

رسالة محمد



دانشکده‌ی مهندسی مکانیک و مکاترونیک

رشته مکانیک گرایش طراحی کاربردی

پایان نامه کارشناسی ارشد

طراحی الگوریتم کنترل طولی خودروی دارای نامعینی برای سامانه‌ی کروزکنترل تطبیقی

نگارنده: امیر تذکاری

استاد راهنما:

دکتر حبیب احمدی

شهریور ۱۳۹۵

شماره: ۲۹۵، ۱۹۶
تاریخ: ۴۵، ۷، ۱۳
ویرایش:

بسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

امضاء:

رئیس (یا معاون آموزشی و پژوهشی) دانشکده:

فرم شماره ۷: 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 امیر تذکاری به شماره دانشجویی ۹۳۰۴۸۸۴ رشته مکانیک گرایش طراحی کاربردی تحت عنوان طراحی الگوریتم کنترل طولی خودروی دارای نامعینی برای سامانه کروز کنترل تطبیقی که در تاریخ ۹۵/۶/۱۵ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

| | | |
|--------------------------------|------------------------------------|--|
| <input type="checkbox"/> مردود | <input type="checkbox"/> دفاع مجدد | <input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه: بسیار خوب - امتیاز: ۱۸,۳۷) |
| | | نوع تحقیق: <input checked="" type="checkbox"/> نظری <input type="checkbox"/> عملی |

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

| امضاء | مرتبه علمی | نام و نام خانوادگی | عضو هیأت داوران |
|-------|------------|-------------------------|---------------------------------|
| | استادیار | دکتر حبیب احمدی | ۱- استاد راهنمای اول |
| _____ | _____ | _____ | ۲- استاد راهنمای دوم |
| _____ | _____ | _____ | ۳- استاد مشاور |
| | استادیار | دکتر مجتبی واردی کولابی | ۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی |
| | دانشیار | دکتر علیرضا الفی | ۵- استاد ممتحن اول |
| | استادیار | دکتر مهدی بامداد | ۶- استاد ممتحن دوم |

رئیس دانشکده:



تقدیم

تقدیم به روح پاک پدر بزرگم که وفاداری و جوانمردی را به من آموخت.

تشکر و قدردانی

الهی! گفתי کریمم، امید بدان تمام است. تا کرم تو در میان است، ناامیدی حرام است.

سپاس خدای را که سخنوران، در ستودن او بمانند و شمارندگان، شمردن نعمت های او ندانند و کوشندگان، حق او را گزاردن، نتوانند. اکنون که در سایه‌سار بنده نوازی‌های پروردگار متعال، پایان‌نامه‌ی حاضر به انجام رسیده است، بر خود لازم می‌دانم تا مراتب سپاس را از بزرگوارانی به جا آورم که اگر دست یاریگرشان نبود، هرگز این پایان‌نامه به انجام نمی‌رسید.

نخست سپاس‌گذارم از مقدس‌ترین واژه‌ها در لغت‌نامه‌ی دلم، پدر و مادر مهربانم که زندگیم را مدیون عشق آن‌ها می‌دانم، دو فرشته‌ای که تمام لحظات زندگیشان را تقدیم نمودند و در سختی‌ها و دشواری‌های زندگی همواره یآوری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم و مطمئن برایم بوده‌اند.

سپس از استاد ارجمندم جناب آقای دکتر احمدی، اول به خاطر اخلاق نیک و رفتار متواضعانه ایشان و دوم به سبب راهنمایی‌های امیددهنده و ارزشمندشان در کلیه‌ی مراحل انجام پایان‌نامه، تشکر و قدردانی می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب امیر تذکاری دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش طراحی کاربردی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه طراحی الگوریتم کنترل طولی خودروی دارای نامعینی برای سامانه‌ی کروز کنترل تطبیقی راهنمایی دکتر حبیب احمدی تعهد می‌شوم.

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

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

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

چکیده

به کارگیری سیستم‌های کمک‌راننده در خودروها به منظور کاهش حجم کارهای راننده و به تبع آن کاهش خستگی راننده در حال گسترش روز افزون است. از جمله‌ی این سیستم‌ها، سیستم کروز کنترل تطبیقی، با قابلیت کنترل خودکار دینامیک طولی خودرو از جایگاه ویژه‌ای برخوردار است. با این خودکارسازی، نقش راننده از اپراتوری به ناظر تغییر پیدا می‌کند. لازم به ذکر است که کروز کنترل تطبیقی، به شدت می‌تواند بر جریان ترافیکی، کاهش مصرف سوخت خودرو و افزایش ایمنی تاثیرگذار باشد و نسبت به راننده‌ی انسانی عملکرد بهتری داشته باشد. در این مطالعه، یک خودروی سواری که در بزرگراه و ترافیک شهری در حرکت است، مورد بررسی قرار می‌گیرد. معادلات کاملی از دینامیک طولی خودرو شامل نیروهای مقاوم وارد بر خودرو آورده خواهد شد و نامعینی‌های موجود در مدل بحث و بررسی خواهد شد، سپس برای کنترل سرعت خودرو در بزرگراه‌ها و کنترل فاصله‌ی خودرو در ترافیک شهری، قوانین کنترل طولی خودرو پیشنهاد می‌گردد. در این پایان‌نامه، از روش مد لغزشی که یک روش کنترل مقاوم برای کنترل سیستم‌های غیرخطی می‌باشد، برای طراحی کنترل‌کننده استفاده شده‌است. کنترل‌کننده شامل دو الگوریتم کنترل سرعت و کنترل فاصله است که نقش آن تولید نیروی مورد نیاز برای حرکت خودرو و غلبه بر اغتشاشات و نامعینی‌هاست، که با ردیابی این نیرو توسط خودرو، کنترل سرعت و فاصله انجام می‌شود. در انتها قوانین کنترل پیشنهادی به معادلات دینامیک خودرو اعمال شده و برای اطمینان از توانایی کنترل‌کننده و کارایی آن در شرایط مختلف، شبیه‌سازی انجام شده‌است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد، کنترل‌کننده‌ی طراحی شده، نسبت به عدم قطعیت‌های ساختاری و غیر ساختاری مقاوم بوده و به خوبی توانسته است سرعت دلخواه راننده و همچنین فاصله‌ی مطلوب با خودروی پیش رو را در شرایط مختلف بار همچون تغییرات نیروی مقاومت غلتشی، وزش شدید باد و تغییرات در وزن خودرو، با دقت مناسبی ردیابی نماید.

کلمات کلیدی: کنترل طولی خودرو، کروز کنترل تطبیقی، مد لغزشی، عدم قطعیت

فهرست مطالب

| | |
|----|--|
| ۱ | فصل اول: کلیات |
| ۲ | ۱-۱- مقدمه |
| ۴ | ۲-۱- ایمنی در خودروها |
| ۴ | ۱-۲-۱- سیستم‌های ایمنی غیر فعال |
| ۴ | ۲-۲-۱- سیستم‌های ایمنی فعال |
| ۴ | ۳-۲-۱- تاریخچه‌ی سیستم‌های ایمنی |
| ۵ | ۴-۲-۱- تاثیر کروزکنترل بر ایمنی خودرو |
| ۷ | ۳-۱- مصرف سوخت خودرو |
| ۸ | ۱-۳-۱- تاثیر کروزکنترل بر مصرف سوخت |
| ۹ | ۴-۱- معرفی سیستم‌های مختلف کروزکنترل |
| ۱۰ | ۱-۴-۱- سیستم کروزکنترل معمولی |
| ۱۰ | ۲-۴-۱- سیستم کروزکنترل تطبیقی |
| ۱۳ | ۳-۴-۱- سیستم کروزکنترل تطبیقی ایست-حرکت |
| ۱۴ | ۴-۴-۱- سیستم کروزکنترل تطبیقی مشارکتی |
| ۱۴ | ۵-۱- معرفی اجزای سیستم کروزکنترل تطبیقی |
| ۱۴ | ۱-۵-۱- ورودی‌ها |
| ۱۵ | ۲-۵-۱- خروجی‌ها |
| ۱۵ | ۳-۵-۱- واحد کنترل |
| ۱۶ | ۶-۱- سابقه‌ی تحقیق |
| ۱۶ | ۱-۶-۱- تاریخچه |
| ۱۷ | ۲-۶-۱- سیستم‌های کروزکنترل معمولی |
| ۱۷ | ۳-۶-۱- سیستم‌های کروزکنترل تطبیقی |
| ۲۱ | ۴-۶-۱- سیستم‌های کروزکنترل پیشرفته‌ی ایست-حرکت |
| ۲۲ | ۵-۶-۱- پژوهش‌های اخیر |
| ۲۳ | ۷-۱- ضرورت انجام پژوهش |
| ۲۵ | ۸-۱- ساختار پایان‌نامه |
| ۲۷ | فصل دوم: معادلات حاکم بر سیستم خودرو |

