیستم تعلیق فعال را تا حدی محدود کرده است [۸].

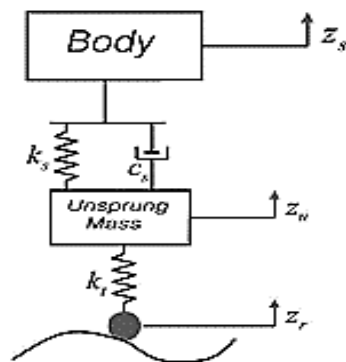
۲-۳-۱ تقسیم‌بندی بر حسب مدل

بیان یک مدل دینامیکی دقیق از سیستم تعلیق فعال، به دلیل وجود مشخصه‌های غیرخطی و متغیر با زمان، برای طراحی کنترل‌کننده بر مبنای مدل دشوار است. بنابراین برای مقابله با این عدم قطعیت‌ها روش‌های مختلفی ارائه شده است. در این بخش از مرجع [۱۲] بهره گرفته شده است.

۱-۲-۳-۱ مدل یک-چهارم خودرو

ساده‌ترین نمایش از اتومبیل مدل یک-چهارم خودرویی است (شکل ۴-۱) به طوری که تک چرخ از طریق یک فنر و دمپر به بدنه خودرو متصل شده است و خود چرخ به وسیله فنری که نماینده تایر است به زمین اتصال دارد. جرم چرخ که به عنوان مجموع جرم‌های تایر، سیستم ترمز و قسمتی از اتصالات سیستم تعلیق در نظر گرفته شده به صورت جرم فربندی نشده مطرح می‌شود.

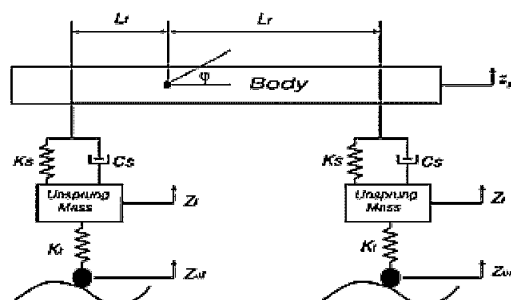
مدل یک-چهارم خودرو فقط در زمانی در نظر گرفته می‌شود که لزوماً جابجایی در راستای عمودی، مورد بررسی واقع شده باشد.



شکل ۴-۱: مدل یک-چهارم خودرو [۱۲]

۲-۲-۳-۱ مدل نصف خودرو

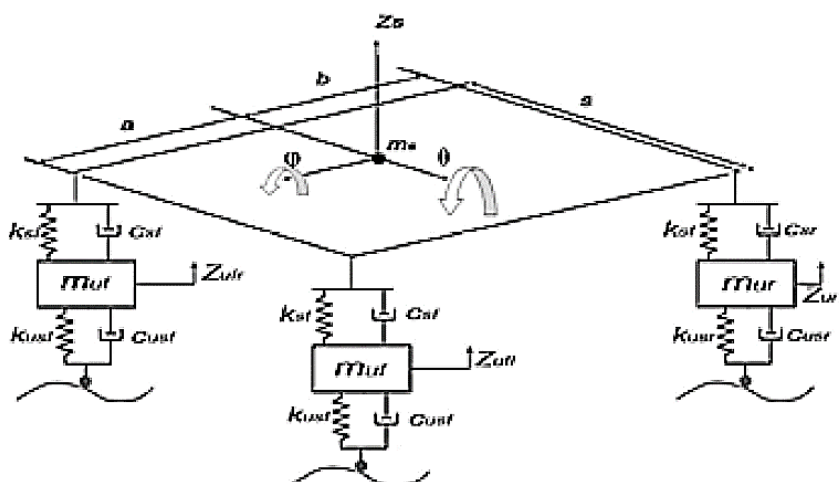
مدل نصف خودرو معمولاً شامل هر دو چرخ سمت راست یا چپ می‌شود یا در مواردی شامل دو چرخ جلو یا عقب می‌باشد. در شکل ۵-۱ چرخش زاویه ای حول محور عرضی (حالت کله‌زنی ماشین یا پیچش) و جابجایی عمودی مورد بررسی قرار گرفته است. در این مدل، ۴ درجه آزادی داریم که شامل حرکت کله‌زنی، جابجایی عمودی و دو تغییر موقعیت چرخ‌های جلو و عقب است. در مقایسه با مدل خودرو کامل ۳ بعدی، مدل نصف خودرو برای تجزیه و تحلیل نسبتاً ساده است. شکل ۵-۱ براساس چرخ‌های جلو و عقب در نظر گرفته شده است.



شکل ۵-۱: مدل نصف خودرو [۱۲]

۳-۲-۳-۱ مدل کامل

بیشترین پیچیدگی‌ها، برای مدل کامل خودرو است که با چهار چرخ و ۷ درجه آزادی مدل شده به منظور بررسی کردن حرکت‌های جابجایی عمودی، پیچش (چرخش زاویه ای حول محور عرضی) و غلتش (چرخش زاویه ای حول محور طولی). مدل خودرو کامل را در شکل ۶-۱ نشان دادیم به طوری که بدنه خودرو به وسیله مکعب صلبی (جرم فنربندی شده) با ۳ درجه آزادی بیان شده است. چهار جرم فنربندی نشده (چرخ‌ها) هر کدام به یک گوشه از مکعب صلب متصل هستند که هر چهار جرم فنربندی نشده در راستای عمودی آزاد فرض شده‌اند.



شکل ۶-۱: مدل کامل خودرو [۱۲]

۴-۱ مروری بر تاریخچه کنترل سیستم تعلیق

از آنجایی که راحتی سرنشین یکی از مهم‌ترین معیارها در طراحی سیستم تعلیق خودروست تحقیقات اولیه معمولاً پیرامون این موضوع انجام گرفته است. در این مورد تقریباً نود سال پیش در انگلستان شخصی به نام روال^۱ تحقیقات وسیعی را به انجام رسانید. وی در تحقیقات خود فقط از فنر به عنوان المان سیستم تعلیق استفاده کرد و اصطکاک در فنر و یا اتصالات تنها عامل میرایی سیستم در آن زمان محسوب می‌شد. تحقیقات راول توسط گست^۲ ادامه یافت. در سال ۱۹۴۱ میلادی شیلینگ و فکس^۳ از یک رایانه آنالوگ برای بررسی مدل یک درجه آزادی خودرو استفاده کردند [۱۳]. این پژوهشگران با تغییر ضریب میرایی کمک فنرها، سعی در دستیابی به یک مقدار بهینه برای کاهش شتاب قائم وارد بر سرنشینان داشتند. در سال ۱۹۵۳ میلادی مدل ارتعاشات چهار درجه آزادی توسط ریچارد چسکا^۴ مورد بررسی قرار گرفت. وی طی آزمایشات مختلف توانست ناهمواری‌های سطح چند جاده را به ثبت برساند. از نکات حائز اهمیت در این بررسی نزدیکی نتایج تجربی و نظری بود که چسکا به آنها دست یافته بود [۱۴].

در سال‌های ۱۹۷۴ تا ۱۹۸۵ به منظور بهبود راحتی و ایمنی سفر، تحقیقات زیادی بر روی سیستم‌های تعلیق انجام گرفته است. نتایج حاصله مؤید این نکته است که کارایی سیستم‌های تعلیق با به کارگیری سیستم‌های فعال و نیمه‌فعال نسبت به حالت غیرفعال به طور چشم‌گیری بهبود می‌یابد [۱۵].

مقایسه کارایی سیستم‌های تعلیق غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال به طور کامل توسط شارپ و حسن انجام گرفته است [۱۶]. آنها در بررسی سیستم‌های تعلیق فعال، دو حالت فیدبک کامل و ناکامل متغیرهای حالت را در نظر گرفته‌اند [۱۷]. علاوه بر تحقیقات نظری که در زمینه طراحی سیستم‌های تعلیق انجام گرفته آزمایشات عملی فراوانی در این راستا صورت پذیرفته است. از آن جمله می‌توان به آزمایشات یاماگوچی و

^۱ Ravel

^۲ Gest

^۳ Shiling & Fox

^۴ Cheska

هایاشی^۱ در زمینه سیستم‌های تعلیق فعال اشاره کرد. آنها در آزمایشات خود سعی کرده‌اند با به کارگیری حداقل سنسورهای ارتعاشی، پاسخ ارتعاشی مناسبی را به دست آورند [۱۸].

علاوه بر سیستم‌های مکانیکی تحقیقات زیادی در به کارگیری خاصیت الکترومغناطیسی و استفاده از آن در سیستم‌های تعلیق صورت گرفته است. محققان زیادی سعی در استفاده از این خاصیت برای نوسانات قائم وارد بر بدنه خودرو کرده‌اند که به عنوان مثال می‌توان به تحقیقات کاناموری از ژاپن اشاره کرد [۱۹]. وی در فاصله سال‌های ۱۹۸۶ تا ۱۹۹۳ میلادی سعی کرده است که با استفاده از خاصیت مغناطیسی و جریان فوکو، دمپرهای الکترومغناطیسی تولید کند که نتایج نظری و عملی آنها بسیار نزدیک به هم باشند. با این وصف ضرایب میرایی به دست آمده ضعیف و در صنعت اتومبیل سازی غیر قابل استفاده است [۸] و [۲۰].

در سیستم‌های تعلیق فعال، برای کنترل دقیق میزان ارتعاشات خودرو از عملگرهای هیدرولیکی، نیوماتیکی، هیدرونیوماتیکی و ... استفاده می‌شود که به موازات فنرها و کمک فنرها قرار گرفته و با استفاده از اطلاعات حاصل از ارتعاشات بدنه و چرخ‌ها، استراتژی مناسب کنترل اعمال می‌شود. کنترل مود لغزشی، روش مناسبی برای کنترل سیستم‌ها در حضور انواع نامعینی‌ها می‌باشد. پژوهش‌های مختلفی در مورد انواع انتخاب سطح لغزش مانند استفاده از استراتژی بهینه [۲۱]، مدل مبنا [۲۲]، مدل مبنای بهینه [۲۳]، روش تناسبی-انتگرالی-تعمیم یافته [۲۴] و همچنین استفاده از دینامیک‌های پایدار مختلف انجام شده [۲۵] و استفاده از استراتژی مدل مبنای پیوندی^۲ ارائه شده است [۲۶]. در روش مدل مبنا عموماً ورودی سیستم به مدل نیز اعمال شده و از طریق راهکارهای مختلف، اختلاف خروجی سیستم و مدل به صورت مجانبی به صفر سوق داده می‌شود [۲۷].

سانچز^۳ در سال ۲۰۱۳ یک طرح کنترل مقاوم برای سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو تحت پروفایل اغتشاشات جاده ارائه داده است و توانست از طریق تخمین جبری استفاده شده برای پیدا کردن جرم بدنه، در سیستم ۱/۴ خودرو، ثابت کند که تخمین جبری، برای استفاده در طراحی کنترلر، انتخاب سودمند و مناسبی است. نتایج نشان می‌دهد که به هدف اصلی کنترل که یعنی آسایش مسافران است می‌توان رسید

^۱ Yamaguchi & Hayashi

^۲ Hybrid model reference

^۳ Sánchez

[۲۸]. در یک بررسی دیگر آقای دو و همکارانش، یک صندلی یکپارچه خودرو و استراتژی کنترل سیستم تعلیق برای مدل ۱/۴ خودرو با راننده را مطرح کرده، تا عملکرد سیستم تعلیق را برای راحتی راننده، در جاده بهبود دهد. براساس مدل جامع ارائه شده در این مقاله، یک حالت کنترلر پس خور H_{∞} ، برای به حداقل رساندن شتاب سر راننده تحت اغتشاشات جاده طراحی شده است. شبیه سازی نتایج نشان می‌دهد که صندلی جامع و کنترل سیستم تعلیق می‌تواند عملکرد سواری راحت را در سیستم تعلیق به طور موثر بهبود ببخشد و نتایج با سیستم تعلیق غیرفعال صندلی، کنترل سیستم تعلیق فعال صندلی و کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو مقایسه شده است [۲۹].

مارتینس و همکاران در بررسی دیگری، یک طراحی از کنترل بهینه سیستم تعلیق نیمه‌فعال روی مدل نصف خودرو ارائه کرده‌اند. مدل آنها بدون در نظر گرفتن صندلی مسافر، دارای ۴ درجه آزادی بوده است. در این بررسی راحتی و معیارهای ایمنی در آن مورد توجه بوده و نتایج با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه شده است [۳۰].

در سال ۲۰۱۴ چن^۱، به منظور کاهش موثر زاویه غلتش خودرو، یک مدل کامل خودرو با سیستم تعلیق فعال را بررسی کرده و الگوریتم تجزیه آن را ارائه داده است. شبیه سازی نشان می‌دهد که زاویه غلتشی در خودرو تا حد زیادی کاهش یافته است و راحتی سوار و پایداری تحت شرایط فرمان پذیری بهبود یافته است. شایان ذکر است که الگوریتم کنترل ایشان، تاثیرگذار نشان می‌دهد [۳۱]. وانگ^۲ و همکاران در سال ۲۰۱۵، مشکلات کنترل مقاوم تحمل خطا H_{∞} را برای سیستم تعلیق فعال با قید محدودیت فرکانسی بررسی کرده است. یک مدل کامل خودرو در طراحی کنترلر به گونه‌ای به کارگرفته شده است که جابجایی، پیچش و حرکت غلتشی می‌تواند به طور همزمان کنترل شود [۳۲].

^۱ Chen

^۲ Wang

۱-۴-۱ روش‌های کنترلی برای سیستم تعلیق

۱-۴-۱-۱ روش کنترلی خطی ساز پسخورد

خطی‌سازی پسخورد یک روش طراحی کنترلی غیرخطی است که در سال‌های اخیر علاقه تعداد زیادی از علاقه‌مندی تحقیقات را به خود جلب کرده است. ایده‌ی اصلی این روش، آن است که دینامیک سیستم غیرخطی (به‌طور کامل یا جزئی) به خطی تبدیل شوند، طوری که بتوان از روش‌های کنترل خطی استفاده کرد. این روش با روش خطی‌سازی قراردادی کاملاً متفاوت است (مثلاً خطی‌سازی ژاکوبین) که در آن خطی‌سازی پسخورد به‌وسیله‌ی تبدیل دقیق حالت و پسخورد آن به‌جای تقریب خطی دینامیک‌ها صورت می‌پذیرد [۳۳].

ایده‌ی ساده کردن شکل دینامیک‌های سیستم به‌وسیله نمایش حالت به‌طور کامل هم ناآشنا نیست. به‌عنوان مثال، در مکانیک، کاملاً شناخته‌شده است که شکل و پیچیدگی به مقدار قابل‌توجهی بستگی به انتخاب چهارچوب مرجع یا مختصات سیستم دارد. روش‌های خطی‌سازی پسخورد را می‌توان روشی در تبدیل مدل‌های اصلی سیستم به مدل‌های معادل به شکل ساده‌تر در نظر گرفت. بنابراین آن‌ها را می‌توان در توسعه‌ی کنترل‌کننده‌های غیرخطی تطبیقی یا مقاوم نیز استفاده کرد.

خطی‌سازی پسخورد به‌طور موفقیت‌آمیزی در حل مسائل کنترل عملی به کار گرفته‌شده است. این مسائل شامل کنترل هلی‌کوپترها، هواپیماهای با عملکرد پیشرفته، ربات‌های صنعتی و ابزار زیست‌پزشکی است [۳۳].

۱-۴-۲ روش کنترلی مود لغزشی

در اوایل سال ۱۹۶۰ در روسیه، ساختار کنترلی به روش مود لغزشی به‌طور گسترده برای کنترل سیستم‌هایی که مدل دینامیکی آن‌ها غیرخطی، همراه با عدم قطعیت در پارامتر، مدل و اغتشاشات خارجی است، پایه‌گذاری شد. کنترل به روش مود لغزشی، عملکرد مناسبی در سیستم‌هایی، از جمله کنترل خودکار پرواز، موتورهای الکتریکی، فرایندهای شیمیایی و سیستم‌های فضایی داشته است. در رباتیک نیز به دلیل وجود اصطکاک، اغتشاش و عدم قطعیت در مدل، از این نوع کنترل‌کننده و ترکیب آن با کنترلر تناسبی مشتقی استفاده شده است. برای کنترل سیستم‌ها، دو مسئله مهم و قابل‌توجه، می‌تواند بیان شود:

- ۱- رسیدن به پایداری برای سیستم ۲- تلاش کنترلی کمتر. به عبارت دیگر، کنترلی برای سیستم مناسب

است که علاوه بر این که در حضور عدم قطعیت‌ها پایداری مجانبی را فراهم می‌کند، بتواند تلاش کنترلی را برای رسیدن به این پایداری، کاهش دهد. یک مشکل مرتبط با کنترل مود لغزشی، پدیده لرزش^۱ در سیگنال کنترل است که فرکانس بالای سیگنال ورودی در کنترل مود لغزشی باعث تحریک دینامیک‌های مدل نشده سیستم می‌شود و ضمن دشواری در پیاده‌سازی، باعث تلفات حرارتی شده و به قطعات مکانیکی آسیب می‌رساند. پدیده لرزش، به علت ناپیوستگی ذاتی که در قانون کنترلی مود لغزشی وجود دارد، ایجاد می‌شود. برای حل این مشکل در روش کنترلی مود لغزشی، از تابع اشباع^۲ استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن تابع اشباع، هرچند لرزش در تلاش کنترلی کاهش می‌یابد، اما خطای ردیابی نسبت به حالتی که از تابع اشباع در قانون کنترلی استفاده نشده است، افزایش می‌یابد. همان‌طوری که بیان شد، یکی از اهداف کنترل مناسب، یافتن ساختار کنترلی است که علاوه بر کاهش تلاش کنترلی، خطای ردیابی را نیز کاهش دهد [۳۴].

۳-۱-۴-۱ کنترل مبتنی بر روش انتگرال مقاوم علامت خطا

اخیراً استراتژی کنترلی جدید، الهام گرفته از روش مود لغزشی، به نام کنترل انتگرال مقاوم تابع علامت خطا^۳ در سال ۲۰۰۴ توسط آقای ژین و همکارانش ارائه شد. طرح کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا، شامل عبارت بازخوردی انتگرال یگانه تابع علامت خطا و همین‌طور جمله‌ای جهت جبران اغتشاشات کراندار می‌باشد. آقای ژین و همکارانش این تکنیک را با ارائه دادن یک کنترلر ردیابی ناپیوسته برای یک دسته کلی از سیستم‌های مکانیکی غیرخطی که در آن‌ها عدم قطعیت در مدل وجود دارد، استفاده کرده‌اند. استراتژی کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا به‌طور گسترده به علت آنکه می‌تواند اغتشاشات و عدم قطعیت‌ها اضافه‌شده به سیستم را با فرض کراندار بودن مشتق زمانی اغتشاشات جبران کند، مورد مطالعه قرار گرفته است [۳۵]. مزیت قابل توجه در این روش کنترلی، این است که در حضور عدم قطعیت در مدل، می‌توان پایداری مجانبی را در شرایطی که پدیده لرزش سیگنال کاهش پیدا می‌کند، فراهم آورد. روش کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا تاکنون در کنترل ربات متحرک با راهبرد شبکه عصبی با استفاده از بازخورد انتگرال مقاوم علامت خطا [۳۶]، طراحی کنترلر بازخوردی انتگرال مقاوم علامت خطا برای ربات تک لینکی با ناظر شبکه عصبی تطبیقی [۳۷]، کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا برای اندام تحتانی انسان نما دو درجه

^۱ Chattering

^۲ Saturation

^۳ Robust integral of the sign of the error

آزادی [۳۸]، استفاده شده است. همچنین، برای بهینه‌سازی روش انتگرال مقاوم علامت خطا، از الگوریتم‌های بهینه‌سازی همچون الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات^۱، ازدحام هوشمند^۲ و الگوریتم زنبورها^۳ استفاده شده است [۳۹] و [۴۰].

کنترلرهای زیادی برای سیستم تعلیق فعال مدل کامل خودرویی به‌کارگرفته شده است که توانسته عملکرد سیستم را افزایش دهد اما تاکنون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق فعال مدل کامل خودرویی استفاده نشده است که این تحقیق به‌دنبال بررسی عملکرد کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا بر روی سیستم تعلیق فعال مدل کامل خودرویی و مقایسه آن با سایر کنترلرهای اعمال شده بر روی این سیستم است.

۵-۱ مروری بر ساختار پایان نامه

در این تحقیق حاضر، کنترل به روش انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق فعال مدل کامل خودرویی مورد بررسی قرار می‌گیرد. لذا در ادامه کار و در فصل دوم، مدل دینامیکی سیستم تعلیق فعال مدل کامل خودرویی ارائه می‌شود سپس در فصل سوم، طراحی کنترلر مقاوم مود لغزشی ارائه می‌شود. در فصل چهارم روش کنترلی جدید انتگرال مقاوم تابع علامت خطا برای سیستم تعلیق فعال مدل کامل خودرویی توسعه می‌یابد و در فصل پنجم نتایج برای روش‌های کنترلی بیان شده، ارائه و تفاوت کنترلرها، مورد بررسی قرار می‌گیرد و در نهایت، در فصل آخر پیشنهادهایی برای ادامه کار ارائه می‌شود.

^۱ Particle swarm optimization

^۲ Swarm intelligent

^۳ Bees algorithm

فصل دوم

مدل سازی دینامیکی

۲-۱ مدل سازی دینامیکی سیستم تعلیق

۲-۱-۱ مقدمه

در فصل قبل مقایسه ای بین انواع سیستم های تعلیق صورت پذیرفت که اگر جنبه مالی و اقتصادی سیستم تعلیق فعال را، کنار بگذاریم به دلیل مزیت های گسترده و مهمی که دارد از جمله ایجاد مصالحه ای مناسب بین راحتی سوار و کنترل پذیری خودرو و همچنین عملکرد بهتر این نوع تعلیق در مقایسه با تعلیق غیرفعال یا نیمه فعال، ما را به سوی این انتخاب، که همان فعال بودن سیستم تعلیق است، سوق می دهد [۳].

در این فصل، مدل سازی سیستم تعلیق ارائه می شود. با استفاده از قوانین نیوتن و برخی از آزمایش های تجربی می توان مدل ساده شده ای از سیستم تعلیق بیان کرد. در نهایت مدل به دست آمده، برای قوانین کنترلی که در ادامه، در فصول بعدی ارائه شده است، به کار گرفته می شود.

۲-۱-۲ مدل فیزیکی

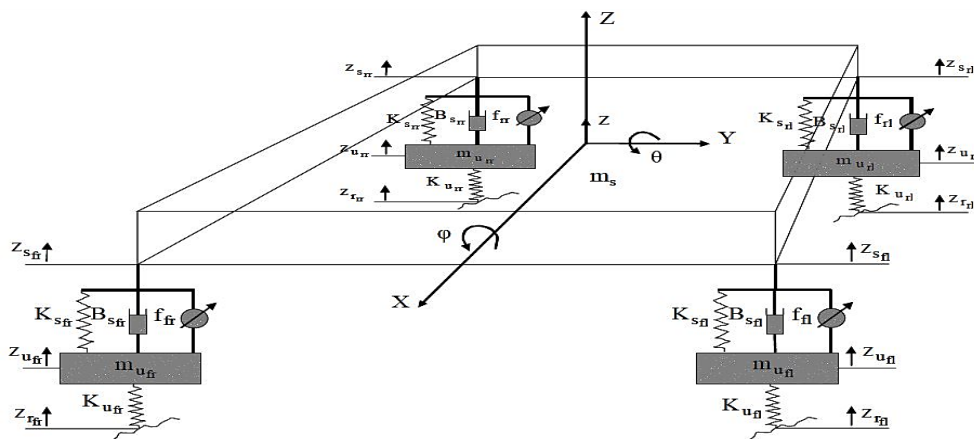
فرآیند طراحی سیستم تعلیق شامل مدل سازی ریاضی سیستم تعلیق، انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق، حل معادلات و اعمال ورودی ها، تحلیل نتایج و خروجی های سیستم می باشد. به منظور تحلیل ارتعاشات خودرو معمولاً از مدل های دو درجه آزادی، چهار درجه آزادی و هفت درجه آزادی استفاده می شود. مدل هفت درجه آزادی خودرو از کامل ترین مدل های مورد استفاده در تحلیل راحتی سفر خودرو می باشد، به همین جهت در این پایان نامه از مدل هفت درجه آزادی برای مدل سازی سیستم تعلیق خودرو استفاده شده است.

همانطور که در شکل ۲-۱ مشاهده می شود مدل خودرو کامل، شامل بدنه ماشین (جرم فنربندی شده) که از طریق سیستم های تعلیق به چهار چرخ (جرم فنربندی نشده) متصل شده است. هر سیستم تعلیق فعال به صورت یک دمپر ویسکوز خطی، یک فنر خطی و یک نیروی عملگر^۱ مدل شده است. همچنین هر

^۱ Actuator

تأیر به صورت فنر خطی مدل شده است. بدنه ماشین (مرکز ثقل جرم فنربندی شده) می‌تواند آزادانه در جهت قائم، جابجا^۱ Z و حول محورهای، عرضی θ (پیچش^۲) و طولی ϕ (غلتش^۳) چرخش نماید. فنرها و دمپرها فرض می‌شود تنها در جهت عمودی حرکت می‌کنند به این معنی که حرکت این اعضا در جهت طولی و عرضی در مقایسه با جهت عمود بر زمین ناچیز است. در این سیستم بین بدنه و هر یک از چرخ‌ها یک عملگر فعال فرض می‌گردد که به وسیله یک کنترل‌کننده عمل می‌نماید. به عبارت دیگر، یک سیستم هفت درجه آزادی، دارای چهار عملگر فعال و چهار کنترل‌کننده می‌باشد [۱].

m_s ، K_{sij} و B_{sij} به ترتیب جرم معلق، ضریب سختی فنر و ضریب میرایی جرم معلق می‌باشند و همچنین $m_{u_{ij}}$ و $K_{u_{ij}}$ به ترتیب جرم غیرمعلق و ضریب سختی تأیر برای هر چرخ است. نیروی عملگر هیدرولیکی (f_{ij}) بین جرم معلق (m_s) و جرم غیرمعلق ($m_{u_{ij}}$) هر چرخ قرار گرفته شده که به منظور غلبه بر اغتشاشات جاده‌ای است. $Z_{u_{ij}}$ ، $Z_{s_{ij}}$ و $Z_{r_{ij}}$ به ترتیب جابجایی عمودی هر لبه از بدنه خودرو، جابجایی عمودی هر چرخ و جابجایی جاده است. $\dot{z}$ ، معرف جلو و عقب خودرو و همچنین $\dot{z}$ ، معرف سمت چپ و راست خودرو است.



شکل ۱-۲: مدل کامل خودرو با ۷ درجه آزادی [۱]

^۱ Bounce vertically

^۲ Pitch

^۳ Roll

۱-۲-۱-۲ معادلات نیوتن برای مدل کامل خودرویی

تجزیه و تحلیل تعادل نیرویی، به مدل شکل ۱-۲ اعمال شده است. بعد از اعمال یک تعادل نیرویی به مدل، معادلات حرکت به صورت زیر معین می‌شود [۴۱]:

(۱) تعادل عمودی جرم معلق (m_s):

(۱-۲)

$$\begin{aligned} m_s \ddot{Z} = & -\left(2K_{S_f} + 2K_{S_r}\right)Z - \left(2B_{S_f} + 2B_{S_r}\right)\dot{Z} + \left(2aK_{S_f} - 2bK_{S_r}\right)\theta - \left(2aB_{S_f} - 2bB_{S_r}\right)\dot{\theta} \\ & + K_{S_f}Z_{u_{fl}} + B_{S_f}\dot{Z}_{u_{fl}} + K_{S_f}Z_{u_{fr}} + B_{S_f}\dot{Z}_{u_{fr}} + K_{S_r}Z_{u_{rl}} + B_{S_r}\dot{Z}_{u_{rl}} + K_{S_r}Z_{u_{rr}} \\ & + B_{S_r}\dot{Z}_{u_{rr}} + f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr} \end{aligned}$$

معادله (۱-۲) با استفاده از روابط (۲-۲) نوشته شده است.

(۲-۲)

$$\begin{aligned} K_{S_f} &= K_{S_{fl}} = K_{S_{fr}} && \text{سختی فنر سیستم تعلیق جلو:} \\ K_{S_r} &= K_{S_{rl}} = K_{S_{rr}} && \text{سختی فنر سیستم تعلیق عقب:} \\ B_{S_f} &= B_{S_{fl}} = B_{S_{fr}} && \text{ضریب میرایی سیستم تعلیق جلو:} \\ B_{S_r} &= B_{S_{rl}} = B_{S_{rr}} && \text{ضریب میرایی سیستم تعلیق عقب:} \end{aligned}$$

(۲) تعادل در راستای عرضی جرم معلق (m_s):

(۳-۲)

$$\begin{aligned} I_{yy} \ddot{\theta} = & \left(2aK_{S_f} - 2bK_{S_r}\right)Z + \left(2aB_{S_f} - 2aB_{S_r}\right)\dot{Z} - \left(2a^2K_{S_f} + 2b^2K_{S_r}\right)\theta \\ & - \left(2a^2B_{S_f} + 2b^2B_{S_r}\right)\dot{\theta} - aK_{S_f}Z_{u_{fl}} - aB_{S_f}\dot{Z}_{u_{fl}} - aK_{S_f}Z_{u_{fr}} - aB_{S_f}\dot{Z}_{u_{fr}} \\ & + bK_{S_r}Z_{u_{rl}} + bB_{S_r}\dot{Z}_{u_{rl}} + bK_{S_r}Z_{u_{rr}} + bB_{S_r}\dot{Z}_{u_{rr}} - af_{fl} - af_{fr} + bf_{rl} + bf_{rr} \end{aligned}$$

در معادله (۳-۲)، ممان اینرسی حول محور عرضی (پیچش) I_{yy} ، طول بین جلو خودرو و مرکز ثقل جرم معلق a و طول بین عقب خودرو و مرکز ثقل جرم معلق b در نظر گرفته شده است.

۳) تعادل در راستای طولی جرم معلق (m_s):

(۴-۲)

$$\begin{aligned} I_{xx}\ddot{\phi} = & -0.25w^2(2K_{S_f} + 2K_{S_r})\phi - 0.25w^2(2B_{S_f} + 2B_{S_r})\dot{\phi} + 0.5wK_{S_f}Z_{u_{fl}} + 0.5wB_{S_f}\dot{Z}_{u_{fl}} \\ & - 0.5wK_{S_f}Z_{u_{fr}} - 0.5wB_{S_f}\dot{Z}_{u_{fr}} + 0.5wK_{S_r}Z_{u_{rl}} + 0.5wB_{S_r}\dot{Z}_{u_{rl}} - 0.5wK_{S_r}Z_{u_{rr}} \\ & - 0.5wB_{S_r}\dot{Z}_{u_{rr}} + 0.5wf_{fl} - 0.5wf_{fr} + 0.5wf_{rl} - 0.5wf_{rr} \end{aligned}$$

در معادله (۴-۲)، ممان اینرسی حول محور طولی (غلتش) I_{xx} ، عرض (پهنا) جرم معلق w در نظر گرفته شده است.

۴) تعادل عمودی جرم غیرمعلق جلو-چپ ($m_{u_{fl}}$):

(۵-۲)

$$\begin{aligned} m_u\ddot{Z}_{u_{fl}} = & K_{S_f}Z + B_{S_f}\dot{Z} - aK_{S_f}\theta - aB_{S_f}\dot{\theta} + 0.5wK_{S_f}\phi + 0.5wB_{S_f}\dot{\phi} - (K_{S_f} + K_u)Z_{u_{fl}} \\ & - B_{S_f}\dot{Z}_{u_{fl}} + K_uZ_{r_{fl}} - f_{fl} \end{aligned}$$

معادله (۵-۲) با استفاده از روابط (۶-۲) نوشته شده است.

(۶-۲)

$$K_u = K_{u_{fl}} = K_{u_{fr}} = K_{u_{rl}} = K_{u_{rr}} \quad \text{سختی فنر تایلر:}$$

$$m_u = m_{u_{fl}} = m_{u_{fr}} = m_{u_{rl}} = m_{u_{rr}} \quad \text{جرم‌های غیرمعلق:}$$

۵) تعادل عمودی جرم غیرمعلق جلو-راست ($m_{u_{fr}}$):

(۷-۲)

$$\begin{aligned} m_u\ddot{Z}_{u_{fr}} = & K_{S_f}Z + B_{S_f}\dot{Z} - aK_{S_f}\theta - aB_{S_f}\dot{\theta} - 0.5wK_{S_f}\phi - 0.5wB_{S_f}\dot{\phi} - (K_{S_f} + K_u)Z_{u_{fl}} \\ & - B_{S_f}\dot{Z}_{u_{fr}} + K_uZ_{r_{fr}} - f_{fr} \end{aligned}$$

۶) تعادل عمودی جرم غیرمعلق عقب-چپ ($m_{u_{rl}}$):

(۸-۲)

$$\begin{aligned} m_u\ddot{Z}_{u_{rl}} = & K_{S_r}Z + B_{S_r}\dot{Z} + bK_{S_r}\theta + bB_{S_r}\dot{\theta} + 0.5wK_{S_r}\phi + 0.5wB_{S_r}\dot{\phi} - (K_{S_r} + K_u)Z_{u_{rl}} \\ & - B_{S_r}\dot{Z}_{u_{rl}} + K_uZ_{r_{rl}} - f_{rl} \end{aligned}$$

(۷) تعادل عمودی جرم غیرمعلق عقب-راست ($m_{u_{rr}}$) :

(۹-۲)

$$m_u \ddot{Z}_{u_{rr}} = K_{S_r} Z + B_{S_r} \dot{Z} + b K_{S_r} \theta + b B_{S_r} \dot{\theta} - 0.5 w K_{S_r} \phi - 0.5 w B_{S_r} \dot{\phi} - (K_{S_r} + K_u) Z_{u_{rl}} - B_{S_r} \dot{Z}_{u_{rl}} + K_u Z_{r_{rl}} - f_{rr}$$

۳-۱-۲ مدل عملگر هیدرولیکی

عملگر وسیله ایست که انرژی هیدرولیکی سیال تحت فشار را به حرکت مکانیکی تبدیل می کند. این سیستم به کمک فشار هیدرولیکی، هر تایلر را با نیروی ثابتی به سطح جاده می فشارد بطوری که با بالا و پایین رفتن چرخ ها این نیرو تغییر می کند. سنسوری که در عملگر قرار گرفته است تغییرات نیروی وارده به تایلر را از طریق ارسال سیگنال به اطلاع واحد کنترل الکترونیکی^۱ 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. واحد کنترل الکترونیکی ورودی های سنسورهای مختلف را دریافت کرده از طریق شیر 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 تایلر را با نیروی ثابتی به سطح 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. سیستم تعلیق فعال، سیستمی است که سختی تعلیق و میزان میراکنندگی سیستم را مدام تحت کنترل دارد. این سیستم فعال، قادر است قبل از رسیدن به ناهمواری ها تنظیمات لازم را انجام دهد و چرخ ها را همیشه در تماس با سطح جاده نگه دارد بطوری که چرخ ها با رسیدن به ناهمواری ها بالا رفته و سپس پایین می آیند که همین امر متضمن حرکتی نرم و آرام است [۹]. این نوع تعلیق مجهز به نیروی عملگرهایی با تکنولوژی هیدرولیک می باشد [۱]. این تکنولوژی هیدرولیک عملگر به وسیله شیر سرو الکتروهیدرولیک تامین می شود (شکل ۲-۲). دو مفهومی که در شیر سرو الکتروهیدرولیک به کار گرفته می شود یکی شیر سرو^۲ است و دیگری محور شیر سوزنی^۳

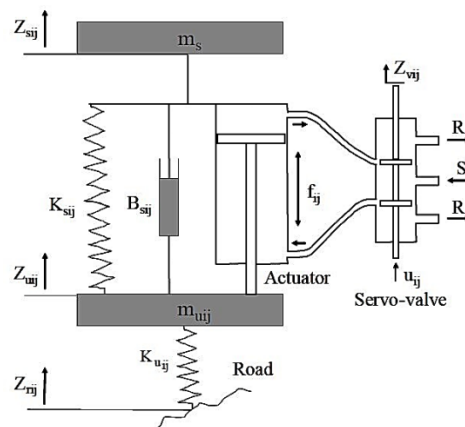
^۱ ECU

^۲ Servo valve

^۳ Spool

است. شیر سرو یک شیر برقی دائما تحت فرمان است و با اختلاف پتانسیل یا جریان الکتریکی پایین کار می‌کنند. فرمان یا سیگنال ورودی که به شیر سرو وارد می‌شود، چه آنالوگ باشد چه دیجیتال، موضع دهانه‌های خروجی شیر را تعیین می‌کند که منجر به تغییر دبی می‌شود. محور شیر سوزنی، نام یک قطعه استوانه‌ای شکل فلزی می‌باشد که داخل شیرهای هیدرولیک قرار می‌گیرد و می‌تواند در داخل شیر حرکت کند. در فواصل معینی از طول استوانه قسمت‌های مشخصی را با دقت زیاد تراش می‌دهند و ماشین‌کاری می‌کنند. در نتیجه قسمت‌های تراش داده شده بدنه استوانه، وقتی که در داخل سیلندر شیر رو به روی دو یا چند مجرا جای می‌گیرند، عبور روغن را اجازه می‌دهد ولی قسمت‌های تراش نخورده استوانه نیز مسیر عبور روغن را می‌بندد.

ورودی کنترلی سیستم تعلیق فعال، نیرویی است که توسط عملگر که در بین جرم معلق و جرم غیرمعلق قرار گرفته است تولید می‌شود (شکل ۲-۲). این عملگر از نوع هیدرولیکی می‌باشد که بطور گسترده در سیستم کنترل ارتعاشات مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۲-۲: نمایش یک عملگر با شیر سرو الکترو هیدرولیک $(i = f, r; j = r, l)$ [۱]

هر واحد تحریک شامل یک سیلندر (عملگر) و چهار مسیر شیر سرو^۱ است. قاعده عملکرد واحد تحریک این است که با تولید یک نیروی ورودی u_{ij} بر روی محور شیر سوزنی که قادر به حرکت، جلو یا رو به عقب در جهت سیلندر است، باعث تغییر موقعیت محور شیر (Z_{vij}) می‌شود، که در نتیجه سبب تغییر مقدار سیال ورودی (یا خروجی) محفظه سیلندر می‌گردد، بدین گونه به ایجاد افت فشار در سرتاسر پیستون

^۱ Four way Servo valve

می‌انجامد که تولید نیروی عملگر f_{ij} را، به همراه دارد [۱]. یا به بیان دیگری می‌توان گفت که اگر در شکل ۲-۲، S و R را به ترتیب فشار ورودی و فشار برگشتی و همچنین Z_{vij} جابجایی محور شیر سوزنی در نظر بگیریم با تغییر موقعیت شیر سوزنی می‌توان اختلاف فشاری در دو طرف سیلندر عملگر ایجاد کرد. این اختلاف فشار در سطح مقطع سیلندر عملگر باعث نیروی محرکه f_{ij} لازم می‌شود. بنابراین می‌توان گفت تغییر نیرو متناسب با تغییر موقعیت شیر سوزنی از مرکزش می‌باشد.