| | |
|----|---|
| ۲۸ | ۱-۲-۱- مقدمه |
| ۲۸ | ۲-۲-۲- فرضیات |
| ۲۸ | ۳-۲-۳- روش حل و به دست آوردن معادلات حاکم |
| ۲۹ | ۲-۳-۱-۱- پیکره‌بندی خودرو |
| ۲۹ | ۲-۳-۲-۲- دینامیک نیوتنی |
| ۳۰ | ۲-۳-۲-۱- قانون دوم نیوتن |
| ۳۰ | ۲-۳-۳-۲- مدل طولی خودرو |
| ۳۱ | ۲-۳-۳-۱- برآیند بارهای جاده |
| ۳۳ | ۲-۴-۴- نامعینی‌های مدل |
| ۳۳ | ۲-۴-۱-۱- خطای ابزارهای اندازه‌گیری |
| ۳۳ | ۲-۴-۲- نیروی پسای آیرودینامیک |
| ۳۴ | ۲-۴-۲-۱- سرعت خودرو |
| ۳۵ | ۲-۴-۳- نیروی مقاومت غلتشی تایر |
| ۳۶ | ۲-۴-۳-۱- بار یا فشار تایر |
| ۳۸ | ۲-۴-۳-۲- سرعت |
| ۳۸ | ۲-۴-۳-۳- مواد و طراحی تایر |
| ۴۰ | ۲-۴-۳-۴- ضرایب نمونه |
| ۴۱ | ۲-۴-۳-۵- اثر شرایط جوی در مدل خودرو |
| ۴۲ | ۲-۵- جمع‌بندی |
| ۴۳ | فصل سوم: طراحی کنترل‌کننده و شبیه‌سازی |
| ۴۴ | ۳-۱-۱- مقدمه |
| ۴۴ | ۳-۲-۲- حالت‌های کنترل سیستم کروز کنترل تطبیقی |
| ۴۸ | ۳-۳-۳- روش‌های کنترل سیستم‌های غیرخطی |
| ۵۰ | ۳-۳-۱-۱- کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی |
| ۵۰ | ۳-۳-۱-۱- قضیه‌ی لیاپانوف |
| ۵۱ | ۳-۳-۱-۲- سطح لغزشی |
| ۵۴ | ۳-۴-۴- حالت کنترل سرعت |
| ۵۸ | ۳-۵-۵- حالت کنترل فاصله |

| | | |
|----|--------------------------------------|---------|
| ۶۰ | عملگرهای سیستم | ۳-۶ |
| ۶۱ | موتور خودرو | ۳-۶-۱ |
| ۶۲ | زنجیره‌ی قدرت | ۳-۶-۱-۱ |
| ۶۶ | سیستم ترمز خودرو | ۳-۶-۲ |
| ۶۷ | شبیه‌سازی و نتایج | ۳-۷ |
| ۶۷ | شبیه‌سازی حالت کنترل سرعت | ۳-۷-۱ |
| ۷۷ | بحث درباره نتایج کنترل سرعت | ۳-۷-۱-۱ |
| ۸۰ | شبیه‌سازی حالت کنترل فاصله | ۳-۷-۲ |
| ۸۵ | بحث درباره‌ی نتایج کنترل فاصله | ۳-۷-۲-۱ |
| ۸۹ | فصل چهارم: نتیجه‌گیری | |

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱ عوامل موثر بر تصادفات جاده‌ای [۴]..... ۳
- شکل ۱-۲ روند رشد سیستم‌های ایمنی در خودرو [۶]..... ۵
- شکل ۱-۳ پیش‌بینی مصرف بنزین تا سال ۱۴۰۰ [۸]..... ۷
- شکل ۱-۴ شماتیک یک سیستم ACC و حفظ فاصله‌ی خودرو [۶]..... ۱۱
- شکل ۱-۵ اجزای اصلی تشکیل دهنده‌ی سیستم ACC [۶]..... ۱۶
- شکل ۱-۲ درجات آزادی خودرو به عنوان جسم صلب [۴۵]..... ۲۹
- شکل ۲-۲ نیروهای اعمالی به خودرو در راستای طولی و عمودی خودرو [۴۵]..... ۳۱
- شکل ۲-۳ مجموع بار جاده برای یک خودرو بر حسب سرعت‌های مختلف [۴۵]..... ۳۲
- شکل ۲-۴ جریان هوای عبوری روی خودرو و تولید نیروی پسا [۳۹]..... ۳۴
- شکل ۲-۵ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی نسبت به فشار و باد تایلر در سطح مختلف [۴۶]..... ۳۷
- شکل ۲-۶ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی تایلر بر حسب سرعت خودرو، تحت بار و فشار باد معین [۴۵]..... ۳۸
- شکل ۲-۷ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی نسبت به دما برای تایلرهای با پلیمرهای مختلف [۴۵]..... ۳۹
- شکل ۲-۸ تغییرات ضرایب C_s و C_o بر حسب فشار باد تایلر [۴۵]..... ۴۱
- شکل ۱-۳ حالت‌های مختلف یک خودروی مجهز به سیستم کروزرکنترل تطبیقی (۱ حالت کنترل سرعت، ۲ حالت کنترل فاصله..... ۴۵
- شکل ۲-۳ الگوریتم کنترل طولی خودرو..... ۴۶
- شکل ۳-۳ نمایش ترسیمی تابع لیاپانوف..... ۵۱
- شکل ۳-۴ سطح لغزش و چگونگی رسیدن آن به صفر [۴۲]..... ۵۳
- شکل ۳-۵ رابطه بین مختصات x دو خودرو و فاصله‌ی بین آن‌ها در حالت کنترل فاصله [۲۵]..... ۵۸
- شکل ۳-۶ منحنی گشتاور و توان موتور خودرو در دورهای مختلف [۴۶]..... ۶۱
- شکل ۳-۷ اجزای سیستم انتقال قدرت خودروی محرک عقب [۴۵]..... ۶۳
- شکل ۳-۸ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن عدم قطعیت در وزن خودرو..... ۷۰
- شکل ۳-۹ خطای ردیابی سرعت با در نظر گرفتن عدم قطعیت در وزن خودرو..... ۷۱
- شکل ۳-۱۰ نیرویی خروجی کنترل‌کننده در حضور عدم قطعیت در وزن خودرو..... ۷۱
- شکل ۳-۱۱ اغتشاش باد طولی اتفاقی وارد به خودرو بر حسب زمان..... ۷۲

- شکل ۱۲-۳ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن اغتشاش باد طولی ۷۲
- شکل ۱۳-۳ خطای ردیابی سرعت در حضور اغتشاش باد طولی ۷۲
- شکل ۱۴-۳ نیرویی خروجی کنترل‌کننده بر حسب زمان در حضور اغتشاش باد طولی ۷۳
- شکل ۱۵-۳ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی بر حسب زمان ۷۳
- شکل ۱۶-۳ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی ۷۴
- شکل ۱۷-۳ خطای ردیابی سرعت با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی ۷۴
- شکل ۱۸-۳ نیروی خروجی کنترل‌کننده با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی ۷۴
- شکل ۱۹-۳ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های مختلف ۷۵
- شکل ۲۰-۳ خطای ردیابی سرعت در حضور تمام عدم قطعیت‌ها ۷۵
- شکل ۲۱-۳ نیرویی خروجی کنترل‌کننده در حضور تمام عدم قطعیت‌ها ۷۶
- شکل ۲۲-۳ گشتاور تولیدی موتور خودرو ۷۶
- شکل ۲۳-۳ شتاب خودرو نسبت به زمان ۷۶
- شکل ۲۴-۳ منحنی‌های سرعت خودرو پیش رو و سرعت ردیابی شده با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های مختلف ۸۲
- شکل ۲۵-۳ زمان‌های تغییر وضعیت سیستم از حالت کنترل فاصله به حالت کنترل سرعت و برعکس ۸۲
- شکل ۲۶-۳ تغییرات خطای ردیابی فاصله‌ی مطلوب بر حسب زمان ۸۲
- شکل ۲۷-۳ تغییرات خطای ردیابی سرعت بر حسب زمان ۸۳
- شکل ۲۸-۳ نیرویی خروجی کنترل‌کننده با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی ۸۳
- شکل ۲۹-۳ گشتاور تولیدی موتور خودرو ۸۳
- شکل ۳۰-۳ فشار هیدرولیک سیلندر ترمز چرخ‌های جلو و عقب ۸۴
- شکل ۳۱-۳ تغییرات شتاب خودرو نسبت به زمان ۸۴
- شکل ۳۲-۳ تغییرات جرک خودرو نسبت به زمان ۸۴

فهرست جداول

- جدول ۱-۱ فناوری‌های مورد استفاده در خودروها جهت کاهش مصرف سوخت [۹] ۸
- جدول ۱-۲ ضریب مقاومت غلتشی برای انواع خودرو در سطوح مختلف با ثابت در نظر گرفتن سایر پارامترها [۴۵] ۳۷
- جدول ۱-۳ مشخصات فنی خودرو در شبیه‌سازی [۴۵] ۶۸
- جدول ۲-۳ مشخصات فنی و راندمان اجزای سامانه‌ی انتقال قدرت [۴۵] ۶۹
- جدول ۳-۳ مشخصات هندسی خودرو در شبیه‌سازی [۴۵] ۸۱

فهرست علائم

| | |
|----------------------------------|------------|
| مساحت سطح پیشانی خودرو (m^2) | A |
| ضریب نیروی پسای آیرودینامیک | C_d |
| ضریب نیروی مقاومت غلتشی | C_r |
| نیروی پسای آیرودینامیک (N) | D_A |
| فاصله‌ی بین دو خودرو (m) | d |
| خطای کنترل | e |
| نیروی ترمزی (N) | F |
| مجموع بار جاده (N) | $f(x)$ |
| شتاب گرانش (ms^{-2}) | g |
| اینرسی دورانی (Nms^2) | I |
| ناپیوستگی کنترل‌کننده | k |
| جرم خودرو (kg) | m |
| سطح لغزش | s |
| گشتاور موتور (Nm) | T |
| نیروی خروجی کنترل‌کننده (N) | u |
| تابع لیاپانوف | $V(s)$ |
| وزن خودرو ($kgms^{-2}$) | W |
| موقعیت خودرو (m) | x |
| سرعت خودرو (ms^{-1}) | \dot{x} |
| شتاب خودرو (ms^{-2}) | \ddot{x} |