۲-۲ مدل فضای حالت سیستم تعلیق فعال خودرو کامل برای طراحی کنترل کننده

الحاق سیستم تعلیق فعال خودرو با مدل های شیر سرو الکترو هیدرولیک، منتج به یک مدل غیر خطی با ۲۲ متغیر حالت می شود، که بیان فضای حالت آن را، می توان به صورت معادله (۲-۱۰)، نوشت [۴۲]:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t)) + Bu(t) + Fd(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (2-10)$$

که در زیر (۲-۱۱)، اجزای بردار حالت آورده شده است: ($x \in \mathbb{R}^{22}$)

(۲-۱۱)

$x_1 = Z_{ufr}$	مقدار طول جابجایی جرم فنربندی نشده در قسمت جلو سمت راست خودرو:
$x_2 = \dot{Z}_{ufr}$	مقدار سرعت جرم فنربندی نشده در قسمت جلو سمت راست خودرو:
$x_3 = A_{fr}$	مقدار فشار بار عملگر در قسمت جلو سمت راست خودرو:
$x_4 = Z_{vfr}$	موقعیت مکانی محور شیر سوزنی در قسمت جلو سمت راست خودرو:
$x_5 = Z_{ufl}$	مقدار طول جابجایی جرم فنربندی نشده در قسمت جلو سمت چپ خودرو:
$x_6 = \dot{Z}_{ufl}$	مقدار سرعت جرم فنربندی نشده در قسمت جلو سمت چپ خودرو:
$x_7 = A_{fl}$	مقدار فشار بار عملگر در قسمت جلو سمت چپ خودرو:
$x_8 = Z_{vfl}$	موقعیت مکانی محور شیر سوزنی در قسمت جلو سمت چپ خودرو:
$x_9 = Z_{urr}$	مقدار طول جابجایی جرم فنربندی نشده در قسمت عقب سمت راست خودرو:
$x_{10} = \dot{Z}_{urr}$	مقدار سرعت جرم فنربندی نشده در قسمت عقب سمت راست خودرو:
$x_{11} = A_{rr}$	مقدار فشار بار عملگر در قسمت عقب سمت راست خودرو:
$x_{12} = Z_{vrr}$	موقعیت مکانی محور شیر سوزنی در قسمت عقب سمت راست خودرو:
$x_{13} = Z_{url}$	مقدار طول جابجایی جرم فنربندی نشده در قسمت عقب سمت چپ خودرو:
$x_{14} = \dot{Z}_{url}$	مقدار سرعت جرم فنربندی نشده در قسمت عقب سمت چپ خودرو:
$x_{15} = A_{rl}$	مقدار فشار بار عملگر در قسمت عقب سمت چپ خودرو:
$x_{16} = Z_{vrl}$	موقعیت مکانی محور شیر سوزنی در قسمت عقب سمت چپ خودرو:
$x_{17} = Z$	جابجایی موقعیت مکانی جرم فنربندی شده:
$x_{18} = \dot{Z}$	سرعت جابجایی جرم فنربندی شده:
$x_{19} = \theta$	مقدار چرخش زاویه ای حول محور عرضی Y از جرم فنربندی شده:
$x_{20} = \dot{\theta}$	مقدار سرعت زاویه ای حول محور عرضی Y از جرم فنربندی شده:

مقدار چرخش زاویه ای حول محور طولی X از جرم فنربندی شده: $x_{21} = \phi$

مقدار سرعت زاویه ای حول محور طولی X از جرم فنربندی شده: $x_{22} = \dot{\phi}$

در معادله فضای حالت، بردار ورودی‌ها به چهار شیر سرو (۱۲-۲) و بردار اختلالات خارجی، القاء شده به سیستم تعلیق که ناشی از بی‌نظمی‌های جاده‌ای است (۱۳-۲)، به شکل زیر نمایش داده می‌شود:

$$u(t) = (u_{fr}(t) \ u_{fl}(t) \ u_{rr}(t) \ u_{rl}(t))^T \in \mathbb{R}^4 \quad (12-2)$$

$$d(t) = (z_{rfr}(t) \ z_{rfl}(t) \ z_{rrr}(t) \ z_{rrl}(t))^T \in \mathbb{R}^4 \quad (13-2)$$

ماتریس B و F به ترتیب در معادلات (۱۴-۲) و (۱۵-۲) بیان شده است:

$$B = \begin{bmatrix} 0_{(3 \times 4)} \\ 1/\tau & 0 & 0 & 0 \\ 0_{(3 \times 4)} \\ 0 & 1/\tau & 0 & 0 \\ 0_{(3 \times 4)} \\ 0 & 0 & 1/\tau & 0 \\ 0_{(3 \times 4)} \\ 0 & 0 & 0 & 1/\tau \\ 0_{(6 \times 4)} \end{bmatrix} \quad (14-2)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0_{(1 \times 4)} \\ K_{ufr}/m_{ufr} & 0 & 0 & 0 \\ 0_{(3 \times 4)} \\ 0 & K_{ufl}/m_{ufl} & 0 & 0 \\ 0_{(3 \times 4)} \\ 0 & 0 & K_{urr}/m_{urr} & 0 \\ 0_{(3 \times 4)} \\ 0 & 0 & 0 & K_{url}/m_{url} \\ 0_{(8 \times 4)} \end{bmatrix} \quad (15-2)$$

توابع $f(x)$ در مرجع [۴۲] آورده شده است. از آنجا که ابعاد سیستم بزرگ هستند، آن را به پنج زیر سیستم تجزیه می‌کنیم. هر زیر سیستم، کنترل‌کننده محلی خودش را دارد. این تجزیه که شامل یک شاسی و چهار تا چرخ می‌باشد، هدفمند انجام شده به طوری که مبتنی بر ساختار فیزیکی سیستم صورت پذیرفته است و هر چرخ دارای اجزای تعلیق فعال خودش است. تجزیه سیستم در عملکرد کلی آن تاثیر نمی‌گذارد بلکه باعث می‌شود طراحی و پیاده سازی کنترل آسان تر شود.

مقادیر عددی پارامترهای استفاده شده در سیستم تعلیق در جدول ۱-۲ آورده شده است.

جدول ۱-۲: پارامترهای سیستم تعلیق [۴۳]

پارامترها	مقادیر	واحد
K_u	175500	N/m
m_u	40	kg
K_{S_f}	19960	N/m
K_{S_r}	17500	N/m
B_{S_f}	1290	$N.sec/m$
B_{S_r}	1620	$N.sec/m$
m_s	1460	kg
I_{xx}	460	$kg.m^2$
I_{yy}	2460	$kg.m^2$
a	1.011	m
b	1.803	m
w	1.51	m
α, β, γ (Actuator parameters)	4.515×10^{13} 1 4.545×10^9	-
C_d	0.7	-
ρ	970	kg/m^3
ω	1.436×10^{-2}	m^2

فصل سوم

طراحی کنترل کننده مود لغزشی برای سیستم تعلیق

۳-۱ مقدمه

در این فصل به طراحی کنترل‌کننده‌ها به روش کنترل غیرخطی مناسب برای سیستم مورد مطالعه پرداخته می‌شود. همان‌طوری که در فصول قبل بیان شد، روش کنترل غیرخطی دارای انواع مختلفی است که از جمله‌ی آن‌ها می‌توان به روش خطی‌سازی پس‌خورد، تطبیقی و مقاوم اشاره کرد. طراحی این کنترل‌کننده‌ها وابسته به مدل دینامیکی است. به عبارت دیگر کنترل‌کننده باید طوری طراحی گردند که خصوصیت‌ها و رفتار مدل دینامیکی در آن‌ها لحاظ شوند. ویژگی‌هایی در مدل دینامیکی وجود دارد که منجر به ایجاد روش‌های کنترلی متمایز از هم می‌شود، وجود عبارت‌های غیرخطی و عدم قطعیت در مدل یا پارامترهای سیستم است.

به هر اندازه که مدل سیستم دقیق اما دارای عبارت‌های غیرخطی باشد، طراحی کنترل غیرخطی به روش خطی‌سازی رایج‌تر است لیکن این موضوع به آن معنا نیست که به‌کارگیری کنترلر مذکور حتماً برای سیستم منحصربه‌فرد است یا لزوماً سیستم را پایدار می‌کند. به‌هر حال سیستم‌هایی که هم دارای عبارت‌های غیرخطی و هم عدم قطعیت هستند، بستگی به نوع عدم قطعیت در سیستم، طراحی کنترلر متفاوتی خواهند داشت. اصولاً عدم قطعیت در سیستم را به دو نوع تقسیم‌بندی می‌کنند: ۱- عدم قطعیت در پارامتر ۲- عدم قطعیت در مدل. سیستم اگر دارای عدم قطعیت در پارامتر باشد، استفاده از کنترلر تطبیقی برای کنترل سیستم مورد نظر مرسوم است. همچنین اگر سیستم مورد مطالعه، دارای عدم قطعیت در مدل باشد از روش کنترل مقاوم استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که هم روش کنترل تطبیقی و هم مقاوم، مبتنی بر روش خطی‌سازی پس‌خورد می‌باشند.

همانند تحلیل سیستم‌های کنترل غیرخطی، در طراحی کنترل‌کننده‌های غیرخطی یک روش کلی وجود ندارد. چیزی که موجود است یک مجموعه‌ی غنی از روش‌های متفاوت و مکمل است که هر کدام برای دسته‌های خاصی از مسائل کنترل غیرخطی بهترین کاربرد را دارا است [۴۴].

در بخش‌های بعدی در این فصل به روش مقاوم پرداخته می‌شود و همچنین قوانین کنترلی مناسب برای سیستم تعلیق طراحی می‌گردد.

۳-۲ کنترل مود لغزشی

اولین گام در طراحی سیستم کنترلی برای یک سیستم فیزیکی، به دست آوردن یک مدل معنادار از سیستم است، یعنی، مدلی که دینامیک‌های کلیدی سیستم را در محدوده‌ی عملکرد مورد علاقه دارا باشد. مدل سیستم‌های فیزیکی، به شکل‌های مختلفی است که می‌تواند با روش‌های مدل‌سازی و فرضیه‌ها به دست آید اما، بعضی از شکل‌ها خود را به شکل ساده‌تری به طراحی کنترل‌کننده متکی می‌کنند.

در کنترل‌کننده‌ی غیرخطی مبتنی بر مدل خاص (مانند روش اصلی کنترل خطی‌سازی پس‌خورد)، قانون کنترل بر اساس مدل اسمی سیستم فیزیکی طراحی می‌شود. اینکه سیستم کنترل در شرایطی که عدم قطعیت‌های مدل وجود دارد، در مرحله‌ی طراحی روشن نیست که چگونه عمل خواهد کرد. از سوی دیگر، در کنترل غیرخطی مقاوم (مانند کنترل مود لغزشی)، کنترل‌کننده بر اساس ملاحظات مدل اسمی و مشخصاتی از عدم قطعیت‌های مدل طراحی می‌شود. روش‌های کنترل غیرخطی مقاوم ثابت کرده‌اند که در سیستم‌های کنترل عملی متفاوتی، بسیار مؤثر بوده‌اند. آن‌ها بهترین کاربرد را در دسته‌های خاصی از سیستم‌های غیرخطی داشته و عموماً به اندازه‌گیری حالت نیاز دارند.

در این بخش به بررسی کنترل سیستم‌های غیرخطی پرداخته می‌شود به طوری که مدل‌ها غیردقیق فرض می‌شوند. عدم دقت در مدل ممکن است ناشی از عدم قطعیت‌های پلان (مثلاً پارامترهای نامعلوم سیستم) یا به‌خاطر انتخاب هدف‌دار یک نمایش ساده‌شده از دینامیک‌های سیستم باشد (مثلاً مدل‌سازی اصطکاک به‌صورت خطی یا صرف نظر کردن معقول از حالت‌های ساختاری در یک سیستم مکانیکی سخت). از دیدگاه کنترلی، عدم دقت در مدل‌سازی را می‌توان به دو نوع اصلی طبقه‌بندی کرد: ۱- عدم قطعیت‌های ساختاری (یا پارامتری) ۲- عدم قطعیت‌های غیرساختاری (یا دینامیک‌های مدل نشده). نوع اول به عدم دقت در جملاتی که واقعاً در مدل هستند مربوط می‌شود، در حالی که نوع دوم به عدم دقت در مرتبه‌ی سیستم (یعنی تخمین پایین‌تر).

یک روش ساده برای کنترل مقاوم و موضوع اصلی این بخش، چیزی است که اصطلاحاً، روش‌شناسی کنترل مود لغزشی نامیده می‌شود. به‌طور شهودی، این روش مبتنی بر این نکته است که بسیار آسان‌تر است که سیستم‌های مرتبه‌ی اول را (یعنی، سیستم‌های که معادلات دیفرانسیل مرتبه‌ی اول توصیف شده‌اند)، چه غیرخطی دارا باشند و چه نامعینی داشته باشند کنترل کرد، تا اینکه سیستم‌های عمومی‌تر مرتبه n -ام (یعنی، سیستم‌هایی که با معادلات مرتبه‌ی n توصیف می‌شوند) را کنترل کرد. به‌همین خاطر، یک ساده

کردن نمادی معرفی می‌شود که در حقیقت اجازه می‌دهد مسائل مرتبه n -ام با مسائل مرتبه‌ی اول معادل جایگزین شوند. آنگاه به‌سادگی می‌توان نشان داد که برای مسائل تبدیل شده، عملکرد کامل، می‌تواند در اصل با وجود بی‌دقتی‌های دلخواه پارامتر به‌دست آید. اما چنین عملکردی، در ازای بهای بسیار زیاد تلاش کنترلی به‌دست می‌آید. این مسئله نوعاً با سایر منابع عدم قطعیت مدل‌سازی در تضاد است، مثلاً حضور دینامیک‌های صرف نظر شده که ممکن است تلاش زیاد کنترلی آن‌ها را تحریک کند. با توجه به این مطلب، بایستی قوانین کنترلی را طوری اصلاح کرد که با داشتن فعالیت کنترل قابل قبول به مصالحه‌ی بین عملکرد ردیابی و تلاش کنترلی مناسب دست یافت [۳۳].

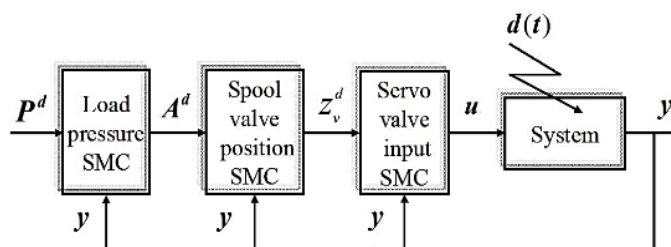
۳-۳ قانون کنترل مود لغزشی برای سیستم تعلیق

در سیستم تعلیق، موضوع حائز اهمیت این است که اثر اختلال‌های جاده‌ای وارد به مسافر را کاهش دهیم و ایمنی سیستم را در حین مانور دادن خودرو ضمانت کنیم. استراتژی کنترل (شکل ۳-۱) با بهره‌گیری از تکنیک‌های مود لغزشی طراحی شده است. کنترل‌کننده از سه ماژول^۱ تشکیل شده است [۱]:

ماژول اول، حالت‌های شاسی را مانیتور یا نظارت می‌کند و همچنین به منظور نائل شدن به اهداف مطلوب، نیروهای مورد نیاز عملگر f_{ij} را مشخص می‌کند.

در ماژول دوم، به منظور تولید نیروی مطلوب به وسیله ماژول اول، موقعیت لازم محور شیر سوزنی Z_{Vij} ، از هر شیر سرو، معین می‌شود.

در آخرین ماژول، ورودی کنترل u_{ij} تولید می‌شود به جهت تکان دادن محور شیر سوزنی به موقعیتی که توسط ماژول دوم مشخص شده است. جزئیات این سه ماژول کنترل در بخش بعدی قرار دارد.



شکل ۳-۱: استراتژی کنترل [۱]

^۱ Modules

۱-۳-۳ مازول اول: فشار بار در کنترل کننده مود لغزشی

با بررسی کردن زیر سیستم شاسی (که ۶ معادله آن در مرجع [۴۲] آورده شده است) و تعریف کردن روابط u_z ، u_θ و u_ϕ به صورت زیر داریم:

$$u_z = S(x_3 + x_7 + x_{11} + x_{15}) \quad (۱-۳)$$

$$u_\theta = S[a(x_3 + x_7) - b(x_{11} + x_{15})] \quad (۲-۳)$$

$$u_\phi = S[-c(x_3 + x_{11}) + d(x_7 + x_{15})] \quad (۳-۳)$$

با توجه به روابط بالا، ۶ معادله مربوط به زیر سیستم شاسی به صورت زیر بازنویسی می شود:

$$f_{17}(x) = x_{18} \quad (۴-۳)$$

$$f_{18}(x) = \bar{f}_{18}(x) + g_{18}u_z \quad (۵-۳)$$

$$f_{19}(x) = x_{20} \quad (۶-۳)$$

$$f_{20}(x) = \bar{f}_{20}(x) + g_{20}u_\theta \quad (۷-۳)$$

$$f_{21}(x) = x_{22} \quad (۸-۳)$$

$$f_{22}(x) = \bar{f}_{22}(x) + g_{22}u_\phi \quad (۹-۳)$$

که ترم های $\bar{f}$ و g به شکل زیر است:

$$\begin{aligned} \bar{f}_{18}(x) = & \left\{ K_{S_{fr}}x_1 + K_{S_{fl}}x_5 + K_{S_{rr}}x_9 + K_{S_{rl}}x_{13} - (K_{S_{fr}} + K_{S_{fl}} + K_{S_{rr}} + K_{S_{rl}})x_{17} \right. \\ & - \left[a(K_{S_{fr}} + K_{S_{fl}}) - b(K_{S_{rr}} + K_{S_{rl}}) \right] \sin(x_{19}) \\ & - \left[d(K_{S_{fl}} + K_{S_{rl}}) - c(K_{S_{rr}} + K_{S_{fr}}) \right] \sin(x_{21}) + B_{S_{fr}}x_2 + B_{S_{fl}}x_6 \\ & + B_{S_{rr}}x_{10} + B_{S_{rl}}x_{14} - (B_{S_{fr}} + B_{S_{fl}} + B_{S_{rr}} + B_{S_{rl}})x_{18} \\ & - \left[a(B_{S_{fr}} + B_{S_{fl}}) - b(B_{S_{rr}} + B_{S_{rl}}) \right] \cos(x_{19})x_{20} \\ & \left. - \left[d(B_{S_{fl}} + B_{S_{rl}}) - c(B_{S_{rr}} + B_{S_{fr}}) \right] \cos(x_{21})x_{22} \right\} / M \end{aligned} \quad (۱۰-۳)$$

$$g_{18} = 1/M \quad (۱۱-۳)$$

$$\begin{aligned} \bar{f}_{20}(x) = & \cos(x_{19}) \left\{ aK_{S_{fr}}x_1 + aK_{S_{fl}}x_5 - bK_{S_{rr}}x_9 - bK_{S_{rl}}x_{13} \right. \\ & - \left[a(K_{S_{fr}} + K_{S_{fl}}) - b(K_{S_{rr}} + K_{S_{rl}}) \right] x_{17} \\ & - \left[a^2(K_{S_{fr}} + K_{S_{fl}}) + b^2(K_{S_{rr}} + K_{S_{rl}}) \right] \sin(x_{19}) \\ & - \left[d(aK_{S_{fl}} - bK_{S_{rl}}) - c(aK_{S_{fr}} - bK_{S_{rr}}) \right] \sin(x_{21}) + aB_{S_{fr}}x_2 \\ & + aB_{S_{fl}}x_6 - bB_{S_{rr}}x_{10} - bB_{S_{rl}}x_{14} \\ & - \left[a(B_{S_{fr}} + B_{S_{fl}}) - b(B_{S_{rr}} + B_{S_{rl}}) \right] x_{18} \\ & - \left[a^2(B_{S_{fr}} + B_{S_{fl}}) + b^2(B_{S_{rr}} + B_{S_{rl}}) \right] \cos(x_{19})x_{20} \\ & \left. - \left[d(aB_{S_{fl}} - bB_{S_{rl}}) - c(aB_{S_{fr}} - bB_{S_{rr}}) \right] \cos(x_{21})x_{22} \right\} / I_{yy} \end{aligned} \quad (۱۲-۳)$$

$$g_{20} = \cos(x_{19}) / I_{yy} \quad (۱۳-۳)$$

$$\begin{aligned} \bar{f}_{22}(x) = \cos(x_{21}) \{ & -cK_{S_{fr}}x_1 + dK_{S_{fl}}x_5 - cK_{S_{rr}}x_9 + dK_{S_{rl}}x_{13} \\ & - [d(K_{S_{rl}} + K_{S_{fl}}) - c(K_{S_{rr}} + K_{S_{fr}})]x_{17} \\ & - [d(aK_{S_{fl}} - bK_{S_{rl}}) - c(aK_{S_{fr}} - bK_{S_{rr}})]\sin(x_{19}) \\ & - [d^2(K_{S_{rl}} + K_{S_{fl}}) + c^2(K_{S_{rr}} + K_{S_{fr}})]\sin(x_{21}) - caB_{S_{fr}}x_2 \\ & + dB_{S_{fl}}x_6 - cB_{S_{rr}}x_{10} + dB_{S_{rl}}x_{14} \\ & - [d(B_{S_{rl}} + B_{S_{fl}}) - c(B_{S_{rr}} + B_{S_{fr}})]x_{18} \\ & - [d(aB_{S_{fl}} - bB_{S_{rl}}) - c(aB_{S_{fr}} - bB_{S_{rr}})]\cos(x_{19})x_{20} \\ & - [d^2(B_{S_{rl}} + B_{S_{fl}}) + c^2(B_{S_{rr}} + B_{S_{fr}})]\cos(x_{21})x_{22} \} / I_{xx} \end{aligned} \quad (۱۴-۳)$$

$$g_{22} = \cos(x_{21}) / I_{xx} \quad (۱۵-۳)$$

اگر برای مجموعه دو معادله اول (۳-۴) و (۳-۵)، مسیر مطلوب، x_{17}^d تعریف شود، سپس خطای بین مقدار حقیقی و مسیر مطلوب می‌تواند به صورت معادله (۳-۱۶) نوشته شود:

$$e_z = Z - Z^d = x_{17} - x_{17}^d \quad (۱۶-۳)$$

با مشتق زمان گرفتن از e_z معادله (۳-۱۷) بدست می‌آید.

$$\dot{e}_z = \dot{x}_{17} - \dot{x}_{17}^d = x_{18} - x_{18}^d \quad (۱۷-۳)$$

سطح سوئیچینگ S_z ، به شکل معادله (۳-۱۸) تعریف می‌شود.

$$S_z = \dot{e}_z + \lambda_z e_z \quad (۱۸-۳)$$

معادله (۳-۱۹) به وسیله مشتق زمان گرفتن از S_z بدست می‌آید.

$$\dot{S}_z = \ddot{e}_z + \lambda_z \dot{e}_z = \bar{f}_{18}(x) + g_{18}u_z - \ddot{x}_{17}^d + \lambda_z \dot{e}_z \quad (۱۹-۳)$$

کنترل معادل به صورت معادله (۳-۲۰) انتخاب می‌شود تا در زمانی که S_z برابر صفر است، $\dot{S}_z = 0$ را، ایجاد کند.

$$u_{zeq} = g_{18}^{-1}(\ddot{x}_{17}^d - \bar{f}_{18}(x) - \lambda_z \dot{e}_z) \quad (۲۰-۳)$$

به منظور مقابله با عدم قطعیت سیستم و برای معرفی یک قانون هدف، متناسب با نرخ قانون هدف $K_Z S_z$ اعمال شده است از طریق دومین ترم کنترل که به صورت معادله (۳-۲۱) انتخاب می‌شود:

$$u_z^* = g_{18}^{-1}(-K_Z S_z) \quad (۲۱-۳)$$

که در آن $K_Z > 0$ است و یک ثابت طراحی محسوب می‌شود و به منظور تحقق پیدا کردن (یا ارضا) شرایط لغزش انتخاب شده است [۴۵]. از معادلات (۳-۲۰) و (۳-۲۱)، ورودی کنترل u_Z به شکل معادله (۳-۲۲) بدست می‌آید:

$$u_Z = u_{Z_{eq}} + u_Z^* = g_{18}^{-1}(\ddot{x}_{17}^d - \bar{f}_{18}(x) - \lambda_Z \dot{e}_Z - K_Z S_Z) \quad (۳-۲۲)$$

با پیروی از مراحل مشابه برای مجموعه‌ای از معادله‌های $(f_{19}(x), f_{20}(x))$ و $(f_{21}(x), f_{22}(x))$ ، معادلات (۳-۲۳) و (۳-۲۴) را بدست می‌آوریم.

$$u_\theta = u_{\theta_{eq}} + u_\theta^* = g_{20}^{-1}(\ddot{x}_{19}^d - \bar{f}_{20}(x) - \lambda_\theta \dot{e}_\theta - K_\theta S_\theta) \quad (۳-۲۳)$$

$$u_\phi = u_{\phi_{eq}} + u_\phi^* = g_{22}^{-1}(\ddot{x}_{21}^d - \bar{f}_{22}(x) - \lambda_\phi \dot{e}_\phi - K_\phi S_\phi) \quad (۳-۲۴)$$

اگر به شکل ماتریسی این مجموعه معادلات نوشته شود داریم:

$$u_1^d = G^{-1}(\ddot{x}^d - \bar{f}(x, \dot{x}) - \Lambda \dot{e} - KS) \quad (۳-۲۵)$$

که ترم‌های معادله (۳-۲۵) به صورت ماتریس‌های زیر است:

$$u_1^d = \begin{pmatrix} u_Z^d \\ u_\theta^d \\ u_\phi^d \end{pmatrix}; G^{-1} = \begin{pmatrix} g_{18}^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & g_{20}^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & g_{22}^{-1} \end{pmatrix}; \ddot{x}^d = \begin{pmatrix} \ddot{u}_{17}^d \\ \ddot{u}_{19}^d \\ \ddot{u}_{21}^d \end{pmatrix} \quad (۳-۲۶)$$

$$\bar{f} = \begin{pmatrix} \bar{f}_{18} \\ \bar{f}_{20} \\ \bar{f}_{22} \end{pmatrix}; \Lambda = \begin{pmatrix} \lambda_Z & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_\theta & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_\phi \end{pmatrix}; K = \begin{pmatrix} K_Z & 0 & 0 \\ 0 & K_\theta & 0 \\ 0 & 0 & K_\phi \end{pmatrix}$$

سه ورودی مطلوب u_Z^d ، u_θ^d و u_ϕ^d را می‌توان به ترتیب، نیروی مطلوب در جهت Z و دو گشتاور مطلوب در جهت‌های زاویه‌ای θ و ϕ ، چنان تفسیر کرد که سیستم کنترل شده به اهداف مورد نظر و مطلوب خود نائل شود. با این حال، ارتباط بین این سه ورودی‌ها و چهار نیروی عملگر به شکل معادله (۳-۲۷) است:

$$\begin{pmatrix} u_Z \\ u_\theta \\ u_\phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a & a & -b & -b \\ -c & d & -c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_{fr} \\ f_{fl} \\ f_{rr} \\ f_{rl} \end{pmatrix} \quad (۳-۲۷)$$

بنابراین چهار نیروی مطلوب عملگر در معادله (۲۸-۳) معین شده است.

$$f^d = \begin{pmatrix} f_{fr}^d \\ f_{fl}^d \\ f_{rr}^d \\ f_{rl}^d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a & a & -b & -b \\ -c & d & -c & d \end{pmatrix}^+ \begin{pmatrix} u_z^d \\ u_\theta^d \\ u_\phi^d \end{pmatrix} \quad (28-3)$$

که در معادله (۲۸-۳) علامت $^+$ (.) نمایانگر شبه معکوس گرفتن از ماتریس (.) است. فشار مطلوب عملگر (A^d) به وسیله تقسیم نیروی‌های مطلوب (f_{ij}^d) به سطح پیستون عملگر (S) بدست می‌آید، بنابراین فشار مطلوب عملگر به شکل ماتریس (۲۹-۳) است:

$$A^d = \begin{pmatrix} A_{fr}^d \\ A_{fl}^d \\ A_{rr}^d \\ A_{rl}^d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_3^d \\ x_7^d \\ x_{11}^d \\ x_{15}^d \end{pmatrix} = \frac{1}{S} \begin{pmatrix} f_{fr}^d \\ f_{fl}^d \\ f_{rr}^d \\ f_{rl}^d \end{pmatrix} \quad (29-3)$$

به وسیله کنترل‌کننده محلی در شاسی، چهار تا فشار مطلوب عملگر مشخص می‌شود. دومین و سومین ماژول‌های کنترل‌کننده مود لغزشی، به وسیله تولید همین فشارهای مطلوب طراحی شده‌اند.

۲-۳-۳ ماژول دوم: موقعیت مکانی محور شیر سوزنی در کنترل کننده مود

لغزشی

فشار مطلوب عملگر (A_{ij}^d) از طریق ماژول اول کنترل کننده مود لغزشی معین شد، نقش ماژول دوم کنترل کننده مود لغزشی، تعیین کردن موقعیت مورد نیاز محور شیر سوزنی (Z_{vij}) به منظور تولید فشار مطلوب عملگر (A_{ij}^d) هست که این اساساً از طریق چهار کنترل کننده محلی تامین می شود.

۱-۲-۳-۳ دینامیک عملگر هیدرولیکی

دینامیک غیرخطی عملگر و فشار تولید شده توسط یک عملگر هیدرولیکی از طریق معادله (۳۰-۳) بدست می آید [۴۶]:

(۳۰-۳)

$$\dot{A}_{ij} = -\beta A_{ij} - \alpha S (\dot{Z}_{Sij} - \dot{Z}_{u_{ij}}) + \text{sign}(P_S - \text{sign}(Z_{vij}) A_{ij}) \gamma \sqrt{|P_S - \text{sign}(Z_{vij}) A_{ij}|} Z_{vij}$$

که در معادله (۳۰-۳)، داریم:

$$\alpha = 4\beta_e / V_t \quad (۳۱-۳)$$

$$\beta = \alpha C_{tm} \quad (۳۲-۳)$$

$$\gamma = \alpha C_d \omega \sqrt{1/\rho} \quad (۳۳-۳)$$

در روابط (۳۱-۳)، (۳۲-۳) و (۳۳-۳)، ρ چگالی سیال هیدرولیکی^۱، V_t حجم کلی سیلندر عملگر^۲، ضریب نشت کلی ناشی از فشار^۳ C_{tm} ، ضریب تخلیه شیر^۴ C_d ، سطح مقطع شیر سوزنی^۵ ω ، ضریب کشیدگی سیال

^۱ Hydraulic Fluid Density

^۲ Total Actuator Volume

^۳ Coefficient Of Total Leakage Due To Pressure

^۴ Valve Discharge Coefficient

^۵ Spool Valve Area Gradient.

هیدرولیکی^۱ β_e است. همچنین در معادله (۳۰-۳)، S سطح مقطع پیستون عملگر^۲، P_S فشار تغذیه^۳، $A_{ij} = f_{ij}/S$ افت فشار در سراسر پیستون عملگر هیدرولیکی و $sign$ تابع علامت است.

در ادامه برای کنترلر مازول دوم از این نکته بهره گرفته شده که قادر به تعمیم بیان فضای حالت برای تحلیل و بررسی مازول دوم، به منظور چهار عملگر نیرو هستیم. معادله (۳۰-۳) می تواند به صورت (۳۴-۳) نوشته شود.

$$\dot{A}_{ij} = f_{2ij} + g_{2ij} u_{2ij} \quad (۳۴-۳)$$

$$f_{2ij} = -\beta A_{ij} - \alpha S (\dot{Z}_{Sij} - \dot{Z}_{u_{ij}}) \quad (۳۵-۳)$$

$$g_{2ij} = sign(P_S - sign(Z_{Vij}) A_{ij}) \gamma \sqrt{|P_S - sign(Z_{Vij}) A_{ij}|} \quad (۳۶-۳)$$

$$u_{2ij} = Z_{Vij} \quad (۳۷-۳)$$

با تعریف کردن سطح لغزش به صورت رابطه (۳۸-۳):

$$S_{2ij} = A_{ij} - A_{ij}^d \quad (۳۸-۳)$$

می توان قانون کنترل دوم را با توجه به مرجع [۴۶]، به صورت معادله (۳۹-۳) نوشته شود:

$$u_{2ij}^d = Z_{Vij}^d = \left[\beta A_{ij} + \alpha S (\dot{Z}_{Sij} - \dot{Z}_{u_{ij}}) + A_{ij}^d - K_{2ij} S_{2ij} \right] / \left[sign(P_S - sign(Z_{Vij}) A_{ij}) \gamma \sqrt{|P_S - sign(Z_{Vij}) A_{ij}|} \right] \quad (۳۹-۳)$$

که K_{2ij} به طوری انتخاب شده که شرط لغزش را ارضا کند [۴۵]. بردار چهار موقعیت مطلوب محور شیر سوزنی در رابطه (۴۰-۳) داده شده است:

$$Z_V^d = (u_{2fr}^d \quad u_{2fl}^d \quad u_{2rr}^d \quad u_{2rl}^d)^T = (Z_{Vfr}^d \quad Z_{Vfl}^d \quad Z_{Vrr}^d \quad Z_{Vrl}^d)^T \quad (۴۰-۳)$$

^۱ Effective Bulk Modulus

^۲ Piston Area

^۳ Supply Pressure

۳-۳-۳ ماژول سوم: ورودی شیر سرو در کنترل کننده مود لغزشی

موقعیت مورد نیاز محور شیر سوزنی (Z_{vij}^d) ، برای تولید فشار مطلوب عملگر (A_{ij}^d) (که از طریق ماژول اول کنترل کننده مود لغزشی مشخص شده بود)، به وسیله ماژول دوم کنترل کننده مود لغزشی محاسبه شده است. نقش ماژول سوم این است که ورودی مورد نیاز u_{ij} را برای شیر سرو به منظور دستیابی به موقعیت مطلوب محور شیر سوزنی (Z_{vij}^d) ، تعیین کند. دینامیک شیر سرو توسط معادله (۴۱-۳) داده شده است:

$$\dot{Z}_{vij} = (-Z_{vij} + u_{ij}) / \tau \quad (۴۱-۳)$$

که می توان معادله (۴۱-۳) را به صورت معادله (۴۲-۳) نوشت.

$$\begin{aligned} \dot{Z}_{vij} &= f_{3ij} + g_{3ij} u_{3ij} \\ f_{3ij} &= -Z_{vij} / \tau \\ g_{3ij} &= 1 / \tau \\ u_{3ij} &= u_{ij} \end{aligned} \quad (۴۲-۳)$$

با تعریف سطح لغزش به صورت معادله (۴۳-۳):

$$S_{3ij} = Z_{vij} - Z_{vij}^d \quad (۴۳-۳)$$

می توان قانون کنترل سوم را با توجه به مرجع [۴۶]، به صورت معادله (۴۴-۳) نوشت:

$$u_{3ij}^d = u_{ij}^d = Z_{vij} + \tau (\dot{Z}_{vij}^d - K_{3ij} S_{3ij}) \quad (۴۴-۳)$$

K_{3ij} به طوری انتخاب شده است که شرط لغزش را ارضا کند [۴۵]. ورودی کنترل u در معادله (۴۵-۳) داده شده است:

$$u = (u_{fr}^d \quad u_{fl}^d \quad u_{rr}^d \quad u_{rl}^d)^T \quad (۴۵-۳)$$

برای کسب اطلاعات بیشتر در مورد کنترل کردن نیروی عملگر می توان به مرجع [۲۴] مراجعه کرد.

۳-۴ تحلیل پایداری برای روش کنترل مود لغزشی

برای اثبات پایداری بر مبنای کنترلر مبتنی بر مود لغزشی، تابع لیاپانوفی مطابق با رابطه (۴۶-۳) برای سطح لغزش تعریف می‌شود [۳۳].

$$V = \frac{1}{2} s^T s \quad (۴۶-۳)$$

با توجه به رابطه (۴۶-۳) مشاهده می‌شود که تابع لیاپانوف یک تابع مثبت می‌باشد. برای بررسی پایداری، بایستی مشتق تابع فوق بررسی شود؛ لذا با مشتق گرفتن از رابطه (۴۶-۳)، می‌توان رابطه (۴۷-۳) را نوشت.

$$\dot{V} = s^T \dot{s} \quad (۴۷-۳)$$

برای اینکه مشتق تابع لیاپانوف، منفی شود، باید شرطی طبق رابطه (۴۸-۳) برقرار شود.

$$s^T \dot{s} \leq -\eta |s| \quad (۴۸-۳)$$

در نامعادله (۴۸-۳)، η ثابت اکیداً مثبت است. با استفاده از (۱۹-۳) و جایگذاری مقدار u_z از آن در رابطه (۲۲-۳) و جایگذاری نتیجه حاصل در رابطه (۴۸-۳)، نامعادله (۴۹-۳) به دست می‌آید.

$$k \leq -\eta - \text{sign}(s) (\hat{f} - f) \quad (۴۹-۳)$$

با توجه به فرض کراندار بودن نامعینی سیستم می‌توان رابطه (۵۰-۳) را نوشت.

$$|\hat{f} - f| \leq \rho \quad (۵۰-۳)$$

در رابطه (۵۰-۳)، ρ کران بالای $|\hat{f} - f|$ است. با استفاده از رابطه (۵۰-۳) مقدار k که شرط (۴۹-۳) را ارضا نماید، می‌توان طبق رابطه (۵۱-۳) انتخاب نمود.

$$k = -\eta - \rho \quad (۵۱-۳)$$

لذا با انتخاب k طبق رابطه (۵۱-۳)، شرط لغزش (۴۸-۳) برقرار شده و مقدار s تا رسیدن به سطح لغزش $s = 0$ کاهش می‌یابد؛ بنابراین طبق رابطه (۱۶-۳) مقدار خطای ردیابی سیستم به سمت صفر میل خواهد نمود. لذا کنترلر مبتنی بر مود لغزشی تعریف شده طبق رابطه (۲۲-۳) باعث همگرایی مجانبی سیستم خواهد شد.

۳-۵ شبیه‌سازی کنترل مود لغزشی برای سیستم تعلیق

در این قسمت قانون کنترل مود لغزشی برای مدل دینامیکی سیستم تعلیق فعال خودرو کامل شبیه‌سازی می‌گردد. اغتشاشات جاده‌ای برای این کنترل‌کننده، به شکل موج سینوسی است که با دامنه ۱ سانتی‌متر برای ورودی جاده به چرخ جلو سمت راست $Z_{V_{fr}}(0.01 \sin(10\pi t + \pi))$ و با دامنه ۱٫۵ سانتی‌متر برای ورودی جاده به چرخ جلو سمت چپ $Z_{V_{fl}}(0.015 \sin(10\pi t + \pi))$ ، شبیه‌سازی شده است. ورودی‌های جاده در عقب با ورودی‌های جاده در جلو یکسان هستند اما با یک تاخیر زمانی از طریق $\tau = L/v$ ، که L فاصله بین محورهای جلو و عقب خودرو ($L = a + b$) و v سرعت طولی خودرو است که برابر با ۲۲ متر بر ثانیه گرفته شده است (شکل ۳-۲ تا شکل ۳-۵). ثابت η برای این شبیه‌سازی به صورت یک ماتریس قطری طبق رابطه (۳-۵۲) تعریف می‌شود.

$$\eta = \begin{bmatrix} 700 & 0 & 0 \\ 0 & 300 & 0 \\ 0 & 0 & 1500 \end{bmatrix} \quad (۳-۵۲)$$

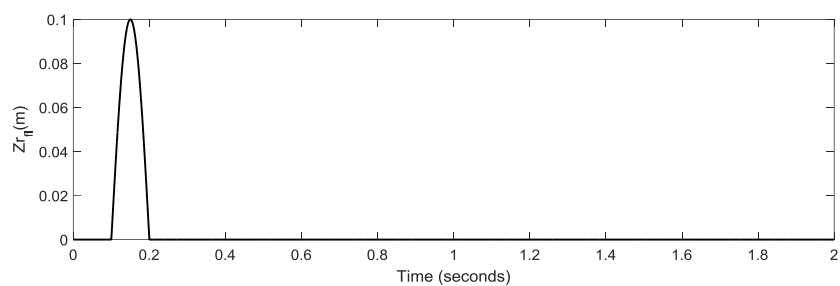
مقدار عددی ضرایب بهره کنترل‌کننده مود لغزشی و پارامترهای مسیر مطلوب در جدول ۳-۱ آمده است.