علائم یونانی

| | |
|---------------------------------|----------|
| زاویه جاده نسبت به افق (degree) | θ |
| چگالی هوا (kgm^{-3}) | ρ |

| | |
|---------------------------|-----------|
| زمان پیش‌روی خودرو (S) | τ |
| ثابت سیستم ترمز (m^3) | μ |
| عدم قطعیت‌های سیستم | γ |
| حاشیه‌ی بهره | β |
| ضریب ثابت کنترل‌کننده | η |
| ضریب همگرایی کنترل‌کننده | λ |
| راندمان | ζ |

زیرنویس‌ها

| | |
|------------------|--------------|
| ثابت | <i>const</i> |
| مقدار مطلوب | <i>des</i> |
| موتور | <i>e</i> |
| جلو | <i>fr</i> |
| شمارنده‌ی هر چرخ | <i>i</i> |
| اولیه | <i>in</i> |
| عقب | <i>r</i> |
| جعبه دنده | <i>t</i> |
| چرخ خودرو | <i>wh</i> |
| چرخ‌دنده نهایی | <i>fd</i> |

فصل اول

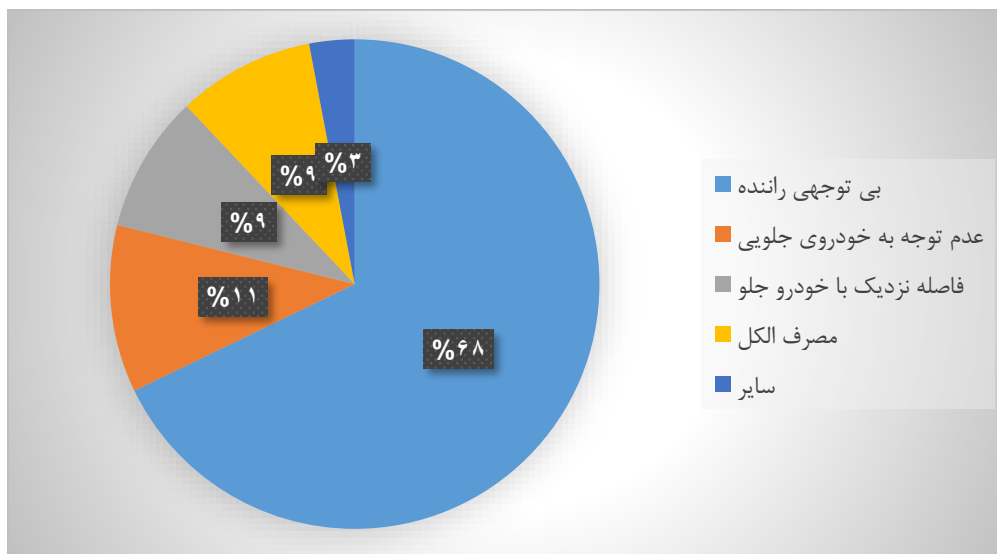
کلیات

۱-۱- مقدمه

سیستم‌های حمل و نقل هوشمند، سیستم‌هایی هستند که به منظور افزایش ایمنی، عملکرد و بهره‌وری حمل و نقل، از رایانه‌ها، کنترل‌کننده‌ها، ارتباطات و تکنولوژی‌های اتوماسیون استفاده می‌کنند و باعث کاهش مصرف انرژی و اثرات زیست‌محیطی می‌شوند. خودروهای هوشمند نیز بخش جدایی‌ناپذیر از سیستم‌های حمل و نقل هوشمند هستند. این خودروها دارای قوه‌ی ادراک، استدلال و ابزارهای عملگر بوده و قادر هستند وظایفی از رانندگی مانند: حرکت در یک خط به صورت ایمن، اجتناب از برخورد به موانع، سبقت گرفتن در ترافیک آرام، تعقیب خودروی پیش رو و یا ارزیابی و اجتناب از موقعیت‌های خطرناک را به صورت خودکار انجام دهند. به طور کلی انگیزه‌ی اصلی برای ساخت خودروهای هوشمند رانندگی ایمن‌تر، راحت‌تر و کارآمدتر می‌باشد.

امروزه تصادفات جاده‌ای به عنوان یکی از عوامل اصلی افزایش نرخ مرگ و میر غیرطبیعی، شناخته شده است. سوانح جاده‌ای هشتمین عامل مرگ و میر انسان‌ها در سراسر جهان و اولین عامل مرگ جوانان ۱۵ تا ۲۹ ساله اعلام شده است. همچنین پیش‌بینی شده است این رتبه‌ی هشتم تا سال ۲۰۳۰ به رتبه‌ی پنجم برسد [۱]. به گزارش سازمان بهداشت جهانی در سال ۲۰۰۹ سالانه در اثر تصادف‌های رانندگی بیش از یک میلیون نفر کشته و حدود ۵۰ میلیون نفر مجروح می‌شوند. در کشور ایران نیز، سالانه بیش از ۲۰۰ هزار فقره تصادف فوتی و جرح اتفاق می‌افتد که یکی از بالاترین آمارها در جهان است به طوری که تقریباً دو برابر میزان مرگ و میر در کشورهای اروپایی است [۲]. در پدیدآمدن تصادف‌های رانندگی چهار عامل انسانی، جاده، وسیله‌ی نقلیه و محیط مؤثرند [۳]. مادامی که هر یک از این چهار عامل وظیفه‌ی خود را درست انجام دهد و بدون عیب باشد، حادثه اتفاق نمی‌افتد. اما اگر یکی از این چهار عامل در انجام وظیفه، تعلل و قصور ورزد و یا معیوب باشد، هیچ اتفاق ناگواری دور از انتظار نیست. بخش زیادی از تصادفات خودروها در ترافیک شهری و جاده‌ها به دلیل خطای انسانی ایجاد می‌شود که عکس‌العمل سریع و تصمیم صحیح راننده می‌توانست از بروز آن جلوگیری کند. اگر عکس-العمل راننده برای ترمزگیری در مواقعی که مانعی یا خودرویی دیگر در مسیر حرکت قرار می‌گیرد در

حدود کسری از ثانیه کوتاه‌تر شود، می‌توان تصادفات را به میزان زیادی کاهش داد. امروزه برنامه‌های مختلفی در جهان در راستای کاهش خطاهای انسانی، به عنوان یکی از عوامل موثر در تصادفات جاده‌ای در حال اجراست. شکل (۱-۱) مهم‌ترین خطاهای انسانی در تصادفات جاده‌ای را نشان می‌دهد، که در آن عدم توجه کافی راننده، خستگی و حواس‌پرتی، به عنوان مهم‌ترین خطای انسانی، ۶۸٪ معرفی شده است [۴].



شکل ۱-۱ عوامل موثر بر تصادفات جاده ای [۴]

با توجه به آنکه یکی از دلایل اصلی این تصادفات خطای انسانی است، اگر سیستم‌های هوشمند باعث شوند خطای انسانی از تصادفات حذف شود، می‌توان امیدوار بود تا درصد زیادی از مرگ و میرهای حاصل از تصادفات نیز کاهش پیدا کند. بنابراین امروزه شرکت‌های خودروساز در سراسر جهان سهم زیادی از پژوهش‌ها و تولیدات خودروهای خود را به سیستم‌های کمکی رانندگی اختصاص داده‌اند و حتی از سوی دیگر شرکت‌های سایر حوزه‌های فناوری از جمله گوگل و اپل گام‌های مهمی را در جهت تولید خودروهای هوشمند و فناورانه برداشتند.

۱-۲- ایمنی در خودروها

ایمنی خودروها یکی از مجموعه عوامل مؤثر بر جلوگیری از تصادف‌های جاده‌ای هستند. سیستم‌های ایمنی موجود در خودرو را به طور کلی می‌توان به دو نوع سیستم‌های ایمنی غیرفعال و سیستم‌های ایمنی فعال تقسیم کرد که در ادامه معرفی می‌شوند [۵].

۱-۲-۱- سیستم‌های ایمنی غیر فعال

هدف اصلی از کاربرد سیستم‌های ایمنی غیرفعال، کاهش خطر آسیب رسیدن به مسافریین خودرو در حین وقوع تصادف و یا کاهش میزان تلفات پس از آن است. سیستم‌های مذکور نقشی در اصلاح دینامیک حرکتی خودرو ایفا نمی‌کنند، بلکه تنها در مراقبت از سرنشینان خودرو در هنگام وقوع تصادف و کاهش شدت جراحات، مؤثر هستند. طراحی اجزای سازه‌ی خودرو، کمربندهای ایمنی، کیسه‌های هوا^۱ و تیرهای کناری ضد ضربه و... همه از انواع سیستم‌های ایمنی غیر فعال محسوب می‌شوند.

۱-۲-۲- سیستم‌های ایمنی فعال

برخلاف سیستم‌های ایمنی غیرفعال، هدف اصلی در سیستم‌های ایمنی فعال، در درجه‌ی اول جلوگیری از وقوع تصادف است و بدین خاطر آن‌ها را سیستم‌های پیشگیرانه نیز می‌نامند. سیستم‌های ایمنی فعال با اصلاح دینامیک حرکتی خودرو، راننده را در حفظ پایداری خودرو، یاری می‌رسانند. برای سیستم‌های مذکور می‌توان به سیستم‌های ترمز ضد قفل^۲، سیستم‌های کنترل رانش^۳، سیستم‌های تعلیق فعال^۴، سیستم کنترل پایداری^۵ و سیستم کنترل تطبیقی^۶ اشاره نمود.