جدول ۳-۱: ضرایب بهره کنترل‌کننده مود لغزشی و پارامترهای مسیر مطلوب [۱]

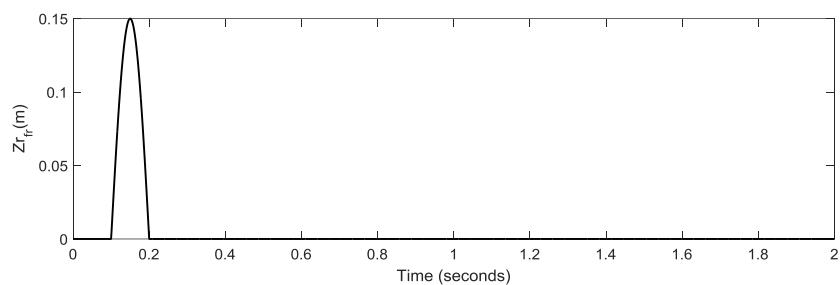
پارامترها	توضیحات	مقدار
$\lambda_z, \lambda_\theta, \lambda_\phi$	دامنه سطح لغزش	1e1
K_z, K_θ, K_ϕ	ضریب بهره جابجایی، پیچش، غلتش	1e1
K_{2ij}	ضریب بهره ماژول دوم کنترل‌کننده مود لغزشی	1e4
K_{3ij}	ضریب بهره ماژول سوم کنترل‌کننده مود لغزشی	1
$[x_{17}^d, x_{19}^d, x_{21}^d]$	پارامترهای مسیر مطلوب	[0, 0, 0]

مدت اجرای این شبیه‌سازی چهار ثانیه است و شرایط اولیه برای متغیرهای حالت سیستم صفر می‌باشد.

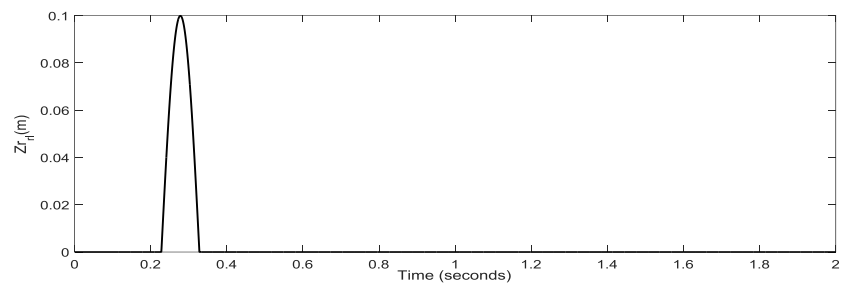
شکل ۳-۲ تا شکل ۳-۵ ورودی اغتشاشات از طرف جاده را نمایش می‌دهد.



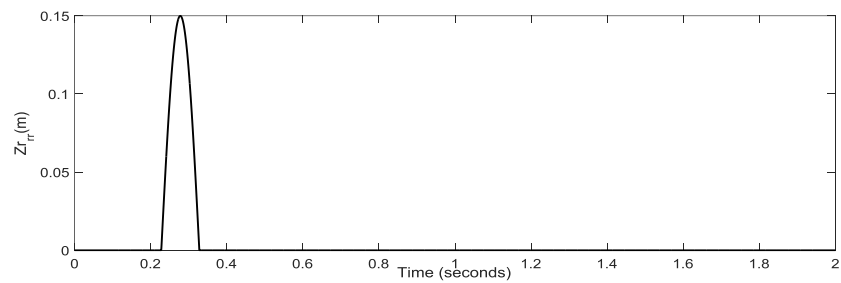
شکل ۲-۳: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت چپ



شکل ۳-۳: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت راست

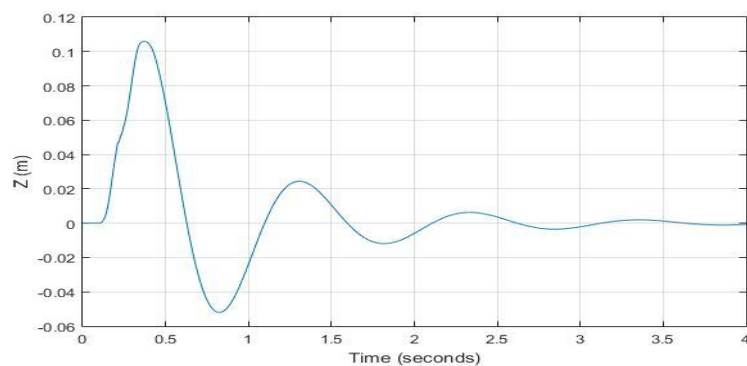


شکل ۴-۳: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت چپ

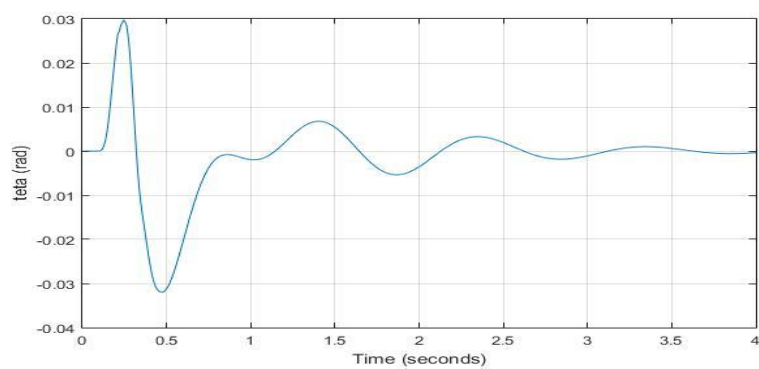


شکل ۵-۳: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت راست

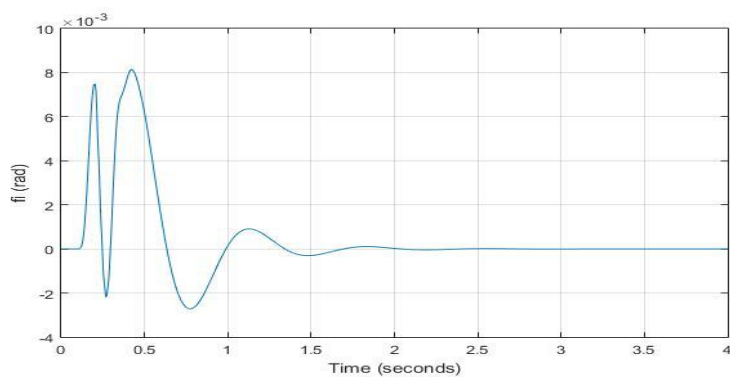
شکل ۶-۳ تا شکل ۸-۳ جابه‌جایی و چرخش را برای جرم معلق نشان می‌دهد.



شکل ۶-۳: جابه‌جایی عمودی جرم معلق

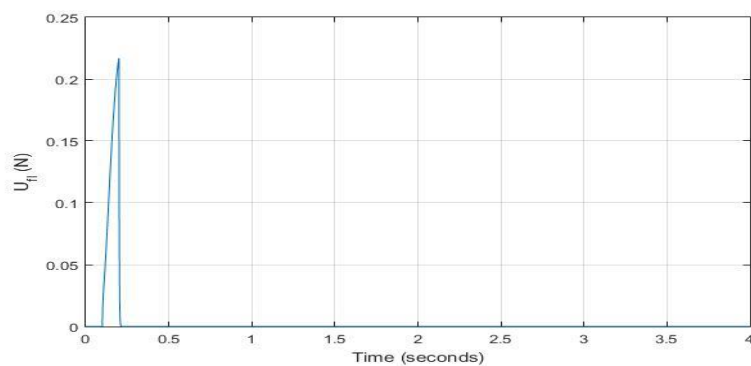


شکل ۷-۳: چرخش حول محور عرضی θ (پیچش)

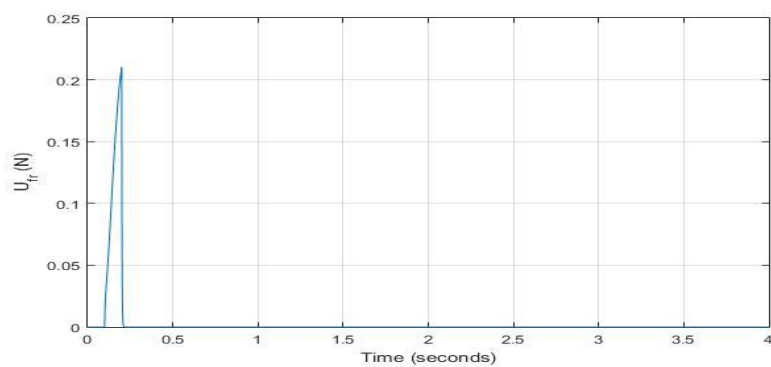


شکل ۸-۳: چرخش حول محور طولی ϕ (غلتش)

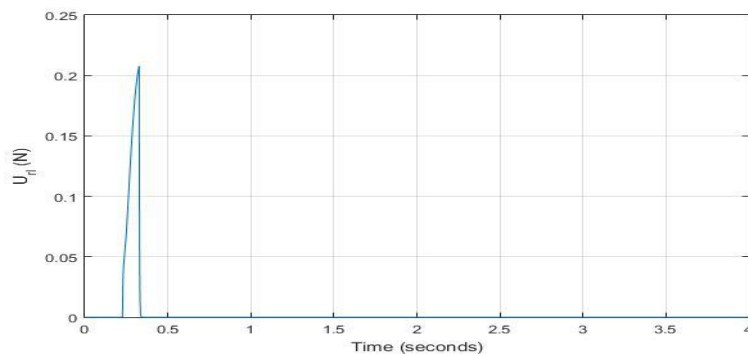
شکل ۹-۳ تا شکل ۱۲-۳ نیروهای عملگر را برای ورودی‌های کنترلی سیستم تعلیق نشان می‌دهد.



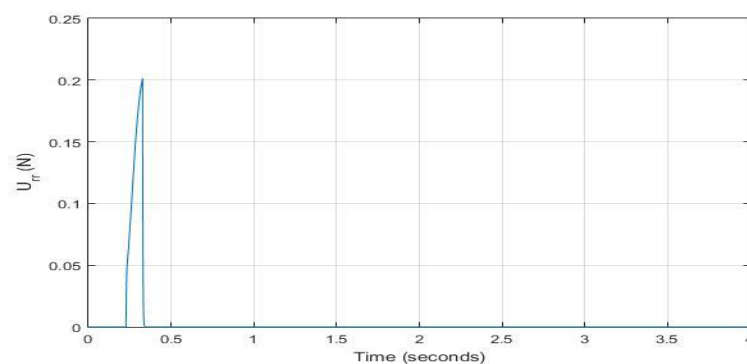
شکل ۹-۳: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت چپ



شکل ۱۰-۳: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت راست



شکل ۱۱-۳: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت چپ



شکل ۳-۱۲: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت راست

همان طوری که مشاهده می شود به علت وجود عبارت تابع علامت در قانون کنترل مود لغزشی، هنگامی - که متغیر حالت به سطح لغزش می رسد، روی سطح لغزش نوسان می کند و این نوسان ناشی از پدیده چترینگ در ورودی کنترل است که برای سیستم در فرکانس های بالا مناسب نمی باشد. روش های مختلفی برای کاهش این نوسانات ارائه شده است که از جمله ی آن ها می توان به استفاده از تابع اشباع یا تابع تانژانت به جای تابع علامت اشاره کرد، اما کاهش پدیده چترینگ در این روش ها با افزایش خطای ردیابی همراه است.

فصل چهارم

کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق

۴-۱ مقدمه

در این فصل، یک مکانیزم کنترل پیوسته جدید برای جبران عدم قطعیت در سیستم غیرخطی چند ورودی و چند خروجی ارائه می‌شود. استراتژی این روش کنترل، بر اساس فرضیات محدود شده بر روی ساختار غیرخطی سیستم است. برای اثبات ردیابی مجانبی نیمه‌کلی برای سیستم، استدلال بر اساس پایداری لیپانوف انجام می‌شود.

همان‌طوری که در فصل‌های قبل بیان شد، سیستم‌های دینامیکی غیرخطی که دارای عدم قطعیت هستند برای تئوری‌های کنترلی یک چالش مهم محسوب می‌شوند. کنترل این نوع از سیستم‌ها موضوعی است که در سال‌های اخیر مورد توجه محققان قرار گرفته است. یکی از اهداف کنترل مناسب، یافتن ساختار کنترلی است که علاوه بر کاهش و متناسب نمودن تلاش کنترلی، خطای ردیابی را نیز کاهش دهد. در این راستا، یکی از روش‌های کنترل مقاوم که در سال ۲۰۰۴ توسط آقای ژین و همکارانش به‌منظور کاهش دادن خطای ردیابی و کاهش یافتن تلاش کنترلی ارائه شد، روش مبتنی بر انتگرال علامت خطا است [۳۵]. بررسی تحقیقات گذشته نشان می‌دهد که روش‌های کنترل مقاوم از جمله کنترل مود لغزشی به‌طور گسترده بر روی سیستم‌های مختلف اعمال و به‌طور مناسب استفاده شده است، اما روش جدید کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا که از جمله روش‌های کنترل مقاوم با عملکرد بالا است، روی تجهیزات زیر آبی و بر روی سیستم‌های دیگر در حال بررسی است [۴۷] و [۴۸]. با بررسی‌های صورت‌گرفته، مشخص شد این روش برای سیستم‌های مرتبه اول و دوم خصوصاً برای دینامیک غیرخطی سیستم تعلیق ارائه نشده است که در این تحقیق، روش فوق برای سیستم مورد مطالعه توسعه می‌یابد. در ادامه، استخراج قانون کنترل به روش انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق و پایداری آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. اهمیت ارائه این روش در رسیدن به پایداری مجانبی با تلاش کنترلی کمتر نسبت به سایر روش‌های کنترل غیرخطی از جمله کنترل، به روش مود لغزشی است.

۴-۲ استخراج قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای

سیستم تعلیق

۴-۲-۱ مازول اول

برای ارائه قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا، ابتدا مدل دینامیکی سیستم تعلیق، همان طوری که در روابطه (۳-۴) تا (۹-۳) بیان شد، در نظر گرفته می‌شود.

برای تعریف قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا با توجه به اینکه مدل دینامیکی سیستم تعلیق از مرتبه دو است، بردارهای خطا e_1 ، e_2 و فیلتر خطای ردیابی r^1 برای Z به ترتیب طبق روابط (۱-۴)، (۲-۴) و (۳-۴) معرفی شده است [۴۹].

$$e_1 = Z - Z^d = x_{17} - x_{17}^d \quad (۱-۴)$$

$$e_2 = \dot{e}_1 + \alpha_1 e_1 = x_{18} - x_{18}^d + \alpha_1 e_1 \quad (۲-۴)$$

$$r = \dot{e}_2 + \alpha_2 e_2 = \dot{x}_{18} - \dot{x}_{18}^d + \alpha_1 \dot{e}_1 + \alpha_2 e_2 \quad (۳-۴)$$

α_1 و α_2 ثوابتی مثبت می‌باشند. x_{17} ، x_{18} و x_{17}^d ، x_{18}^d به ترتیب متغیر حالت سیستم و متغیر حالت در شرایط مطلوب است. با استفاده از متغیرهای تعریف شده در رابطه‌های (۱-۴)، (۲-۴) و (۳-۴) جایگذاری معادله (۵-۳) در (۳-۴) رابطه (۴-۴) را بازنویسی نمود.

$$r = \bar{f}_{18} + g_{18}^* u_{ij} - \dot{x}_{18}^d + \alpha_1 \dot{e}_1 + \alpha_2 e_2 \quad (۴-۴)$$

با توجه به بیان معادله (۴-۴)، کنترلی طبق رابطه (۵-۴) برای سیستم مورد مطالعه پیشنهاد می‌شود.

$$u_{ij} = g_{18}^{-1} \left(-\bar{f}_{18} + \dot{x}_{18}^d - \alpha_1 \dot{e}_1 - \alpha_2 e_2 + \mu(t) \right) \quad (۵-۴)$$

در رابطه (۵-۴)، μ جهت جبران نامعینی‌های موجود در سیستم تعریف شده که در ادامه نحوه استخراج آن بیان می‌شود. با جایگذاری کنترلر (۵-۴)، در معادله (۴-۴)، رابطه (۶-۴) به دست می‌آید.

$$r = D - \mu(t) \quad (۶-۴)$$

^۱ Filter tracking error

در معادله (۶-۴)، D عبارتی است از عدم قطعیت مدل که طبق رابطه (۷-۴) به دست می آید.

$$D = \hat{f}(x) - f(x) \quad (۷-۴)$$

از معادله (۷-۴)، می توان نتیجه گرفت که اگر r به سمت صفر میل نماید، آنگاه جمله μ ، عدم قطعیت های مدل یعنی D را ردیابی خواهد کرد. بنابراین، عبارت کنترلی μ ، باید طوری طراحی شود که r به سمت صفر میل نماید. با مشتق گیری از معادله (۷-۴)، رابطه (۸-۴) برای دینامیک خطای سیستم به دست می آید.

$$\dot{r} = \dot{D} - \dot{\mu}(t) \quad (۸-۴)$$

بر اساس معادله (۸-۴) و تحلیل پایداری که در ادامه ارائه می شود، μ به صورت رابطه (۹-۴) طراحی شده است.

$$\mu = (K_s + 1)e_2(t) - (K_s + 1)e_2(0) + \int_0^t [(K_s + 1)\alpha_2 e_2(\tau) + \beta \text{sign}(e_2(\tau))] d\tau \quad (۹-۴)$$

در رابطه (۹-۴)، β و K_s بهره های کنترلی ثابت و مثبت هستند و sign نیز تابع علامت می باشد. با مشتق گرفتن از رابطه (۹-۴)، رابطه (۱۰-۴) را می توان نوشت.

$$\dot{\mu} = (K_s + 1)r + \beta \text{sign}(e_2) \quad (۱۰-۴)$$

با جایگذاری معادله (۱۰-۴) در رابطه دینامیک خطای (۸-۴)، معادله (۱۱-۴) به دست می آید.

$$\dot{r} = -(K_s + 1)r - e_2 - \beta \text{sign}(e_2) + N(t) \quad (۱۱-۴)$$

در رابطه (۱۱-۴)، N یک متغیر کمکی است که به صورت رابطه (۱۲-۴) می باشد.

$$N(x, \dot{x}, t) \triangleq \dot{D} + e_2 \quad (۱۲-۴)$$

برای تحلیل پایداری، متغیر کمکی N_d به عنوان مقدار مطلوب N به صورت معادله (۱۳-۴) تعریف شده است.

$$N_d \triangleq \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} \ddot{x}_d \quad (۱۳-۴)$$

رابطه (۱۴-۴) را می توان برای خطای مربوط به N بیان کرد.

$$\tilde{N} \triangleq N - N_d \quad (۱۴-۴)$$

با توجه به کراندار بودن D و $\dot{x}_d$ می‌توان کراندار بودن N_d را با توجه به رابطه (۱۳-۴) نتیجه گرفت؛ لذا روابط (۱۵-۴) و (۱۶-۴) به ترتیب برای کران N_d و $\dot{N}_d$ تعریف می‌شود.

$$N_d \leq \xi_d \quad (۱۵-۴)$$

$$\dot{N}_d \leq \xi_{d2} \quad (۱۶-۴)$$

در روابط (۱۵-۴) و (۱۶-۴)، ξ_d و ξ_{d2} ، ثوابت مثبت معلوم می‌باشند. در ادامه قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا معرفی و روند به‌دست آوردن آن و اثبات پایداری با اعمال این قانون کنترلی ارائه خواهد شد.