۱-۲-۳- تاریخچه سیستم‌های ایمنی

شکل (۱-۲) تاریخچه سیستم‌های ایمنی خودرو و همچنین پیش‌بینی آن‌ها را در آینده نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود از اواخر دهه‌ی ۹۰ میلادی سیستم‌های ایمنی فعال اهمیت بیشتری در

^۴ Active suspension systems

^۵ Electronic stability program

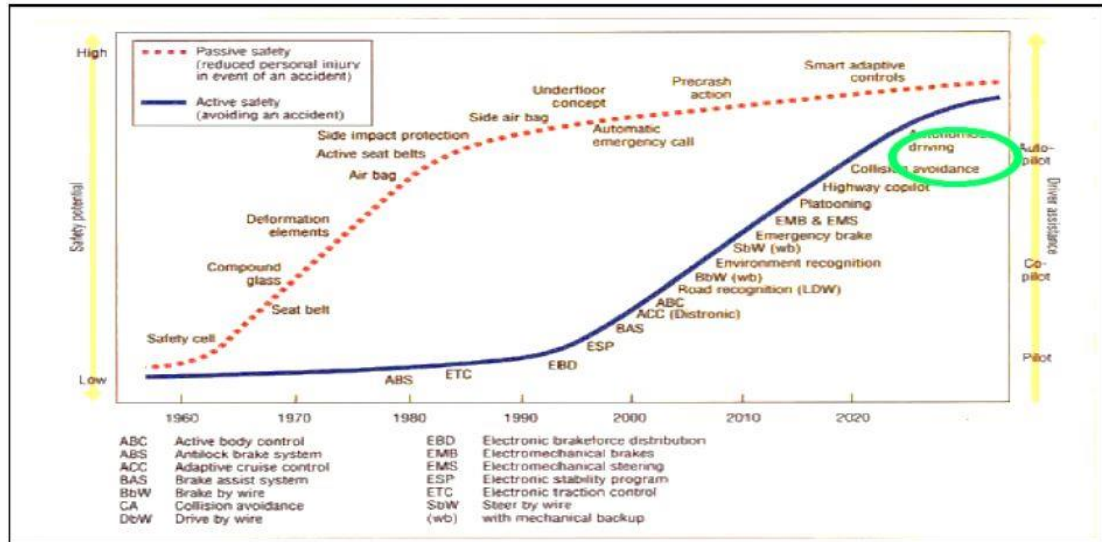
^۶ Adaptive cruise control

^۱ Air bags

^۲ Anti-lock brake systems

^۳ Traction control system

طراحی پیدا کرده‌اند و پیش‌بینی می‌شود پیاده‌سازی کامل مفهوم کنترل خودکار مسیر و تولید خودروهای تمام خودکار، بعد از سال ۲۰۲۰ تحقق پذیرد.



شکل ۱-۲ روند رشد سیستم‌های ایمنی در خودرو [۶]

اگر خودروها قادر باشند در طول حرکت، شرایط مختلف خودرو، مسیر و سایر خودروهای اطراف را تشخیص دهند و با توجه به آن‌ها، اتفاقی که ممکن است ظرف چند ثانیه آینده به وقوع بپیوندد را پیش‌بینی کنند، می‌توان به‌وسیله‌ی هشدار به راننده یا سیستم‌های کمکی در رانندگی از تصادفی جلوگیری کرد و یا حداقل باعث کاهش تصادفات شد. در این راستا، سیستم‌های کمکی راننده از قبیل سیستم‌های کنترل حرکت خودرو، می‌توانند به راننده در جهت کنترل موثرتر حرکت خودرو، یاری رسانند.

۱-۲-۴- تاثیر کروز کنترل بر ایمنی خودرو

سیستم کروز کنترل^۱ یک سیستم کمکی برای رانندگان است که وظیفه‌ی آن ثابت نگاه داشتن سرعت خودرو به میزان مورد نظر راننده می‌باشد. به طور مثال، اگر راننده بخواهد سرعت را روی $80 \frac{km}{h}$ تثبیت کند، با فعال سازی کروز کنترل می‌تواند پای خود را از روی پدال گاز بردارد و کنترل دریچه گاز و میزان

² Throttle

¹ Cruise control

پاشش سوخت را به یک سیستم خودکار بسپارد. زمانی که این ابزار فعال می‌شود و سرعت خودرو روی عدد خاصی تنظیم شده است، این سرعت، در مسیرهای سربالایی و سراسیبی، تغییر نخواهد کرد و در نتیجه به وسیله‌ی آن، سفرهای طولانی مدت برای رانندگان خسته‌کننده و زیان‌آور نخواهد بود. سیستم‌های کروزرکنترل که با کنترل سرعت خودرو، خطای انسانی را کاهش می‌دهند به سرعت در حال گسترش هستند و هم اکنون به صورت تجاری در دسترس می‌باشند. اما دلایلی که سیستم کروزرکنترل به وسیله‌ی آن‌ها موجب افزایش ایمنی خودرو و کاهش خطای انسانی می‌شوند عبارت‌اند از:

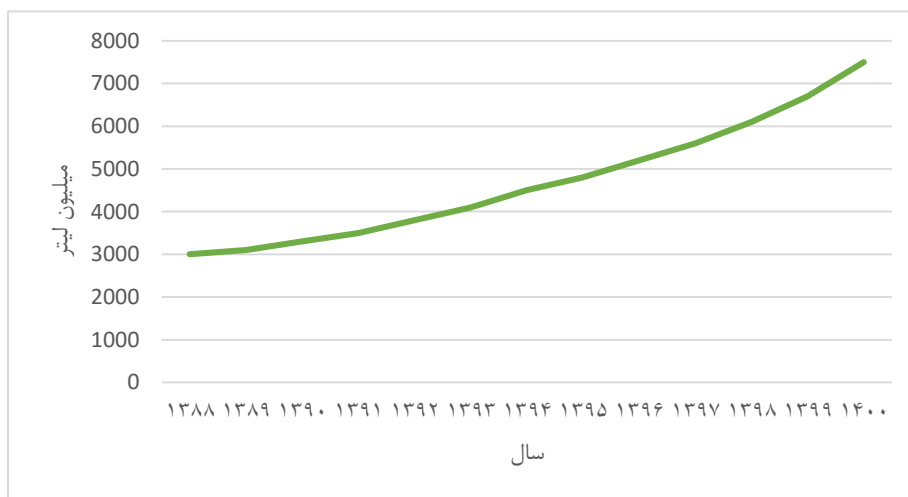
- کاهش خستگی راننده و حفظ کارایی او با تقویت قدرت شناسایی و قضاوت راننده
- آسودگی خاطر راننده از سرعت خودرو و تمرکز بیشتر برای هدایت خودرو
- ظاهر کردن علائم هشداردهنده در مواقع اضطراری
- به دست گرفتن کنترل خودرو و کاهش سرعت خودرو زمان مواجهه با موانع
- عدم تخطی از سرعت مجاز در جاده‌ها که گاهی به صورت ناخودآگاه اتفاق می‌افتد و خود خطرآفرین است.

در مطالعه‌ی تایونگ لی^۱ و همکارانش [۷] اثر استفاده از سیستم کروزرکنترل تطبیقی، به عنوان نمونه‌ای از سیستم‌های رانندگی خودکار بر ایمنی خودرو را مورد ارزیابی قرار دادند که نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد این سیستم قادر است تا ۳۵ درصد تصادفات را کاهش دهد؛ البته سیستم کروزرکنترل تطبیقی نمی‌تواند در بعضی موارد خاص مانند پیچیدن یک‌باره خودروی دیگر به مسیر حرکت خودروی هدف، ایمنی خودرو را تضمین کند.

¹ Taeyoung Lee

۳-۱- مصرف سوخت خودرو

یکی دیگر از مسائل مهم صنعت خودروسازی در دو دهه‌ی اخیر، بحث میزان مصرف سوخت خودروها به لحاظ کاهش منابع ذخایر انرژی فسیلی و میزان آلاینده‌های ایجادشده در محیط به وسیله‌ی آنها می‌باشد. سوخت‌های فسیلی از گذشته تا کنون در تأمین انرژی بشر نقش اساسی داشته‌اند و با توجه به اینکه قابلیت دسترسی آسان و ارزان را برای مصرف‌کنندگان فراهم نموده‌اند، با استقبال بیشتری مواجه بوده‌اند اما در دهه‌های اخیر با توجه به مصرف بی‌رویه‌ی انرژی‌های تجدیدناپذیر از جمله سوخت‌های فسیلی، ذخایر این منابع انرژی کاهش یافته است. شکل (۳-۱) میزان مصرف بنزین در یک دهه‌ی اخیر و پیش‌بینی مصرف آن تا سال ۱۴۰۰ را نشان می‌دهد [۸].



شکل ۳-۱ پیش‌بینی مصرف بنزین تا سال ۱۴۰۰ [۸]

طی سالیان گذشته، با افزایش بحران سوخت و محدودیت منابع تأمین بنزین و هم‌چنین لزوم کاهش آلودگی‌های زیست‌محیطی، خودروسازان بزرگ رویکرد ویژه‌ای نسبت به بکارگیری فناوری‌هایی دارند که موجب کاهش مصرف سوخت خودروها گردد. برخی از این فناوری‌ها در جدول (۱-۱) مشخص شده‌اند [۹].

جدول ۱-۱ فناوری‌های مورد استفاده در خودروها جهت کاهش مصرف سوخت [۹]

| فناوری | عملکرد | کاهش مصرف سوخت (درصد) |
|--------|---|-----------------------|
| DOD | غیرفعال‌سازی سیلندرها در زمانی که به آن‌ها نیازی نیست. | ۵ |
| AMT | ایجاد بهترین ترکیب ممکن میان تعویض دنده دستی و خودکار و تعویض دنده به صورت کاملاً الکترونیکی به وسیله سیستم‌های هیدرولیکی یا موتور الکتریکی | ۷ |
| CVT | توانایی ایجاد مقادیر مختلفی از نسبت سرعت موتور به سرعت چرخ با استفاده از تعداد زیادی پولی با قطرهای مختلف که به وسیله زنجیر یا تسمه به یکدیگر متصل می‌شوند. | ۶ |
| ISG | خاموش کردن هنگام سکون خودرو به صورت اتوماتیک و وجود یک مبدل به منظور ذخیره انرژی تلف شده در فرآیند ترمز در باتری در خودروهای هیبریدی | ۸ |
| VVT | زمان‌بندی و مقدار جابه‌جایی بهینه سوپاپ‌ها برای سرعت‌های مختلف موتور | ۵ |
| DI | پاشش مستقیم سوخت به درون سیلندر، کنترل پاشش سوخت، بهبود فرآیند مکش و توان استفاده از نسبت تراکم‌های بالاتر | ۱۲ |
| TC | ورود هوا با فشار به درون سیلندر، تأمین انرژی سیستم دمنده از گازهای خروجی و افزایش قدرت موتور | ۷/۵ |

۱-۳-۱- تاثیر کروزکنترل بر مصرف سوخت

یکی از عوامل موثر بر میزان مصرف سوخت خودرو، مقدار شتاب خودرو می‌باشد. در واقع برای شتاب-گیری خودرو بایستی مقدار نیروی تولیدی موتور و به تبع آن مصرف سوخت افزایش یابد. در طول رانندگی به طور طبیعی به دلیل خطای انسانی و خسته شدن پای راننده، سرعت خودرو دائماً در حال

نوسان است و راننده مرتب سعی می‌کند سرعت را به سرعت دلخواه برساند، که این تغییرات سرعت باعث به وجود آمدن شتاب و افزایش مصرف سوخت می‌گردد. درحالی‌که استفاده از کروزر کنترل از نوسانات پدال جلوگیری کرده و باعث می‌شود خودرو با سرعت ثابت و بدون شتاب حرکت کند، بنابراین مصرف سوخت خودرو نیز کمتر می‌شود.

به طور کلی با توجه به آنچه گزارش شد از مهم‌ترین مزیت‌های سیستم کروزر کنترل می‌توان به افزایش ایمنی و آسایش رانندگان، کاهش تصادفات، کاهش مصرف سوخت و بهبود عملکرد ترافیکی اشاره کرد. اما این سیستم نیز همچون بسیاری سیستم‌های دیگر در کنار مزیت‌های قابل توجه، دارای محدودیت‌هایی نیز می‌باشد از جمله این محدودیت‌ها می‌توان بدین موارد اشاره نمود: عدم توانایی تثبیت سرعت خودرو در آب و هوای بارانی، جاده‌های لغزنده، وزش شدید باد و جاده‌های پرپیچ خم و وابستگی سیستم به پارامترهای مختلف در مدل خودرو که این وابستگی سیستم را نیازمند اندازه‌گیری کامل و دقیق این پارامترها می‌کند؛ بنابراین هزینه نهایی ساخت را افزایش می‌دهد، در فصل‌های بعدی در این پایان‌نامه، این محدودیت‌ها به طور دقیق بررسی و با پیشنهاد کنترل‌کننده، راهکار ارائه خواهد شد.

۴-۱- معرفی سیستم‌های مختلف کروزر کنترل

از ابتدای پیدایش این سیستم‌ها تاکنون نسل‌های مختلفی از آن با قابلیت‌های متفاوت توسعه داده شده است که این نسل‌های مختلف عبارتند از:

- ۱- سیستم کروزر کنترل معمولی
- ۲- سیستم کروزر کنترل تطبیقی
- ۳- سیستم کروزر کنترل تطبیقی ایست و حرکت
- ۴- سیستم کروزر کنترل مشارکتی

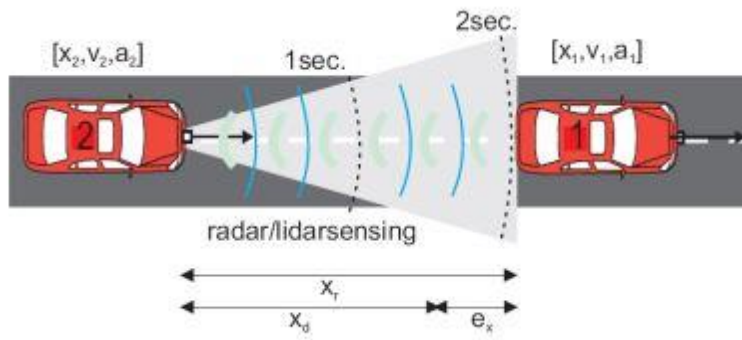
۱-۴-۱- سیستم کروز کنترل معمولی

با توجه به آنکه پدال گاز معمولاً دارای ارتعاشات ریز (فرکانس بالا) می‌باشد، در این شرایط با فعال کردن کروز کنترل، راننده می‌تواند سرعت را در مقدار مطلوب ثابت کرده و پا را از روی پدال گاز بردارد. در صورت قرار گرفتن در یک مسیر سربالایی، سیستم، با فرمان بیشتر کردن زاویه‌ی دریچه‌گاز، میزان پاشش سوخت در محفظه‌ی احتراق موتور را افزایش داده و به تبع آن توان تولیدی موتور افزایش می‌یابد و از افت سرعت جلوگیری می‌کند و در صورت قرار گرفتن در مسیر سرپایینی، با کاهش زاویه‌ی دریچه‌گاز و به تبع آن کاهش میزان سوخت ورودی به محفظه‌ی احتراق باعث می‌شود تا سرعت خودرو همواره در یک مقدار ثابت باقی بماند، این روند می‌تواند همچنان ادامه داشته باشد تا اینکه راننده بنا به خواست خود مایل به خروج از حالت تثبیت سرعت باشد. کمترین تماس پای راننده بر پدال گاز یا ترمز موجب می‌شود تا سیستم کروز کنترل غیرفعال شده و کنترل دریچه‌گاز دوباره به راننده سپرده شود.

۱-۴-۲- سیستم کروز کنترل تطبیقی

سیستم کروز کنترل تطبیقی یا ACC با حفظ فاصله‌ی مطمئن یا فاصله‌ی زمانی مطمئن با خودروی جلویی، سرعت خودرو را نیز بر روی سرعت مطلوب (تنظیم‌شده توسط راننده) ثابت نگه می‌دارد. فاصله‌ی مطمئن به حداقل فاصله‌ای گفته می‌شود که در صورت توقف ناگهانی خودروی جلویی، راننده بتواند خودرو را کنترل و از بروز تصادف جلوگیری کند. فاصله‌ی زمانی بین دو خودرو، به مدت زمان لازم برای رسیدن خودرو به مکان فعلی خودروی جلویی گفته می‌شود (شکل ۱-۴).

¹ Adaptive cruise control



شکل ۴-۱ شماتیک یک سیستم ACC و حفظ فاصله خودرو [۶]

رانندگی از جمله فعالیت‌هایی است که نیاز به تمرکز و دقت بالایی دارد. راننده می‌بایست برای مدت طولانی، تمرکز کافی داشته باشد و آمادگی عکس‌العمل مناسب در هنگام تغییرات مختلف در کسری از ثانیه باشد. و راننده همواره باید فاصله با خودروهای دیگر و نیز با خودروهای مجاور و مقابل خود را در مقدار مطمئنی حفظ کند. امروزه چنین کارهایی توسط سیستم کروزکنترل تطبیقی انجام می‌گیرد. همانند سیستم کنترل حرکت متدوال سنتی^۱ CC، ACC نیز سرعت خودرو را در سرعت مطلوب (که توسط راننده تعیین می‌شود) نگه می‌دارد با این تفاوت که اگر خودرویی با سرعت کمتر در مسیر مقابل حضور پیدا کند، به صورت خودکار سرعت خودروی میزبان (خودروی مجهز به ACC) تا زمانی که فاصله‌ی مطمئن با خودروی جلویی حفظ شود، کاهش می‌یابد و به محض خالی شدن دوباره‌ی مسیر مقابل، سیستم، سرعت خودرو را به سرعت مطلوب راننده افزایش می‌دهد. به این ترتیب ACC باعث افزایش ایمنی رانندگی و در نتیجه فواصل مطمئن و ایمن شده و احتمال تصادف را کاهش می‌دهد. البته لازم به ذکر است که همواره تصمیم راننده در اولویت قرار دارد. یعنی زمانی که راننده پدال گاز را فشار می‌دهد، سرعت خودرو متناسب با آن زیاد می‌شود و وقتی که پدال گاز رها می‌شود، دوباره سرعت خودرو توسط سیستم ACC به مقدار مطلوب قبلی برگردانده می‌شود. تنها فشار کوچکی بر روی پدال-های گاز و ترمز برای غیرفعال‌سازی سیستم کافی است. یکی دیگر از مزایای این سیستم در این است

¹ Cruise control

که در صورت استفاده از آن، بین خودروهای در حال تردد در بزرگراه یک فاصله‌ی معینی ایجاد می‌شود که این امر سبب پایداری جریان ترافیک و حرکت خودروها می‌شود که در مقوله‌ی ترافیک وضعیت مطلوبی به شمار می‌رود.

سیستم‌های ACC به دو نوع تقسیم بندی می‌شوند: خودمختار و غیر خودمختار. برای سیستم ACC خودمختار، خودرو بر مبنای اطلاعات جمع‌آوری شده توسط خودش کنترل می‌شود درحالی‌که ارتباط با خودروهای کناری یا زیرساخت‌های حمل و نقل، برای سیستم غیر خودمختار ضروری است. این مطالعه به نوع سیستم کروز کنترل تطبیقی خودمختار محدود می‌شود.