به همین روشی که برای Z بردارهای خطا تعریف شد، می‌توانیم بردارهای خطا e_1 ، e_2 و فیلتر خطای ردیابی r برای θ به ترتیب طبق روابط (۱۷-۴)، (۱۸-۴) و (۱۹-۴) معرفی کرد [۴۹].

$$e_1 = \theta - \theta^d = x_{19} - x_{19}^d \quad (۱۷-۴)$$

$$e_2 = \dot{e}_1 + \alpha_1 e_1 = x_{20} - x_{20}^d + \alpha_1 e_1 \quad (۱۸-۴)$$

$$r = \dot{e}_2 + \alpha_2 e_2 = \dot{x}_{20} - \dot{x}_{20}^d + \alpha_1 \dot{e}_1 + \alpha_2 e_2 \quad (۱۹-۴)$$

که می‌توان ۳ معادله بالا را برای θ به‌صورت رابطه (۲۰-۴) بازنویسی نمود.

$$r = \bar{f}_{20} + g_{20}^* u_{ij} - \dot{x}_{20}^d + \alpha_1 \dot{e}_1 + \alpha_2 e_2 \quad (۲۰-۴)$$

با توجه به بیان معادله (۲۰-۴)، کنترلی طبق رابطه (۲۱-۴) برای سیستم مورد مطالعه پیشنهاد می‌شود.

$$u_{ij} = g_{20}^{-1} \left(-\bar{f}_{20} + \dot{x}_{20}^d - \alpha_1 \dot{e}_1 - \alpha_2 e_2 + \mu(t) \right) \quad (۲۱-۴)$$

و همچنین، بردارهای خطا e_1 ، e_2 و فیلتر خطای ردیابی r برای ϕ به ترتیب طبق روابط (۲۲-۴)، (۲۳-۴) و (۲۴-۴) معرفی شده است [۴۹].

$$e_1 = \phi - \phi^d = x_{21} - x_{21}^d \quad (۲۲-۴)$$

$$e_2 = \dot{e}_1 + \alpha_1 e_1 = x_{22} - x_{22}^d + \alpha_1 e_1 \quad (۲۳-۴)$$

$$r = \dot{e}_2 + \alpha_2 e_2 = \dot{x}_{22} - \dot{x}_{22}^d + \alpha_1 \dot{e}_1 + \alpha_2 e_2 \quad (۲۴-۴)$$

که می‌توان ۳ معادله بالا را برای ϕ به‌صورت رابطه (۲۵-۴) بازنویسی نمود.

$$r = \bar{f}_{22} + g_{22}^* u_{ij} - \dot{x}_{22}^d + \alpha_1 \dot{e}_1 + \alpha_2 e_2 \quad (۲۵-۴)$$

با توجه به بیان معادله (۲۵-۴)، کنترلری طبق رابطه (۲۶-۴) برای سیستم مورد مطالعه پیشنهاد می‌شود.

$$u_{ij} = g_{22}^{-1} \left(-\bar{f}_{22} + \dot{x}_{22}^d - \alpha_1 \dot{e}_1 - \alpha_2 e_2 + \mu(t) \right) \quad (26-4)$$

۲-۲-۴ مازول دوم

در مازول دوم، بردارهای خطا e_1 و فیلتر خطای ردیابی r به ترتیب طبق روابط (۲۷-۴) و (۲۸-۴) معرفی شده است [۴۹].

$$e_1 = A_{ij} - A_{ij}^d \quad (27-4)$$

$$r = \dot{e}_1 + \alpha_1 e_1 \quad (28-4)$$

A_{ij} و A_{ij}^d به ترتیب بردار متغیر حالت سیستم و بردار متغیر حالت در شرایط مطلوب است. α_1 ثابتی مثبت می‌باشد. با استفاده از متغیرهای تعریف شده در رابطه (۲۷-۴) و (۲۸-۴) و جایگذاری معادله (۳۴-۳) در (۲۸-۴) می‌توان رابطه (۲۹-۴) را بازنویسی نمود.

$$r = \dot{A}_{ij} - \dot{A}_{ij}^d + \alpha_1 e_1 = f_{2ij} + g_{2ij} u_{2ij} - \dot{A}_{ij}^d + \alpha_1 e_1 \quad (29-4)$$

با توجه به بیان معادله (۲۹-۴)، کنترلری طبق رابطه (۳۰-۴) برای سیستم مورد مطالعه پیشنهاد می‌شود.

$$u = g_{2ij}^{-1} \left(-f_{2ij} + \dot{A}_{ij}^d - \alpha_1 e_1 - \mu(t) \right) \quad (30-4)$$

در رابطه (۳۰-۴)، μ جهت جبران نامعینی‌های موجود در سیستم تعریف شده که در ادامه نحوه استخراج آن بیان می‌شود. با جایگذاری کنترلر (۳۰-۴) در معادله (۲۹-۴)، رابطه (۳۱-۴) به دست می‌آید.

$$r = D - \mu(t) \quad (31-4)$$

در معادله (۳۱-۴)، D عبارتی است از عدم قطعیت مدل که طبق رابطه (۳۲-۴) به دست می‌آید.

$$D = \hat{f}(x) - f(x) \quad (32-4)$$

از معادله (۳۱-۴)، می‌توان نتیجه گرفت که اگر r به سمت صفر میل نماید، آنگاه جمله μ ، عدم قطعیت‌های مدل یعنی D را ردیابی خواهد کرد. بنابراین، عبارت کنترلی μ ، باید طوری طراحی شود که r به سمت صفر میل نماید. با مشتق‌گیری از معادله (۳۱-۴)، رابطه (۳۳-۴) برای دینامیک خطای سیستم به دست می‌آید.

$$\dot{r} = \dot{D} - \dot{\mu}(t) \quad (33-4)$$

بر اساس معادله (۳۳-۴) و تحلیل پایداری، μ به صورت رابطه (۳۴-۴) طراحی شده است.

$$\mu = (K_s + 1)e_1(t) - (K_s + 1)e_1(0) + \int_0^t [(K_s + 1)\alpha_1 e_1(\tau) + \beta \operatorname{sgn}(e_1(\tau))] d\tau \quad (34-4)$$

در رابطه (۳۴-۴)، β و K_s بهره‌های کنترلی ثابت و مثبت هستند و sgn نیز تابع علامت می‌باشد. با مشتق گرفتن از رابطه (۳۴-۴)، رابطه (۳۴-۴) را می‌توان نوشت.

$$\dot{\mu} = (K_s + 1)r + \beta \operatorname{sgn}(e_1) \quad (35-4)$$

با جایگذاری معادله (۳۵-۴) در رابطه دینامیک خطای (۳۳-۴)، معادله (۳۶-۴) به دست می‌آید.

$$\dot{r} = -(K_s + 1)r - e_1 - \beta \operatorname{sgn}(e_1) + N \quad (36-4)$$

در رابطه (۳۶-۴)، N یک متغیر کمکی است که به صورت رابطه (۳۷-۴) می‌باشد.

$$N(x, \dot{x}, t) \triangleq \dot{D} + e_1 \quad (37-4)$$

برای تحلیل پایداری، متغیر کمکی N_d به عنوان مقدار مطلوب N به صورت معادله (۳۸-۴) تعریف شده است.

$$N_d \triangleq \frac{\partial D}{\partial x} \dot{x}_d \quad (38-4)$$

رابطه (۳۹-۴) را می‌توان برای خطای مربوط به N بیان کرد.

$$\tilde{N} \triangleq N - N_d \quad (39-4)$$

با توجه به کراندار بودن D و $\dot{x}_d$ می‌توان کراندار بودن N_d را با توجه به رابطه (۳۸-۳) نتیجه گرفت؛ لذا روابط (۴۰-۴) و (۴۱-۴) به ترتیب برای کران N_d و $\dot{N}_d$ تعریف می‌شود.

$$N_d \leq \xi_d \quad (40-4)$$

$$\dot{N}_d \leq \xi_{d2} \quad (41-4)$$

در روابط (۴۰-۴) و (۴۱-۴)، ξ_d و ξ_{d2} ، ثوابت مثبت معلوم می‌باشند. در ادامه قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا معرفی و روند به دست آوردن آن و اثبات پایداری با اعمال این قانون کنترلی ارائه خواهد شد.

۳-۲-۴ مازول سوم

در مازول سوم، بردارهای خطا e_1 و فیلتر خطای ردیابی r به ترتیب طبق روابط (۴۲-۴) و (۴۳-۴) معرفی شده است [۴۹].

$$e_1 = Z_{Vij} - Z_{Vij}^d \quad (۴۲-۴)$$

$$r = \dot{e}_1 + \alpha_1 e_1 \quad (۴۳-۴)$$

Z_{Vij} و Z_{Vij}^d به ترتیب بردار متغیر حالت سیستم و بردار متغیر حالت در شرایط مطلوب است. α_1 ثابتی مثبت می باشد. با استفاده از متغیرهای تعریف شده در رابطه (۴۲-۴) و (۴۳-۴) و جایگذاری معادله (۴۲-۳) در (۴۳-۴) رابطه (۴۴-۴) را می توان بازنویسی نمود.

$$r = \dot{Z}_{Vij} - \dot{Z}_{Vij}^d + \alpha_1 e_1 = f_{3ij} + g_{3ij} u_{3ij} - \dot{Z}_{Vij}^d + \alpha_1 e_1 \quad (۴۴-۴)$$

با توجه به بیان معادله (۴۴-۴)، کنترلی طبق رابطه (۴۵-۴) برای سیستم مورد مطالعه پیشنهاد می شود.

$$u = g_{3ij}^{-1} \left(-f_{3ij} + \dot{Z}_{Vij}^d - \alpha_1 e_1 - \mu(t) \right) \quad (۴۵-۴)$$

در رابطه (۴۵-۴)، μ جهت جبران نامعینی های موجود در سیستم تعریف شده. با جایگذاری کنترل (۴۵-۴) در معادله (۴۴-۴)، رابطه (۴۶-۴) به دست می آید.

$$r = D - \mu(t) \quad (۴۶-۴)$$

در معادله (۴۶-۴)، D عبارتی است از عدم قطعیت مدل که طبق رابطه (۴۷-۴) به دست می آید.

$$D = \hat{f}(x) - f(x) \quad (۴۷-۴)$$

از معادله (۴۷-۴)، می توان نتیجه گرفت که اگر r به سمت صفر میل نماید، آنگاه جمله μ ، عدم قطعیت های مدل یعنی D را ردیابی خواهد کرد. بنابراین، عبارت کنترلی μ ، باید طوری طراحی شود که r به سمت صفر میل نماید. با مشتق گیری از معادله (۴۷-۴)، رابطه (۴۸-۴) برای دینامیک خطای سیستم به دست می آید.

$$\dot{r} = \dot{D} - \dot{\mu}(t) \quad (۴۸-۴)$$

بر اساس معادله (۴۸-۴) و تحلیل پایداری، μ به صورت رابطه (۴۹-۴) طراحی شده است.

$$\mu = (K_s + 1)e_1(t) - (K_s + 1)e_1(0) + \int_0^t [(K_s + 1)\alpha_1 e_1(\tau) + \beta \operatorname{sgn}(e_1(\tau))] d\tau \quad (۴۹-۴)$$

در رابطه (۴۹-۴)، β و K_s ، بهره‌های کنترلی ثابت و مثبت هستند و sgn نیز تابع علامت می‌باشد. با مشتق گرفتن از رابطه (۴۹-۴)، رابطه (۵۰-۴) را می‌توان نوشت.

$$\dot{\mu} = (K_s + 1)r + \beta sgn(e_1) \quad (۵۰-۴)$$

با جایگذاری معادله (۵۰-۴) در رابطه دینامیک خطای (۴۸-۴)، معادله (۵۱-۴) به‌دست می‌آید.

$$\dot{r} = -(K_s + 1)r - e_1 - \beta sgn(e_1) + N \quad (۵۱-۴)$$

در رابطه (۵۱-۴)، N یک متغیر کمکی است که به‌صورت رابطه (۵۲-۴) می‌باشد.

$$N(x, \dot{x}, t) \triangleq \dot{D} + e_1 \quad (۵۲-۴)$$

برای تحلیل پایداری، متغیر کمکی N_d به‌عنوان مقدار مطلوب N به‌صورت معادله (۵۳-۴) تعریف شده است.

$$N_d \triangleq \frac{\partial D}{\partial x} \dot{x}_d \quad (۵۳-۴)$$

رابطه (۵۴-۴) را می‌توان برای خطای مربوط به N بیان کرد.

$$\tilde{N} \triangleq N - N_d \quad (۵۴-۴)$$

با توجه به کراندار بودن D و $\dot{x}_d$ می‌توان کراندار بودن N_d را با توجه به رابطه (۵۳-۴) نتیجه گرفت؛ لذا روابط (۵۵-۴) و (۵۶-۴) به‌ترتیب برای کران N_d و $\dot{N}_d$ تعریف می‌شود.

$$N_d \leq \xi_d \quad (۵۵-۴)$$

$$\dot{N}_d \leq \xi_{d2} \quad (۵۶-۴)$$

در روابط (۵۵-۴) و (۵۶-۴)، ξ_d و ξ_{d2} ، ثوابت مثبت معلوم می‌باشند. در ادامه قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا معرفی و روند به‌دست آوردن آن و اثبات پایداری با اعمال این قانون کنترلی ارائه خواهد شد.

۴-۳ تحلیل پایداری بر اساس قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت

خطا (مرتبه دو)

برای بررسی پایداری سیستم و استخراج قانون کنترلی مدنظر، تابع لیپانوف به صورت رابطه (۵۷-۴) پیشنهاد می شود [۴۹].

$$V(y, t) \triangleq e_1^T e_1 + \frac{1}{2} e_2^T e_2 + \frac{1}{2} r^T r + p \quad (57-4)$$

با توجه به اینکه ماتریس اینرسی برای سیستم تعلیق، مثبت معین است، می توان نتیجه گرفت که سه عبارت اول در رابطه (۵۷-۴) مثبت هستند و برای اینکه تابع لیپانوف مثبت باشد، جمله آخر یعنی p عبارتی مثبت تعریف خواهد شد؛ لذا با این شرط اخیر تابع لیپانوف تعریف شده طبق رابطه (۵۷-۴)، مثبت معین خواهد بود. عبارت p به صورت رابطه (۵۸-۴) بیان می شود.

$$p(t) \triangleq \beta \|e_2(0)\| - e_2(0)^T N_d(0) - \int_0^t L(\tau) d\tau \quad (58-4)$$

که در رابطه (۵۸-۴)، L مطابق با رابطه (۵۹-۴) تعریف می شود.

$$L(t) \triangleq r^T (N_d(t) - \beta \text{sign}(e_2)) \quad (59-4)$$

با توجه به انتخاب β طبق رابطه (۶۰-۴) مطابق با استدلالی که در پیوست ارائه شده است می توان مثبت بودن p را نتیجه گرفت.

$$\beta > \xi_{N_d} + \frac{1}{\alpha_2} \xi_{N_{d2}} \quad (60-4)$$

برای پایدار بودن سیستم، بایستی رابطه (۶۱-۴) برقرار باشد.

$$\dot{V} < 0 \quad (61-4)$$

به عبارت دیگر، $\dot{V}$ باید منفی معین باشد؛ لذا با مشتق گرفتن از تابع لیپانوف (۵۷-۴)، رابطه (۶۲-۴) به دست می آید.

$$\dot{V} = r^T \dot{r} + e_2^T \dot{e}_2 + 2e_1^T \dot{e}_1 + \dot{p} \quad (62-4)$$

در رابطه (۶۲-۴) $\dot{p}$ با مشتق گرفتن از رابطه (۵۸-۴) به دست می آید که در رابطه (۶۳-۴) بیان شده است.

$$\dot{p}(t) = -L(t) = -r^T (N_d(t) - \beta \text{sign}(e_2)) \quad (63-4)$$

با جایگذاری روابط (۱-۴)، (۲-۴)، (۳-۴)، (۱۱-۴) و (۶۳-۴) در معادله (۶۲-۴) و ساده‌سازی، معادله (۶۴-۴) به دست می‌آید.

$$\dot{V} = r^T \tilde{N}(t) - (K_s + 1)\|r\|^2 - \alpha_2 \|e_2\|^2 - 2\alpha_1 \|e_1\|^2 + 2e_2^T e_1 \quad (۶۴-۴)$$

جمله آخر در رابطه (۶۴-۴) در نامعادله (۶۵-۴) صدق می‌نماید.

$$2e_2^T e_1 \leq \|e_1\|^2 + \|e_2\|^2 \quad (۶۵-۴)$$

لذا با در نظر گرفتن رابطه (۶۵-۴) می‌توان رابطه (۶۴-۴) را به صورت نامعادله (۶۶-۴) نوشت.

$$\dot{V} \leq r^T \tilde{N}(t) - (K_s + 1)\|r\|^2 - \alpha_2 \|e_2\|^2 - 2\alpha_1 \|e_1\|^2 + \|e_1\|^2 + \|e_2\|^2 \quad (۶۶-۴)$$

با ساده‌سازی و مرتب نمودن رابطه (۶۶-۴) و تعریف پارامترهایی مطابق با روابط (۶۷-۴) و (۶۸-۴) می‌توان نامعادله (۶۹-۴) را نتیجه گرفت.

$$\lambda_3 \triangleq \min\{2\alpha_1 - 1, \alpha_2 - 1, 1\} \quad (۶۷-۴)$$

$$z = [e_1^T \quad e_2^T \quad r^T]^T \quad (۶۸-۴)$$

$$\dot{V} \leq \|\tilde{N}(t)\| \|r\| - K_s \|r\|^2 - \lambda_3 \|z\|^2 \quad (۶۹-۴)$$

با توجه به رابطه (۱۲-۴) و با فرض کراندار بودن $\tilde{N}(t)$ می‌توان رابطه (۷۰-۴) را نوشت.

$$\|\tilde{N}(t)\| \leq \rho(\|z\|) \|z\| \quad (۷۰-۴)$$

در رابطه (۷۰-۴)، $\rho(\|z\|)$ یک تابع غیر کاهشی معکوس‌پذیر مثبت است. با در نظر گرفتن رابطه (۷۰-۴) می‌توان نامعادله (۶۹-۴) را به صورت رابطه (۷۱-۴) استنتاج نمود.

$$\dot{V} \leq -(K_s \|r\|^2 - \rho(\|z\|) \|r\| \|z\|) - \lambda_3 \|z\|^2 \quad (۷۱-۴)$$

با اضافه و کم نمودن جمله $\frac{(\rho(\|z\|))^2}{4K_s}$ به طرف راست نامعادله (۷۱-۴) و تشکیل اتحاد مربع سه جمله‌ای و سپس حذف آن به عنوان یک جمله منفی (با توجه به علامت منفی پشت اتحاد مربع)، همچنان نامعادله فوق برقرار بوده و می‌توان آن را به صورت رابطه (۷۲-۴) نوشت.

$$\dot{V} \leq -(\lambda_3 - \frac{\rho^2}{4K_s}) \|z\|^2 \quad (۷۲-۴)$$

رابطه (۷۲-۴) را می‌توان به صورت رابطه (۷۳-۴) بازنویسی کرد.

$$\dot{V} \leq -W(y) \quad (۷۳-۴)$$

در رابطه (۷۳-۴)، $W(y)$ با توجه به نامعادله (۷۲-۴) طبق رابطه (۷۴-۴) تعریف می‌شود.

$$W(y) = (\lambda_3 - \frac{\rho^2}{4K_s}) \|z\|^2 \quad (74-4)$$

در رابطه (73-4)، با توجه به رابطه (57-4) می‌توان y را به‌عنوان بردار حالت‌های تعریف شده در تابع لیاپانوف به‌صورت رابطه (75-4) تعریف نمود.

$$y(t) \triangleq [z^T(t) \quad \sqrt{p(t)}]^T \quad (75-4)$$

برای اینکه مشتق تابع لیاپانوف طبق رابطه (73-4) منفی باشد، بایستی عبارت $W(y)$ تعریف شده در رابطه (74-4) مثبت باشد، لذا رابطه (76-4) با توجه به این شرط، بایستی برقرار باشد.

$$\|y\| \leq \rho^{-1} (2\sqrt{\lambda_3 k_s}) \quad (76-4)$$

در نتیجه با برقراری رابطه (76-4) مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین شده و با استفاده از تئوری پایداری لیاپانوف، می‌توان پایداری لیاپانوفی سیستم را نتیجه گرفت؛ لذا تابع لیاپانوف تعریف شده از بالا کراندار بوده و طبق رابطه (57-4) می‌توان نتیجه گرفت که e_1 ، e_2 و r محدود هستند. با محدود شدن پارامترهای فوق می‌توان طبق روابط (1-4)، (2-4) و (3-4) نتیجه گرفت که $\dot{e}_1$ و $\dot{e}_2$ محدود است و با توجه به آن و با فرض محدود بودن مشتقات اول و دوم مسیر مطلوب می‌توان محدود بودن $\dot{Z}$ و $\ddot{Z}$ را نتیجه گرفت. با توجه به کراندار بودن پارامترهای فوق، از رابطه (5-4)، (9-4) و (10-4) می‌توان استنتاج کرد که $\dot{\mu}$ ، $\ddot{\mu}$ و u_{ij} نیز محدود هستند. با فرض محدود بودن $\dot{D}$ ، از رابطه (8-4) می‌توان محدود بودن $\dot{r}$ را نتیجه گرفت. در نتیجه با مشتق گرفتن از رابطه (74-4)، می‌توان محدود بودن $\dot{V}$ را نتیجه گرفت و لذا با توجه به لم باربالات^۱ می‌توان گفت که وقتی زمان به سمت بی‌نهایت میل می‌کند $\dot{V}$ به سمت صفر میل خواهد نمود؛ لذا می‌توان طبق رابطه (72-4) و با شرط (74-4) استنتاج کرد که $\|z\|$ به صفر میل کرده و با توجه به رابطه (68-4) می‌توان پایداری مجانبی خطای سیستم را نتیجه گرفت. در نتیجه با توجه به استدلالی که ارائه شد، می‌توان گفت با اعمال کنترلر پیشنهادی (5-4) با لحاظ رابطه (9-4) به سیستم مورد مطالعه، پایداری مجانبی سیستم برقرار می‌باشد.