از مباحث مختلفی که در زمینه‌ی سیستم ACC مورد بررسی قرار می‌گیرند، می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱- تکنولوژی ساخت سیستم‌های رادار خودرو

۲- کنترل‌کننده‌ی سیستم شامل کنترل‌کننده‌های هوشمندی مثل فازی، عصبی و ... یا روش‌های کنترل مقاوم مثل روش مدل‌گزشی یا کنترل تطبیقی و یا کنترل‌کننده‌های سنتی که هنوز هم مورد بررسی محققان قرار می‌گیرد.

۳- مباحث جاده، ورود و خروج به پیچ‌ها، تعویض خط خودروی مقابل و ... که از جمله مباحث به‌روز و مطرح در سیستم‌های کنترل حرکت خودرو و به طور کلی تر سیستم‌های کمکی راننده به‌شمار می‌آید.

۴- تاثیر سیستم ACC بر روی ایمنی رانندگی و کاهش تصادفات جاده‌ای با استفاده از مطالعات آماری.

هدف یک سیستم جلوگیری از تصادف، آشکارسازی^۱ موانع (در اینجا خودروی مقابل) در اطراف خودرو و تعیین موقعیت آن و در نهایت اعمال کنترل لازم به خودرو است. در حال حاضر، برای آشکارسازی موانع از چهار ابزار شامل رادار، لیزر، دوربین و مافوق صوت استفاده می‌شود که هر کدام مزایا و معایب خاص خود را دارد.

¹ Detection

۱-۴-۳- سیستم کروزر کنترل تطبیقی ایست-حرکت

بعضی از خودروهای مدرن امروزی مجهز به سیستم کروزر کنترل تطبیقی یا معمولی هستند. طراحی این سیستم‌ها برای استفاده در بزرگراه‌ها انجام گرفته است. یکی از محدودیت‌های سیستم ACC عدم کارایی آن در سرعت‌های کمتر از $40 \frac{km}{h}$ است، که این امر باعث می‌شود سیستم ACC در مناطق شهری و پرتراфик غیر قابل استفاده و ناکارا شود. ACC توسعه‌یافته که قابلیت توقف و حرکت مجدد را نیز دارا می‌باشد، بر محدودیت ACC فائق آمده است. این سیستم در سرعت‌های کم و محیط‌های پرترافيکی که سیستم ACC معمولی قابل استفاده نیست، کارایی دارد.¹ SGACC می‌تواند در پشت چراغ قرمز، توقف کامل و بعد از سبز شدن چراغ، به صورت خودکار به حرکت خود ادامه دهد. البته در این سیستم نیز علاوه بر کنترل سیستم سوخت، ترمز نیز کنترل می‌شود.

سیستم کروزر کنترل ایست-حرکت به دانش وسیعی راجع به رفتارهای رانندگی و مفاهیم جدید سنسوری برای کشف هدف نیاز دارد. در واقع هدف این سیستم پشتیبانی طولی خودرو در سرعت‌های پایین تا سرعت صفر می‌باشد. سیستم SGACC نسبت به سیستم ACC برای تصمیم‌گیری، نیاز به داده‌های خیلی دقیق‌تری درباره‌ی جاده، خودروهای مقابل و ... دارد. در SGACC اطلاعات لازم توسط سنسورهای مختلفی از قبیل رادار، لیزر، دوربین و یا ترکیبی از هر سه سنسور فوق تأمین می‌شود. از مزایای این سیستم می‌توان به تمام مزایای سیستم‌های قبلی نظیر راحتی سفر برای راننده، بهبود شاخص مصرف سوخت، عدم نیاز به مسیر خلوت برای فعال سازی کروزر کنترل، بهبود وضعیت ترافیکی راه‌ها و افزایش امنیت سفر اشاره کرد و از سوی دیگر مزیت عمده‌ی دیگری که تنها در این سیستم مشاهده می‌شود، راحتی رانندگی در شرایط ترافیکی، بهبود جریان ترافیکی و کاهش تراکم و ازدحام است.

¹ Stop and go adaptive cruise control

۱-۴-۴- سیستم کروز کنترل تطبیقی مشارکتی

سیستم کروز کنترل تطبیقی مشارکتی یا CACC^۱، توسعه یافته‌ی سیستم کروز کنترل تطبیقی است که تقریباً مشابه آن نیز عمل می‌کند با این تفاوت که به جای اینکه آشکارسازی وضعیت خودروی جلویی کاملاً به رادار سیستم وابسته باشد، اطلاعات سرعت و شتاب خودروی جلویی را مستقیماً از خودروی جلویی و از طریق یک لینک ارتباط رادیویی دریافت می‌کند. بنابراین نیازی به تخمین شتاب و سرعت خودروی جلویی نیست؛ فلذا نرخ تغییرات فاصله دقیق‌تر اندازه‌گیری می‌شود. همچنین اطلاعات اضافی از قبیل اطلاعات سیستم ترمز می‌تواند با استفاده از این ارتباط رادیویی بین خودروها رد و بدل شود. به این ترتیب کنترل سرعت و فاصله به صورت موثرتر و مطمئن‌تری انجام می‌پذیرد. با ادغام سیستم مشارکتی، سیستم اصلی می‌تواند کمک‌های خود را در راهبری خودرو بهبود دهد و هشدارهای ترمز یا کاهش سرعت خودروی پیش‌رو را زودتر دریافت و تصمیم‌گیری کند [۱۰]. با توجه به مطالعات جرون پلوگ^۲ و همکارانش [۱۱] در زمینه‌ی طراحی و ارزیابی CACC برای کاهش ازدحام ترافیک، توان عملیاتی جاده‌ها از طریق رانندگی با فاصله‌ی زمانی کوتاه بین خودروها افزایش می‌یابد. محدودیت‌های این سیستم نیز لزوم وجود زیرساخت‌های لازم برای ارتباط بی‌سیم بین خودروها و سیستم‌های نصب شده در کنار بزرگراه می‌باشد.

۱-۵-۱- معرفی اجزای سیستم کروز کنترل تطبیقی

هر سیستم کنترل دارای سه بخش است: ورودی، پردازش و خروجی. بخش ورودی، وضعیت فرآیند و ورودی‌های کنترلی را تعیین می‌کند. بخش پردازش، با توجه به ورودی‌ها، پاسخ‌ها و خروجی‌های لازم را مشخص می‌نماید و بخش خروجی فرمان‌های تولیدشده را به سیستم اعمال می‌کند.

۱-۵-۱-۱- ورودی‌ها

در قسمت ورودی‌ها، سنسورهای موجود در سیستم، کمیت‌های فیزیکی را به سیگنال‌های الکتریکی تبدیل می‌کنند. در سامانه‌ی کروز کنترل معمولی این ورودی‌ها تنها سرعت و شتاب خودرو می‌باشد.

² Jeroen Ploeg

¹ Cooperative adaptive cruise control

سرعت خودرو را می‌توان مستقیماً توسط سنسورهای سرعت‌سنج محاسبه نمود و با محاسبه‌ی نرخ تغییرات آن، شتاب خودرو را به دست آورد و هم‌چنین می‌توان با استفاده از اطلاعات سنسور دور موتور، دور موتور را محاسبه کرده و با ضرب آن در نسبت تبدیل جعبه دنده^۱ و دنده‌نهایی^۲ و تبدیل آن به سرعت خطی، سرعت خودرو را محاسبه نمود. اما در سیستم کروزرکنترل تطبیقی، ورودی‌های سیستم علاوه بر سرعت و شتاب خودرو، فاصله تا خودروی پیش رو و نرخ تغییرات فاصله می‌باشد که مقدار این فاصله توسط رادار یا اسکنرهای لیزری و یا دوربین تشخیص داده می‌شود و در سیستم کروزرکنترل تطبیقی مشارکتی نیز سرعت و شتاب خودرو پیش رو به صورت مستقیم از طریق ارتباط بی‌سیم به عنوان ورودی سیستم در نظر گرفته می‌شود.

۱-۵-۲- خروجی‌ها

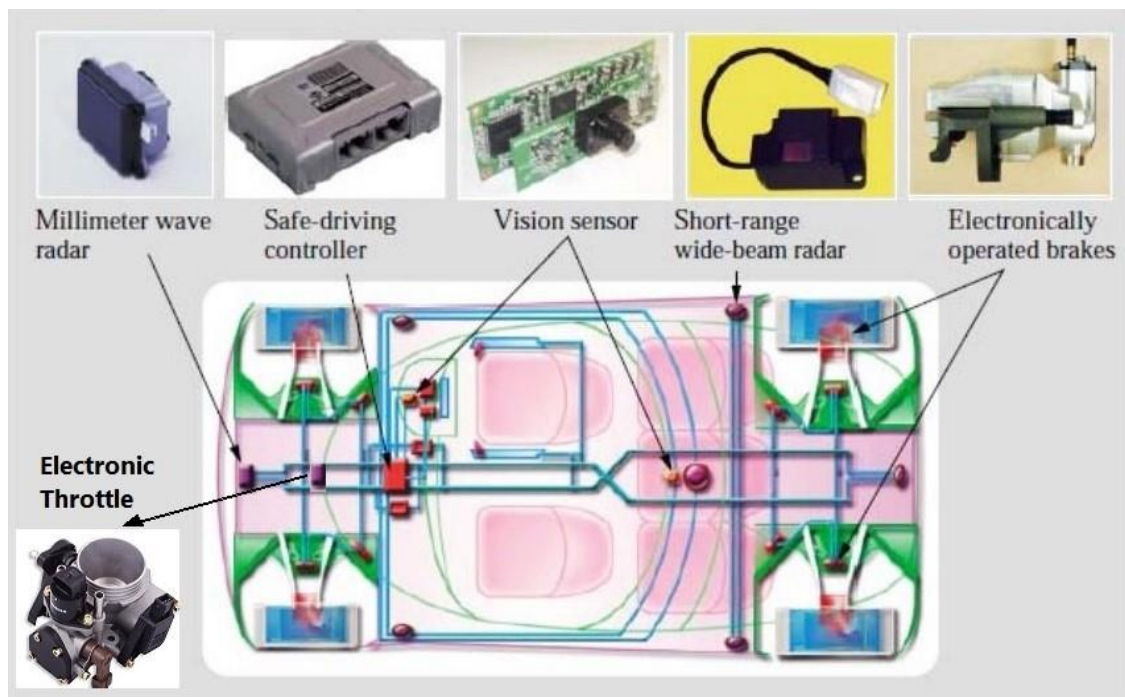
در یک سیستم کنترلی، عملگرهایی وجود دارند که فرامین داده شده به آن‌ها را به سیستم اعمال می‌کنند. پمپ‌ها، موتورها و رله‌ها از جمله این عملگرها هستند. این وسایل فرامینی را که از بخش پردازش آمده است به کمیت‌های فیزیکی دیگر تبدیل می‌کنند. در سامانه‌ی CC تنها عملگر سیستم، دریچه‌گاز الکترونیکی بوده و فرمان کنترلی خروجی نیز میزان باز بودن زاویه‌ی دریچه‌گاز می‌باشد و با تغییر زاویه‌ی دریچه‌گاز، توان تولیدی موتور و سرعت خودرو کاهش یا افزایش پیدا می‌کند. اما در سامانه‌های ACC و SGACC علاوه بر عملگر دریچه‌گاز الکترونیکی، برای اجتناب از برخورد با خودرو پیش رو نیاز به استفاده از سیستم ترمز برای کاهش سرعت در زمان کوتاه‌تر نیز می‌باشد.

۱-۵-۳- واحد کنترل

واحد کنترل الکترونیکی در واقع قلب سیستم را تشکیل می‌دهد و با پردازش اطلاعات ورودی، سیگنال‌های خروجی مناسب را ایجاد می‌کند. در شکل (۱-۵) برخی از اجزای تشکیل‌دهنده سیستم کروزرکنترل مشاهده می‌گردد.

² Final drive

¹ Gear box



شکل ۱-۵ اجزای اصلی تشکیل دهنده سیستم ACC [۶]

۱-۶- سابقه‌ی تحقیق

حال که مقدماتی از انواع سیستم‌های کروزکنترل به عنوان سیستم‌هایی که حرکت طولی خودرو را کنترل می‌کنند ارائه شد و اهمیت استفاده از این سیستم‌ها از جهات مخالف بحث و بررسی گردید و همچنین نسل‌های مختلف این سیستم‌ها و اجزای آن‌ها ذکر شد، می‌توان به بررسی پژوهش‌ها و کارهای انجام شده در این زمینه‌ی کاری پرداخت و اهمیت و نوآوری این پایان‌نامه را شرح داد.

۱-۶-۱- تاریخچه

اولین سیستم خودکاری که برای محدود کردن سرعت در وسایل نقلیه استفاده شد، مکانیزم مکانیکی گاورنر بود که در سال ۱۷۸۸ برای استفاده در لوکوموتیو توسط جیمز وات^۱ و متیو بولتون^۲ اختراع شد [۱۲]. گاورنر سرعت خودرو را به صورت تقریباً یکنواخت حفظ می‌کرد. محققان دیگر انواع دیگری از گاورنر را با مشخصات و ویژگی‌های متفاوت ساختند که مکسول^۳ [۱۳] در مقاله‌ای با موضوع گاورنرها

³ Maxwell

¹ James Watt

² Mateu Boulton

در سال ۱۸۶۸ به بررسی آن‌ها پرداخت. هاینریش کامرهوف^۱ [۱۴] در سال ۱۹۱۷ دستگاه محدودکننده‌ی سرعت با عملگر الکتریکی برای موتور خودروها ساخت که می‌توانست برای سرعت‌های متفاوت تنظیم شود به طوری که اگر سرعت خودرو بیش‌تر از سرعت از پیش تعیین‌شده شود، به‌صورت خودکار ارسال مخلوط سوخت و هوا به سیلندر موتور را قطع کند که به این ترتیب سرعت خودرو کاهش می‌یافت.

۱-۶-۲- سیستم‌های کروزر کنترل معمولی

به سیستم‌های خودکار در رانندگی که فقط سرعت خودرو را ثابت نگه می‌دارند کروزر کنترل معمولی می‌گویند. سیستم‌های کروزر کنترل معمولی توانایی جلوگیری از برخورد با خودروی پیش رو را ندارند. در سال ۱۹۶۰ برنان جان^۲ و همکاران [۱۵] اختراعی با موضوع سیستم کروزر کنترل و هشدار سرعت خودرو که مکانیزم کنترلی برای خودرو بود را به ثبت رساندند. این سیستم زمانی که خودرو به سرعت از پیش تعیین‌شده می‌رسید به راننده هشدار می‌داد و با توجه به نیروهای وارد شده به خودرو، سرعت خودرو را در مقدار از پیش تعیین‌شده حفظ می‌کرد. قاسم‌زاده و آدامیان [۱۶] عملکرد کنترل‌کننده‌ی تناسبی-انتگرالی-مشتق‌گیر را برای کنترل سرعت خودروی سمنند شبیه‌سازی کردند که زمان پاسخ‌دهی سیستم با این کنترل‌کننده ۱۰S گزارش شد. گنجی و همکاران [۱۷] نیز در مطالعه‌ای کنترل‌کننده‌ی تناسبی-انتگرالی-مشتق‌گیر برای کنترل سرعت خودرو را بررسی کردند، نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد، این کنترل‌کننده علاوه بر زمان پاسخ‌دهی نسبتاً بالا، قابل اعتماد هم نمی‌باشد و ردیابی سرعت توسط آن با نوسان بالایی همراه است.

۱-۶-۳- سیستم‌های کروزر کنترل تطبیقی

نوع پیشرفته‌ی کروزر کنترل معمولی که در دهه‌ی ۱۹۹۰ به بعد تکامل یافت، کروزر کنترل تطبیقی است. همانطور که اشاره شد این نوع از سیستم‌های خودکار برای رانندگی، دارای ویژگی‌های کروزر کنترل

² Brennan John

¹ Heinrich Kammerhoff

معمولی است؛ علاوه بر آن در مواقع اضطراری به منظور حفظ فاصله‌ی مناسب با خودروی جلویی، از کنترل‌کننده‌ی خودکار ترمز برای کاهش سرعت استفاده می‌شود.

به طور معمول برای طراحی سیستم‌های کروز کنترل تطبیقی از الگوریتم کنترل با دو حلقه استفاده می‌شود. کنترل‌کننده‌ی حلقه‌ی خارجی شتاب یا نیروی مطلوب براساس سرعت خودرو یا فاصله با خودروی جلویی را محاسبه می‌کند و کنترل‌کننده‌ی حلقه‌ی داخلی با کنترل سیستم ترمز و دریچه‌ی گاز، این شتاب محاسبه‌شده را ردیابی می‌کند [۱۸].

هانگ^۱ و رن^۲ [۱۹] با توجه به اینکه خودرو چه مقدار شتاب مطلوب را باید دنبال کند، یک استراتژی سویچینگ بین دریچه‌ی گاز و سیستم ترمز ارائه کردند. هدریک^۳ و گردیس^۴ [۲۰] در سال ۱۹۹۷ الگوریتم کنترل ترمز و موتور برای خودرو بر اساس سطح لغزش پیشنهاد دادند. آن‌ها در مدل طولی خودرو، بازدهی قطعات خط انتقال قدرت از موتور به چرخ‌ها را ۱۰۰ درصد در نظر گرفتند و از لغزش تایر و مبدل گشتاور صرف نظر کردند. الگوریتم کنترل ارائه‌شده توسط آن‌ها دارای دو سطح بالایی و پایینی می‌باشد، وظیفه‌ی کنترل‌کننده‌ی سطح بالایی محاسبه‌ی شتاب مطلوب بر اساس سطح لغزشی می‌باشد به طوری که خطای ردیابی سرعت و فاصله به صفر میل کند؛ این شتاب محاسبه‌شده با شتاب حاصل از معادله‌ی دینامیکی خودرو مقایسه می‌شود و بسته به بیشتر یا کمتر بودن شتاب مطلوب، دستور کنترل ترمز یا دریچه‌ی گاز صادر می‌شود. نتایج شبیه‌سازی آن‌ها حاکی از ردیابی خوب سرعت و فاصله می‌باشد. لیانگ^۵ و همکاران [۲۱] نیز از یافته‌های هدریک استفاده کردند و به بررسی و کاهش دادن تغییرات فشار روغن سیستم ترمز در حالت کنترل فاصله‌ی خودرو پرداختند. هدریک در ادامه پژوهش‌های خود در زمینه‌ی کروز کنترل با همکاری لو^۶ [۲۲] در سال ۲۰۰۳ الگوریتم کنترل خود را برای کنترل سرعت و فاصله‌ی کامیون‌های سنگین توسعه دادند. سیستم ترمز در نظر گرفته‌شده توسط آن‌ها برای کامیون شامل سه بخش ترمز موتوری، ترمز پنوماتیکی چرخ‌ها و ریتارد^۷ سیستم انتقال

⁵ Liang

⁶ Lu

⁷ Retarder

¹ Huang

² Ren

³ Hedrick

⁴ Gerdes

قدرت می‌باشد و بسته به اینکه چه مقدار گشتاور ترمز برای کنترل و کاهش سرعت خودرو لازم است، هر کدام از بخش‌های سیستم ترمز فعال می‌شوند. استراتژی کنترلی پیشنهادی آن‌ها بر روی یک خودروی سنگین آزمایش شد که خطای ردیابی فاصله $2m$ ارزیابی شد.