^۱ Lemma Brablat

۴-۴ تحلیل پایداری بر اساس قانون کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت

خطا (مرتبه یک)

برای بررسی پایداری سیستم و استخراج قانون کنترلی مدنظر، تابع لیپانوف به صورت رابطه (۷۷-۴) پیشنهاد می شود [۴۶].

$$V(y, t) \triangleq \frac{1}{2} e_1^T e_1 + \frac{1}{2} r^T r + p \quad (۷۷-۴)$$

دو عبارت اول در رابطه (۷۷-۴) مثبت هستند و برای اینکه تابع لیپانوف مثبت باشد، جمله آخر یعنی p عبارتی مثبت تعریف خواهد شد؛ لذا با این شرط اخیر تابع لیپانوف تعریف شده طبق رابطه (۷۷-۴)، مثبت معین خواهد بود. عبارت p به صورت رابطه (۷۸-۴) بیان می شود.

$$p(t) \triangleq \beta \|e_1(0)\| - e_1(0)^T N_d(0) - \int_0^t L(\tau) d\tau \quad (۷۸-۴)$$

که در رابطه (۷۸-۴)، L مطابق با رابطه (۷۹-۴) تعریف می شود.

$$L(t) \triangleq r^T (N_d(t) - \beta \operatorname{sgn}(e_1)) \quad (۷۹-۴)$$

با توجه به انتخاب β طبق رابطه (۸۰-۴) مطابق با استدلالی که در پیوست ارائه شده است می توان مثبت بودن p را نتیجه گرفت.

$$\beta > \xi_{N_d} + \frac{1}{\alpha_2} \xi_{N_{d2}} \quad (۸۰-۴)$$

برای پایدار بودن سیستم، بایستی رابطه (۸۱-۴) برقرار باشد.

$$\dot{V} < 0 \quad (۸۱-۴)$$

به عبارت دیگر، $\dot{V}$ باید منفی معین باشد؛ لذا با مشتق گرفتن از تابع لیپانوف (۷۷-۴)، رابطه (۸۲-۴) به دست می آید.

$$\dot{V} = r^T \dot{r} + e_1^T \dot{e}_1 + \dot{p} \quad (۸۲-۴)$$

در رابطه (۸۲-۴) $\dot{p}$ با مشتق گرفتن از رابطه (۷۸-۴) به دست می آید که در رابطه (۸۳-۴) بیان شده است.

$$\dot{p}(t) = -L(t) = -r^T (N_d(t) - \beta \operatorname{sgn}(e_1)) \quad (۸۳-۴)$$

با جایگذاری روابط (۲۷-۴)، (۲۸-۴)، (۳۶-۴) و (۸۳-۴) در معادله (۸۲-۴) و ساده‌سازی، معادله (۸۴-۴) به دست می‌آید.

$$\dot{V} = r^T \tilde{N}(t) - (K_s + 1)\|r\|^2 - \alpha_1 \|e_1\|^2 \quad (۸۴-۴)$$

در رابطه (۸۴-۴)، اگر عبارت مثبت $\|e_1\|^2$ اضافه شود، آنگاه معادله (۸۴-۴) به نامعادله (۸۵-۴) تبدیل می‌شود.

$$\dot{V} \leq r^T \tilde{N}(t) - (K_s + 1)\|r\|^2 - \alpha_1 \|e_1\|^2 + \|e_1\|^2 \quad (۸۵-۴)$$

با ساده‌سازی و مرتب نمودن رابطه (۸۵-۴) و تعریف پارامترهایی مطابق با روابط (۸۶-۴) و (۸۷-۴) می‌توان نامعادله (۸۸-۴) را نتیجه گرفت.

$$\lambda_3 \triangleq \min\{\alpha_1 - 1, 1\} \quad (۸۶-۴)$$

$$z = [e_1^T \quad r^T]^T \quad (۸۷-۴)$$

$$\dot{V} \leq \|\tilde{N}(t)\| \|r\| - K_s \|r\|^2 - \lambda_3 \|z\|^2 \quad (۸۸-۴)$$

برای برقرای رابطه (۸۸-۴) پارامتر کنترلی α_1 باید طوری انتخاب شود که شرط (۸۹-۴) برقرار باشد.

$$\alpha_1 > 1 \quad (۸۹-۴)$$

با توجه به رابطه (۳۷-۴) و با فرض کراندار بودن $\tilde{N}(t)$ می‌توان رابطه (۹۰-۴) را نوشت.

$$\|\tilde{N}(t)\| \leq \rho(\|z\|)\|z\| \quad (۹۰-۴)$$

در رابطه (۹۰-۴)، $\rho(\|z\|)$ یک تابع غیر کاهشی معکوس‌پذیر مثبت است. با در نظر گرفتن رابطه (۹۰-۴) می‌توان نامعادله (۸۸-۴) را به صورت رابطه (۹۱-۴) استنتاج نمود.

$$\dot{V} \leq -(K_s \|r\|^2 - \rho(\|z\|)\|r\|\|z\|) - \lambda_3 \|z\|^2 \quad (۹۱-۴)$$

با اضافه و کم نمودن جمله $\frac{(\rho\|z\|)^2}{4K_s}$ به طرف راست نامعادله (۹۱-۴) و تشکیل اتحاد مربع سه جمله‌ای و سپس حذف آن به عنوان یک جمله منفی (با توجه به علامت منفی پشت اتحاد مربع)، همچنان نامعادله فوق برقرار بوده و می‌توان آن را به صورت رابطه (۹۲-۴) نوشت.

$$\dot{V} \leq -(\lambda_3 - \frac{\rho^2}{4K_s})\|z\|^2 \quad (۹۲-۴)$$

رابطه (۹۲-۴) را می‌توان به صورت رابطه (۹۳-۴) بازنویسی کرد.

$$\dot{V} \leq -W(y) \quad (۹۳-۴)$$

در رابطه (۹۳-۴)، $W(y)$ با توجه به نامعادله (۹۲-۴) طبق رابطه (۹۴-۴) تعریف می‌شود.

$$W(y) = (\lambda_3 - \frac{\rho^2}{4K_s}) \|z\|^2 \quad (94-4)$$

در رابطه (۹۳-۴)، با توجه به رابطه (۷۷-۴) می‌توان y را به‌عنوان بردار حالت‌های تعریف شده در تابع لیاپانوف به‌صورت رابطه (۹۵-۴) تعریف نمود.

$$y(t) \triangleq [z^T(t) \quad \sqrt{p(t)}]^T \quad (95-4)$$

برای اینکه مشتق تابع لیاپانوف طبق رابطه (۹۳-۴) منفی باشد، بایستی عبارت $W(y)$ تعریف شده در رابطه (۹۴-۴) مثبت باشد، لذا رابطه (۹۶-۴) با توجه به این شرط، بایستی برقرار باشد.

$$\|y\| \leq \rho^{-1} (2\sqrt{\lambda_3 k_s}) \quad (96-4)$$

درنتیجه با برقراری رابطه (۹۶-۴) مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین شده و با استفاده از تئوری پایداری لیاپانوف، می‌توان پایداری لیاپانوفی سیستم را نتیجه گرفت؛ لذا تابع لیاپانوف تعریف شده از بالا کراندار بوده و طبق رابطه (۷۷-۴) می‌توان نتیجه گرفت که e_1 و r محدود هستند. با محدود شدن پارامترهای فوق می‌توان طبق رابطه (۲۸-۴) نتیجه گرفت که $\dot{e}_1$ محدود است و با توجه به آن و با فرض محدود بودن مشتق اول مسیر مطلوب می‌توان محدود بودن $\dot{A}_{ir}$ را نتیجه گرفت. با توجه به کراندار بودن پارامترهای فوق، از رابطه (۳۰-۴)، (۳۴-۴) و (۳۵-۴) می‌توان استنتاج کرد که μ ، $\dot{\mu}$ و u نیز محدود هستند. با فرض محدود بودن $\dot{D}$ ، از رابطه (۷-۴) می‌توان محدود بودن $\dot{r}$ را نتیجه گرفت. درنتیجه با مشتق گرفتن از رابطه (۹۴-۴)، می‌توان محدود بودن $\dot{V}$ را نتیجه گرفت و لذا با توجه به لم باربالات^۱ می‌توان گفت که وقتی زمان به سمت بی‌نهایت میل می‌کند $\dot{V}$ به سمت صفر میل خواهد نمود؛ لذا می‌توان طبق رابطه (۹۲-۴) و با شرط (۹۴-۴) استنتاج کرد که $\|z\|$ به صفر میل کرده و با توجه به رابطه (۸۷-۴) می‌توان پایداری مجانبی خطای سیستم را نتیجه گرفت. درنتیجه با توجه به استدلالی که ارائه شد، می‌توان گفت با اعمال کنترلر پیشنهادی (۳۰-۴) با لحاظ رابطه (۳۴-۴) به سیستم مورد مطالعه، پایداری مجانبی سیستم برقرار می‌باشد.

^۱ Lemma Brablat

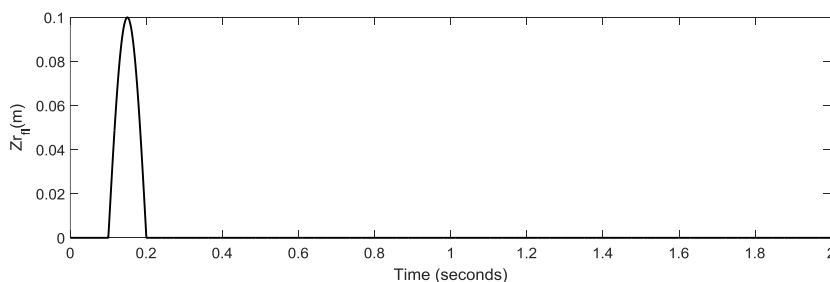
۴-۵ شبیه‌سازی قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای

سیستم تعلیق

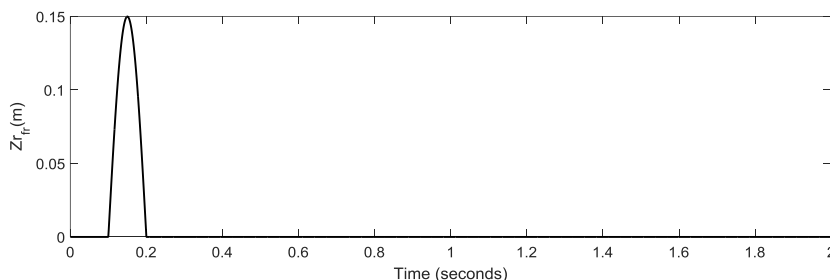
در این قسمت، شبیه‌سازی قانون کنترل مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم تعلیق انجام می‌شود. برای شبیه‌سازی سیستم باید در نظر داشت که پارامترهای کنترلی که در قانون کنترل بیان شده است، طوری انتخاب شوند که تمامی شرایطی که در تحلیل پایداری ارائه شد، ارضا شود؛ لذا مقادیر عددی پارامترهای کنترل در روش انتگرال مقاوم علامت خطا برای این شبیه‌سازی به صورت رابطه (۴-۹۷) انتخاب می‌شود.

$$k_s = 200, \quad \beta = 300, \quad \alpha_1 = 25, \quad \alpha_2 = 10 \quad (۴-۹۷)$$

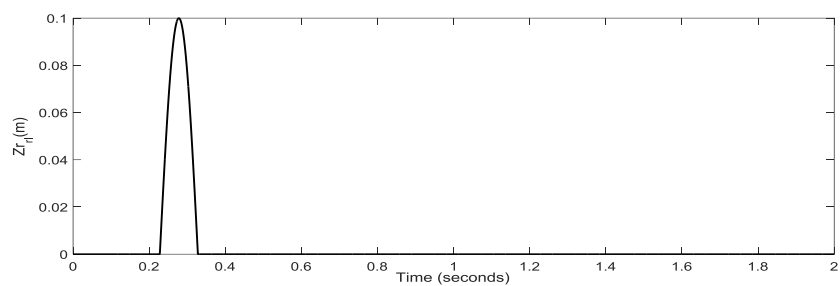
مدت اجرای این شبیه‌سازی چهار ثانیه است و شرایط اولیه برای متغیرهای حالت سیستم صفر می‌باشد. شکل ۴-۱ تا شکل ۴-۴ ورودی اغتشاشات از طرف جاده را نمایش می‌دهد.



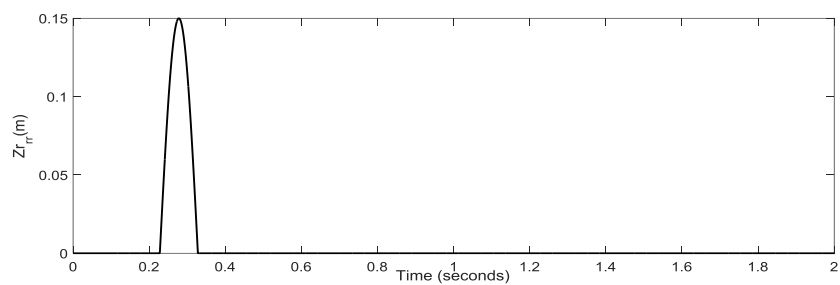
شکل ۴-۱: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت چپ



شکل ۴-۲: نیروی جاده برای چرخ جلو سمت راست

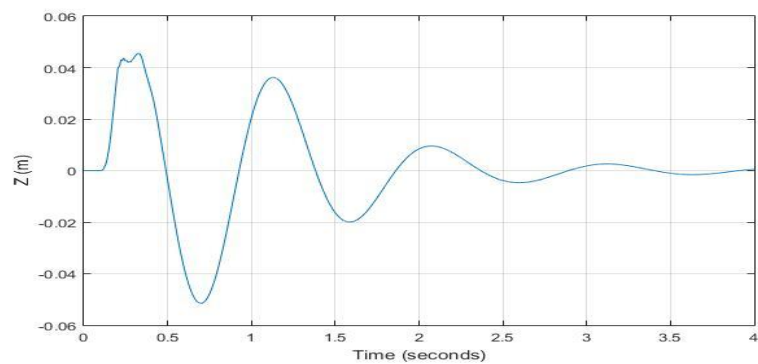


شکل ۴-۳: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت چپ

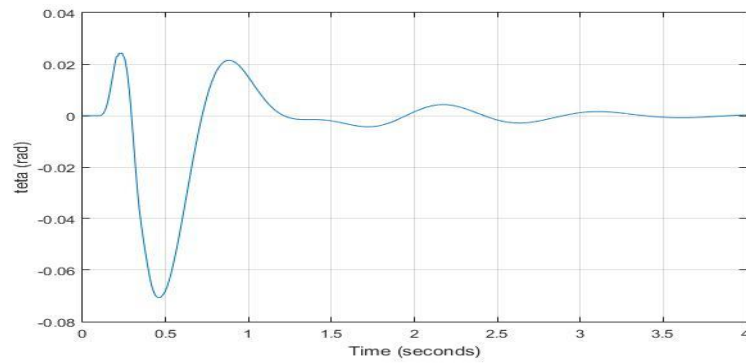


شکل ۴-۴: نیروی جاده برای چرخ عقب سمت راست

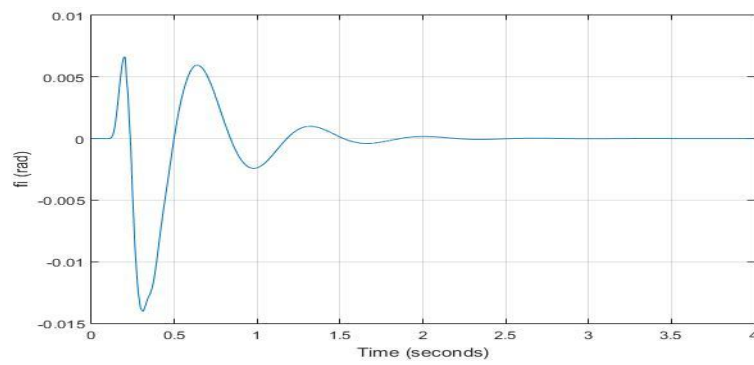
شکل ۴-۵ تا شکل ۴-۷ جابه‌جایی و چرخش را برای جرم معلق نشان می‌دهد.



شکل ۴-۵: جابه‌جایی عمودی جرم معلق

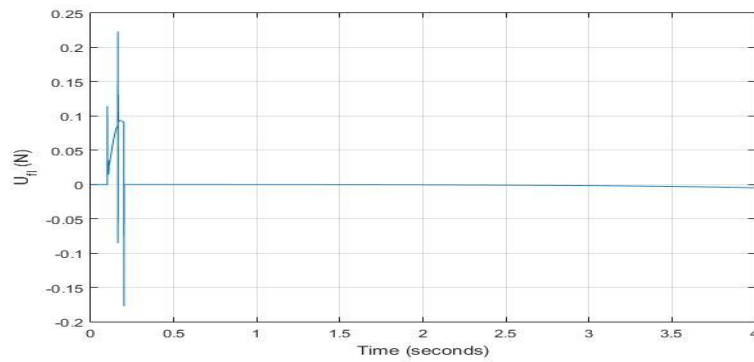


شکل ۴-۶: چرخش حول محور عرضی θ (پیچش)

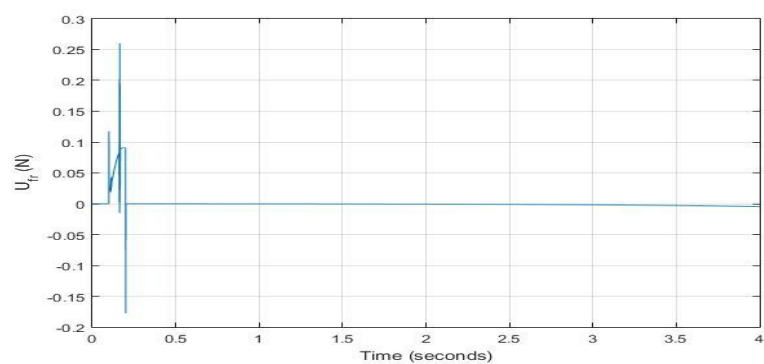


شکل ۴-۷: چرخش حول محور طولی ϕ (غلتش)

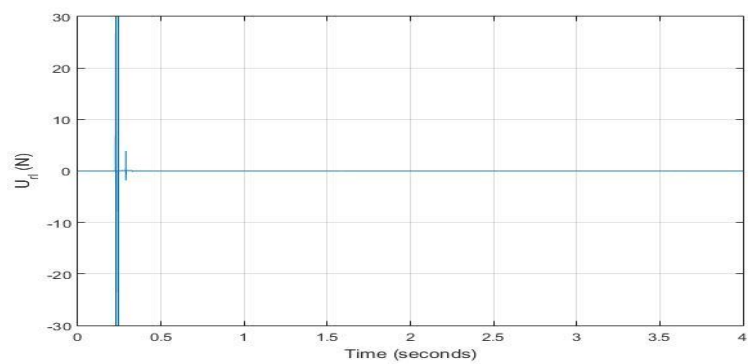
شکل ۴-۸ تا شکل ۴-۱۱ نیروهای عملگر را برای ورودی‌های کنترلی سیستم تعلیق نشان می‌دهد.



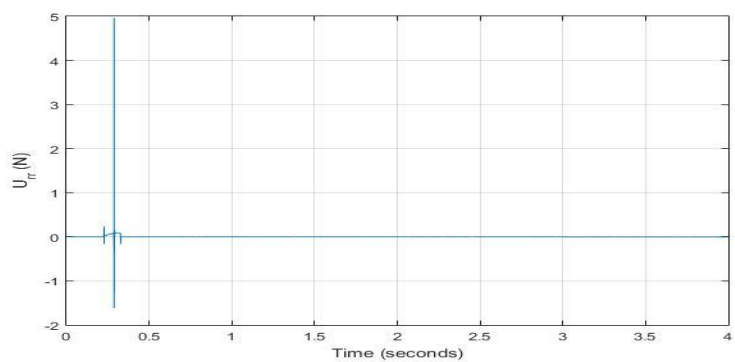
شکل ۴-۸: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت چپ



شکل ۹-۴: نیروی عملگر برای چرخ جلو سمت راست



شکل ۱۰-۴: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت چپ



شکل ۱۱-۴: نیروی عملگر برای چرخ عقب سمت راست

همان‌طوری که از شکل ۱-۴ تا شکل ۱۱-۴ مشاهده می‌شود، قانون کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا توانسته است با استفاده از یک ساختار پیوسته در عبارت کنترل، عملکرد سیستم تعلیق را نسبت به حالتی که از قانون کنترل مود لغزشی استفاده شده بهبود ببخشد. خطای ردیابی با تلاش کنترلی قابل قبول توسط روش انتگرال مقاوم علامت خطا برای متغیرهای حالت سیستم تعلیق کاهش یافته است؛ با انتخاب قانون کنترلی مذکور پایداری سیستم به دست آمده است. نکته قابل توجه این است که در حالت ماندگار با کاهش تلاش کنترلی خطای ردیابی نیز کاهش یافته است. به عبارت دیگر، یک مشکل مهم در استفاده از قانون کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا این است که در ابتدای مسیر با وجود تلاش کنترلی بالا خطای ردیابی نیز زیاد است که برای یک سیستم نمی‌تواند مناسب باشد. به هر حال روش انتگرال مقاوم علامت خطا را می‌توان یک روش مناسب برای رسیدن به پایداری مجانبی در حضور عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات برای سیستم‌های مراتب بالای چند ورودی و چند خروجی در حالت ماندگار دانست.

در فصل بعد مقایسه روش های کنترلی به کار گرفته شده برای سیستم تعلیق مدل کامل خودرویی و نتیجه گیری و پیشنهاد برای کارهای آینده ارائه می‌شود.

فصل پنجم

نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۵-۱ مقایسه عملکرد قوانین کنترل استفاده شده برای سیستم تعلیق

در این بخش با استفاده از شبیه‌سازهایی که در فصل‌های قبلی انجام شد به مقایسه روش‌های کنترلی به کار گرفته شده برای سیستم تعلیق پرداخته می‌شود. در مقایسه روش‌ها باید عدم قطعیت سیستم را در نظر داشت.

روش مود لغزشی برای سیستم‌هایی که دارای عدم قطعیت هستند مناسب می‌باشند اما همان‌طور که در فصل سوم اشاره شد، رسیدن به پایداری مجانبی برای سیستم با استفاده از روش مود لغزشی با تلاش کنترل زیاد صورت می‌پذیرد که برای سیستم مناسب نمی‌باشد. روش‌های مختلفی برای کاهش این پدیده یعنی لرزش در سیگنال ورودی، معرفی شده است اما این کاهش با افزایش خطا همراه است. روش کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا یک روش کنترل غیرخطی مقاوم محسوب می‌شود که با استفاده از یک ساختار پیوسته در عبارت قانون کنترل، پایداری مجانبی برای سیستم را در حضور عدم قطعیت در مدل به دست می‌آورد. با مقایسه کردن مقادیر خطای ردیابی به روش‌های کنترلی متفاوت می‌توان دید، هنگامی که عدم قطعیت در مدل وجود دارد، روش‌های کنترل مقاوم برای کنترل سیستم مناسب می‌باشد اما در بین روش‌های مقاوم، روشی مناسب‌تر است که با تلاش کنترلی کمتر، خطای ردیابی را کاهش دهد. روش انتگرال مقاوم علامت خطا، خطای ردیابی را با تلاش کنترلی کمتری نسبت به روش مود لغزشی کاهش می‌دهد و باعث افزایش عملکرد سیستم تعلیق می‌شود.

۵-۲ نتیجه‌گیری

در این پایان‌نامه، یک قانون کنترلی جدید به نام انتگرال مقاوم علامت خطا برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو کامل ارائه شد. در طراحی کنترلرهای مبتنی بر مدل، شناخت دقیق از مدل دینامیکی سیستم حائز اهمیت بوده که این امر در عمل به واسطه حضور اغتشاشات و عدم قطعیت‌های موجود در سیستم دشوار می‌باشد. یکی از راه‌های مرسوم مقابله با عدم قطعیت‌های مدل، استفاده از کنترلر مود لغزشی می‌باشد که در این تحقیق از این روش نیز استفاده شد و برای سیستم مورد مطالعه قانون کنترل مربوطه و اثبات پایداری آن انجام شد. علی‌رغم مزایای این کنترلر که شامل سادگی در طراحی نیز می‌باشد یکی از معایب آن وجود پدیده چترینگ می‌باشد. لذا در این مقاله برای حل این مشکل از روش کنترلی بر مبنای انتگرال مقاوم علامت خطا استفاده شد. برای استخراج قانون کنترلی مناسب و به دست آوردن شرایط مناسب برای پایداری سیستم، تابعی مثبت معین به عنوان تابع لیپانوف ارائه شد. جهت بررسی عملکرد کنترلر پیشنهادی

مبتنی بر انتگرال مقاوم خطا، شبیه‌سازی سیستم انجام شد. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که کنترل انتگرال علامت خطا عملکرد ردیابی و تلاش کنترلر را که دو هدف اصلی، برای ردیابی مسیر هستند، با وجود اغتشاشات و عدم قطعیت در مدل در حالت ماندگار بهبود بخشیده است. مشکل مهمی که در استفاده از قانون کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا مشاهده شد، این است که در ابتدای مسیر با اینکه تلاش کنترل زیاد است، خطا ردیابی زیاد می‌باشد.

۵-۳ پیشنهادها

برای عملکرد بهتر روش انتگرال مقاوم علامت خطا در ابتدای مسیر می‌توان از الگوریتم‌های بهینه‌سازی برای انتخاب بهره‌های کنترلی در قانون کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا استفاده کرد. همچنین برای کاهش تلاش کنترلی در ابتدای مسیر نیز می‌توان از توابع اشباع یا تانژانت به جای تابع علامت استفاده کرد. و می‌شود عنوان کرد که یک اعتبارسنجی تجربی از مطالعه حاضر و بررسی محدودیت‌های کنترل‌کننده سیستم می‌تواند به عنوان زمینه‌های تحقیقاتی آینده دیده شود.

۶ پیوست

اثبات مثبت بودن عبارت $p(t)$:

با جایگذاری رابطه (۳-۴) در معادله (۵۹-۴) و انتگرال گیری از آن، رابطه (۱-۶) به دست می آید.

(۱-۶)

$$\int_0^t L(\tau) d\tau = \int_0^t \alpha_1 e_1(\tau) \times \left(N_d(\tau) - \beta \text{sign}(e_1(\tau)) \right) d\tau + \int_0^t \frac{d(e_1(\tau))}{d\tau} N_d(\tau) d\tau \\ - \int_0^t \beta \frac{d(e_1(\tau))}{d\tau} \text{sign}(e_1(\tau)) d\tau$$

بعد از ساده سازی طرف راست معادله (۱-۶)، معادله (۲-۶) به دست می آید.

(۲-۶)

$$\int_0^t L(\tau) d\tau = \int_0^t \alpha_1 e_1(\tau) \times \left(N_d(\tau) - \frac{1}{\alpha_1} \frac{dN_d(\tau)}{d\tau} \beta \text{sign}(e_1(\tau)) \right) d\tau + e_1(t) N_d(t) \\ - e_1(0) N_d(0) - \beta |e_1(t)| + \beta |e_1(0)|$$

با نوشتن کران بالای طرف راست معادله (۲-۶)، نامعادله (۳-۶) به دست می آید.

(۳-۶)

$$\int_0^t L(\tau) d\tau \leq \int_0^t \alpha_1 |e_1(\tau)| \times \left(|N_d(\tau)| - \frac{1}{\alpha_1} \left| \frac{dN_d(\tau)}{d\tau} \right| - \beta \right) d\tau + |e_1(t)| (|N_d(t) - \beta|) \\ + \beta |e_1(0)| - e_1(0) N_d(0)$$

از رابطه (۳-۶)، می توان استنتاج کرد که اگر β طبق رابطه (۶۰-۴) انتخاب شود، رابطه (۴-۶) برقرار خواهد بود.

$$\int_0^t L(\tau) d\tau \leq \beta |e_1(0)| - e_1(0) N_d(0) \quad (۴-۶)$$

برقراری رابطه (۴-۶) به طور مستقیم، مثبت بودن $p(t)$ را طبق رابطه (۵۸-۴) نشان می دهد.

۷ مراجع

- [1] A. Chamseddine, T. Raharijaona, and H. Noura, (2006), "Sliding mode control applied to active suspension using nonlinear full vehicle and actuator dynamics," *In Proc. of 45th IEEE Conf. on Decision and Control*, pp. 3597-3602.
- [۲] کاظمی، ر.، جعفری، ع. ا.، و موحد، س. م. م. ا.، "اصول طراحی سیستم‌های تعلیق و فرمان خودرو"، انتشارات نخل دانش، تهران، ۱۳۸۹.
- [3] L. Khan, S. Qamar, and M. U. Khan, (2014), "Comparative Analysis of Adaptive NeuroFuzzy Control Techniques for Full Car Active Suspension System," *Arabian Journal for Science and Engineering* vol. 39, pp. 2045-2069.
- [۴] کروز، و.، آنجلین، د.، "مکانیک جامع اتومبیل ۲" ترجمه محمدرضا افضل، انتشارات فنی ایران، تهران، ۱۳۸۹.
- [5] W. H. Crouse and D. L. Anglin, (1993), *Automotive Mechanics*.
- [6] H. Heisler, *Advanced Vehicle Technology*.
- [7] H. Heisler, (1999), *Vehicle And Engine technology*: Arnold (Hodder Heading Group).
- [8] S. Mirzaei, M. Saghaein-nejad, V. Tahani, and M. Moallem, (2001), "Design and Construction of an Electromagnetic suspension system for vehicles," *Esteghlal*, vol. 20, pp. 1-16 (In Persian).
- [9] A. Abdollahi. (2010). *Category suspension systems*. Available: <http://www.saeiran.ir/441203-%D8%B4%D8%A7%D8%B3%DB%8C-%D8%AE%D9%88%D8%AF%D8%B1%D9%88/3>
- [10] S.H. Sadati, M. Aliyari Shooredeli, and A. Davari Edalat Panah (2008), "Designing a Neuro-Fuzzy Controller for a Vehicle Suspension System, Using Feedback Error Learning," *Journal of Mechanical and Aerospace*, vol. 4, No. 3, pp. 45-57 (In Persian).
- [11] M. Montazeri, S. Hashemi Zenouzi, (2011), " Effect of Energy Regeneration of Active Suspension System on Fuel Consumption and Emissions of Hybrid Electric Vehicle," *Journal of Modares Mechanical Engineering*, vol. 11, No. 1, pp. 61-75 (In Persian).
- [12] H. Hajkarami, H. Samandari, and S. Ziaei-Rad, (2009), "Analysis of chaotic vibration of a nonlinear seven degrees-offreedom full vehicle model," *3rd International Conference on Integrity*, pp. 65-86.
- [13] H. Saboni, (1996), "Design Active suspension system for vehicles," M. Sc. Thesis Department of Mechanical, Isfahan University of Technology (In Persian).

- [14] B. Karimi, (1997), "Optimal Design Passive Suspension Systems," M. Sc. Thesis Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology (In Persian).
- [15] E. Esmailzadeh, (1979), "Servovalve-Controlled Pneumatic Suspensions," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 21, pp. 7-18.
- [16] R. S. Sharp and S. A. Hassan, (1986), "The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems," *Proc. Instn. Mech. Eng.*, vol. 200, pp. 219-228.
- [17] R. S. Sharp and D. A. Crolla, (1987), "Road vehicle suspension system design a review," *Vehicle System Dynamics*, pp. 167-192.
- [18] H. Yamaguchi, S. I. Doi, N. Iwama, and Y. Hayashi, (1993), "Experimental Study of System Optimization for Suspension of Vehicle Vibration," *Vehicle System Dynamics*, pp. 299-308.
- [19] M. Kanamori and Y. Ishihara, (1989), "Finite element analysis of an electromagnetic damper taking into account the reaction of the magnetic field," *JSME International Journal*, vol. 32, pp. 36-43.
- [20] M. Kanamori and Y. Ishihara, (1993), "Shape Optimization of Magnetic Pole on Electromagnetic Damper," *JSME International Journal*, vol. 36, pp. 141-147.
- [21] B. L. Zhang, G. Y. Tang, and F. L. Cao, (2009), "Optimal Sliding Mode Control for Active Suspension Systems," *Proc. of the 2009 IEEE Int. Conf. on Networking, Sensing and Control*, pp. 351-356.
- [22] H. Song, W. Qiu, and E. Wang, (2009), "The Sliding Model-Following Control for Semi-Active MR Vehicle Suspension," *Int. Conf. on Networking, Sensing and Control*, pp. 351-354.
- [23] R. Chuanbo, L. Wang, Z. Cuicui, and L. Liu, (2010), "Variable Structure Model Following Control for Dual- Input Active Suspension," *2nd Int. Conf. on Information Eng. and Computer Sci*, pp. 1-6.
- [24] E. Ch'avez-Conde, F. Beltr'an-Carbajal, A. Blanco-Ortega, and H. M'endez-Az'ua, (2009), "Sliding Mode and Generalized PI Control of Vehicle Active Suspensions," *18th IEEE Int. Conf. on Control Appl.*, pp. 1726-1731.
- [25] A. Aji, W. Wahyudi, R. Akmeliawati, and F. J. Darsivan, (2010), "Natural Logarithm Sliding Mode Control (ln-SMC) Using EMRAN for Active Engine Mounting System," *11th Int. Conf. Control, Automation, Robotics and Vision*, pp. 1365-1369.
- [26] B. Assadsangabi, M. Eghtesad, D. F., and N. Vahdati, (2009), "Hybrid Sliding Mode Control of Semi-Active Suspension Systems," *Smart Materials and Struct*, vol. 18, pp. 1-10.

- [27] S.A. Zahiripour, A. Jalali, (2013), " Improving Hybrid Model Reference Sliding Mode Control of a Car Active Suspension System Using Optimum Turn of Sliding Surfaces and Fuzzy Logic," *Quarterly aerospace*, vol. 9, No. 2, pp. 79-87 (In Persian).
- [28] E. Alvarez-Sánchez, (2013), "A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control," *Procedia Technology*, pp. 208-214.
- [29] H. Du, W. Li, and N. Zhang, (2012), "Integrated seat and suspension control for a quarter car with driver model," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on* 61, pp. 3893-3908.
- [30] D. Martinus, B. Soenarko, and Y. Y. Nazaruiddin, (1996), "Optimal control design with preview for semi-active suspension on a half-vehicle model," *In Decision and Control, Proceedings of the 35th IEEE Conference on*, vol. 3, pp. 2798-2803.
- [31] J. G. Chen, (2014), "A Decoupling Algorithm for Full Vehicle Active Suspension Rolling Control," *In Applied Mechanics and Materials*, vol. 456, pp. 10-13.
- [32] R. Wang, H. Jing, H. R. Karimi, and N. Chen, (2015), "Robust fault-tolerant H_∞ control of active suspension systems with finite-frequency constraint," *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 341-355.
- [33] J. J. E. Slotine and W. Li, (1991), *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, Boston, USA.
- [34] P. R. Ouyang, J. Acob, and V. Pano, (2014), "PD With Sliding Mode Control for Trajectory Tracking of Robot," *Robotics and Computer Integrated Manufacturing* vol. 30, pp. 189–200.
- [35] B. Xian, D. M. Dawson, M. S. d. Queiroz, and J. Chen, (2004), "A Continuous Asymptotic Tracking Control Strategy for Uncertain Nonlinear Systems," *IEEE Transactions on Automatic control*, vol. 49, pp. 1206-1211.
- [36] T. Dierks and S. Jagannathan, (2009), "Neural Network Control of Mobile Robot Formations Using RISE Feedback," *IEEE Transactions on Systems*, vol. 39, pp. 332-347.
- [37] M. Malekzadeh, A. Khosravi, P. Sarhadi, and R. Ghaderi, (2014), "Rise Feedback Controller Design of Single-link Robot with an Adaptive Neural Network Observer " *International Journal of Mechatronics, Electrical and Computer Technology*, vol. 4, pp. 126-137.
- [38] Y. Kawai, H. Kawai, and M. Fujita, (2013), "RISE Control for 2DOF Human Lower Limb with Antagonistic Bi-Articular Muscles," *IEEE Conference Publications*, pp. 109-114.
- [39] M. Yazdanzad, A. Khosravi, A. R. N., and P. Sarhadi, (2014), "Optimal Design of a RISE Feedback Controller for a 3-DOF Robot Manipulator Using Particle Swarm Optimization," *I.J. Information Technology and Computer Science*, vol. 8, pp. 25-31.

- [40] B. Hadi, A. Khosravi, A. Ranjbar N., and P. Sarhadi, (2014), "RISE Feedback Control Design for RLED Robot Manipulator Using Bees Algorithm " *Journal of Advances in Computer Research*, vol. 5, pp. 53-65.
- [41] E. A. Alenezi, (2014), "Active Suspension Control based on a Full-Vehicle Model," *IOSR Journal of Electrical and Electronics Engineering*, vol. 9, pp. 06-18.
- [42] A. Chamseddine, H. Noura, and M. Ouladsine, (2006), "Sensor Fault Detection, Identification and Fault Tolerant Control Application to Active Suspension," *American Control Conference IEEE*, pp. 6-pp.
- [43] A. Aldair and W. J. Wang, (2010), "Adaptive Neuro Fuzzy Inference Controller for Full Vehicle Nonlinear Active Suspension Systems," *Energy, Power and Control (EPC-IQ), 2010 1st International Conference on*. IEEE, pp. 97-106.
- [44] H. K. Khalil, (2002), *Nonlinear Systems*. Upper Saddle River: NJ: Prentice-Hall.
- [45] G. K. SINGH and K. E. HOLE, (2004), "Guaranteed performance in reaching mode of sliding mode controlled systems," *Printed in India*, vol. 29, pp. 129–141.
- [46] A. Alleyne and J. K. Hedrick, (1995), "Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions," *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY*, vol. 3, pp. 94-101.
- [47] J. Yao and D. Ma, (2014), "RISE-Based Precision Motion Control of DC Motors With Continuous Friction Compensation," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 61, pp. 7067-7075.
- [48] N. Fischer, D. Hughes, P. Walters, E. M. Schwartz, and W. E. Dixon, (2014), "Nonlinear RISE-Based Control of an Autonomous Underwater Vehicle," *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 30, pp. 845-852.
- [49] C. Makkar, (2006), "Nonlinear Modeling Identification and Compensation for Frictional Disturbances," Master thesis, University of Florida.

Abstract

In this thesis, robust integral of the sign of the error method (RISE) is proposed to path tracking control for Active Suspension System of Full Vehicle. In designing controllers based on the model, a detailed understanding of the dynamic model is important that in application this disturbances and uncertainties in the system are difficult. One of the common methods to cope with model uncertainties is using the sliding mode control that despite advantages including simplicity in the design of the controller, there is disadvantages in result due to the chattering phenomenon. Therefore, in this thesis to solve this problem and to improve the steady-state error, a new control method based on robust integral of the sign of the error (RISE) is used. In the proposed controller for compensation uncertainties in the system, a dynamics term is defined and it derived for using in controller. This term will estimate the system uncertainties and it caused that the error is converged to zero. To derive the appropriate control law to stabilize the closed-loop system, suitable Lyapunov function is proposed and the necessary analysis system stability is done. In continue, the necessary analysis was carried out according to the asymptotic stability control system according to the proposed law has been proven. By applying different controllers such as proposed controller, simulation is performed and the results show that at the end of the path, the proposed approach is less control effort than other methods, and while there is less control effort, the steady-state tracking error is reduced in the proposed method.

Keywords

Robustness control, sliding mode control, robust integral of the sign of the error, Active Suspension, Nonlinear Full Vehicle



University of Shahrood
Faculty of Mechanical Engineering

**Nonlinear modeling and Robust control for Active Suspension
System of Full Vehicle**

Hamed Khosravi

Supervisor:

Dr. Habib Ahmadi

February 2016