نرنجوا^۱ و همکاران [۲۳] در سال ۲۰۰۳ به بررسی کروزکنترل تطبیقی به روش کنترلی فازی^۲ پرداختند و قوانینی برای کنترل خودرو در منطق فازی ارائه کردند، نتایج شبیه‌سازی آن‌ها نشان می‌دهد ردیابی سرعت در سرعت‌های بالا با خطای کمتر و زمان پاسخ بیشتری همراه است. هم‌چنین محققان دیگری از روش فازی برای طراحی الگوریتم کنترل سرعت خودرو استفاده کردند که از میان آن‌ها می‌توان به پژوهش عبدالله و همکاران [۲۴] در سال ۲۰۰۸ اشاره کرد. ثانوک^۳ و پارنیچکون^۴ [۲۵] در سال ۲۰۱۲ الگوریتم ترکیبی برای کنترل طولی خودرو ارائه کردند، آن‌ها در تحقیق خود از ترم‌های غیرخطی معادلات دینامیک خودرو صرف نظر نموده و با استفاده از تابع تبدیل مرتبه‌ی اول، رابطه‌ی بین سرعت خودرو و زاویه‌ی دریچه‌گاز برای مدل خطی‌سازی شده بیان کردند. آن‌ها برای کنترل دریچه‌گاز از روش مد لغزشی^۵ و برای کنترل سیستم ترمز از روش کنترل فازی استفاده کردند.

روش کنترل بهینه یکی از روش‌های مورد علاقه‌ی محققان برای طراحی سیستم‌های کروزکنترل می‌باشد. لیانگ و پنگ^۶ [۲۶] الگوریتم کنترل برای سیستم کروزکنترل تطبیقی با استفاده از روش کنترل بهینه ارائه کردند. تابع هدف در کنترل‌کننده‌ی سطح بالایی به گونه‌ای تعریف شد که خطای ردیابی کمینه شود، آن‌ها برای حل این مساله‌ی بهینه‌سازی، از تکنیک تابع تبدیل z استفاده کردند. شتاب تولید شده توسط این کنترل‌کننده، به وسیله‌ی کنترل‌کننده‌ی سطح پایینی ردیابی شد. اسکین^۷ و همکاران [۲۷] نیز، در سال ۲۰۱۴ یک سیستم کروزکنترل تطبیقی برای خودروی الکتریکی با استفاده از روش کنترل بهینه، طراحی کردند که نتایج تحقیق آن‌ها حاکی از کاهش مصرف انرژی به کمک روش کنترل بهینه می‌باشد. کرمی و همکاران [۲۸] در سال ۱۳۹۱ در پژوهش خود، الگوریتم کنترل برای

⁵ Sliding mode

⁶ Peng

⁷ Eskstein

¹ Naranjo

² Fuzzy

³ Thanok

⁴ Parnichkun

کنترل سرعت و کنترل فاصله ارائه کردند. برای حالت کنترل سرعت و محاسبه‌ی شتاب مطلوب، کنترل-کننده‌ی تناسبی پیشنهاد دادند و برای محاسبه‌ی شتاب مطلوب در حالت کنترل فاصله از روش کنترل بهینه‌ی خطی استفاده کردند. ضمن اینکه در طراحی الگوریتم کنترل به عوامل راحتی و امنیت سرنشینان توجه شده است.

علیاری و احمدی [۲۹] در سال ۱۳۹۲ در مطالعه‌ای به بررسی کاهش مصرف سوخت موتور بنزینی با استفاده از دو روش بهینه‌سازی دینامیکی و کروزرکنترل پرداختند. آن‌ها برای مقایسه‌ی نتایج بهینه‌سازی، کروزرکنترل و شرایط واقعی، آزمون تجربی انجام دادند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد استفاده از روش بهینه‌سازی می‌تواند مصرف سوخت موتور بنزینی را به میزان ۱۴ تا ۱۶ درصد کاهش دهد، همچنین در صورت استفاده از کروزرکنترل، مصرف سوخت تا ۲۳ درصد کاهش می‌یابد. لیاخوا و همکاران [۳۰] در پژوهش خود به موضوع سویچینگ بهینه بین درجه‌گاز و سیستم ترمز در حالت کنترل فاصله پرداختند. الگوریتم کنترل ارائه‌شده توسط آن‌ها بر اساس روش پیش‌بینی مدل بود و ایده‌ی اصلی آن، ترکیب دینامیک درجه‌گاز و ترمز در یک مدل فضای حالت و کمینه‌سازی سویچینگ، بین درجه‌گاز و ترمز بود که منجر به کاهش مصرف سوخت و راحتی سرنشینان به علت حذف شتاب‌های اضافی می‌شد.

برای طراحی سیستم‌های کروزرکنترل تطبیقی لازم است، فاصله‌ی مطلوب تا خودروی پیش رو محاسبه شود و با مقایسه‌ی آن با مقدار اندازه‌گیری‌شده توسط رادار، سویچ بین حالت کنترل سرعت و فاصله انجام شود. چنانچه فاصله‌ی مطلوب از مقدار فاصله‌ی گزارش‌شده توسط رادار کمتر باشد، کروزرکنترل مناسب است و در غیر این صورت لازم است سیستم به حالت کنترل فاصله سویچ کند [۳۱]. برای محاسبه‌ی فاصله‌ی مطلوب، بیشتر پژوهش‌گران زمان پیش‌روی خودرو را، ثابت در نظر می‌گیرند. ژانگ^۳ و یانو^۴ [۳۲] یک سیستم کروزرکنترل تطبیقی براساس زمان پیش‌روی متغیر طراحی

³ Zhang

⁴ Ioannou

¹ Lihua

² Model predictive

کردند و نشان دادند زمانی که خودروی پیش‌رو سرعت ثابتی دارد، با در نظر گرفتن زمان پیش‌روی متغیر در استراتژی کنترل، خطای کنترل فاصله به صفر میل می‌کند.

سیستم‌های کروز کنترل می‌بایست توسط رانندگان پذیرفته شوند به همین منظور این سیستم‌ها نیازمند طراحی بر اساس رفتار رانندگان می‌باشند. موون^۱ و یی^۲ [۳۳] در پژوهش خود الگوریتم کنترل برای سیستم با در نظر گرفتن ویژگی‌های رانندگان ارائه کردند. هدف الگوریتم کنترل ارائه شده توسط آن‌ها، دستیابی به رفتار طبیعی خودروی کنترل شده بود تا رانندگان در موقعیت‌های مختلف، احساس راحتی کنند. آن‌ها برای رسیدن به این هدف با توجه به فاصله‌ی خودرو با خودروی پیش‌رو و سرعت خودرو، سه محدوده‌ی راحتی، کاهش شتاب زیاد، ترمز اضطراری، برای کارکرد سیستم کنترل در نظر گرفتند که در هر کدام از این بازه‌ها، سرعت خودرو با یک شتاب مشخص باید کاهش یابد تا رانندگان احساس راحتی بیشتری داشته باشند.

۱-۶-۴- سیستم‌های کروز کنترل پیشرفته‌ی ایست-حرکت

در تکامل سیستم‌های کروز کنترل تطبیقی، عملگر ایست-حرکت به سیستم کنترلی اضافه شد. سیستم ایست-حرکت به راننده کمک می‌کند تا فاصله‌ی ایمن با خودروی پیش‌رو را در سرعت‌های پایین حفظ کند. این سیستم در موقع لزوم خودرو را به ایست کامل می‌رساند و سپس به حرکت بعد از آن کمک می‌کند. اگرچه سامانه‌های کروز کنترل تطبیقی در صدر پژوهش‌های روز قرار دارند، اما محدودیت سامانه‌های کروز کنترل تطبیقی آن است که برای سرعت‌های بالاتر از $40 \frac{km}{h}$ تعریف شده است. برای رفع این مشکل در سامانه‌های کنترلی جدید برای سرعت‌های بین ۰ تا $40 \frac{km}{h}$ از کنترل کننده‌ی ایست-حرکت استفاده می‌شود. ونهونز^۳ و همکاران [۳۴] شرط‌های اولیه برای تحقق یک سامانه‌ی کروز کنترل ایست-حرکت را بیان کردند.

³ Venhovens

¹ Moon

² Yi

شکوری و اردیس^۱ [۳۵] در سال ۲۰۱۲ در مطالعه‌ای به بررسی کروزکنترل تطبیقی پیشرفته‌ی ایست- حرکت بر اساس روش کنترلی پیش بینی مدل غیر خطی پرداختند. وجه تمایز کار آن‌ها با سایرین، استفاده از یک حلقه برای برای هر دو هدف کنترل (کنترل سرعت و فاصله) بود و ایده‌ی پژوهش آن‌ها استخراج دومدل LTI^۲ فضای حالت از مدل غیرخطی براساس حالت‌های عملکرد مورد نیاز دریچه‌گاز و ترمز بود. پژوهش‌گران دیگری نیز همچون کوئن^۳ و انتونیس^۴ [۳۶] و نائوس^۵ و پلوگ^۶ [۳۷] به طراحی سیستم کروزکنترل براساس روش پیش‌بینی مدل پرداختند.

مارتینز^۷ و کارلوس^۸ [۳۸] الگوریتم کنترل براساس مدل مرجع برای کنترل طولی خودرو پیشنهاد دادند که مدل مرجع پیشنهادی توسط آن‌ها مدل غیرخطی بود و حل دینامیکی با در نظر گرفتن قیدهای ایمنی و راحتی را فراهم می‌کرد. نتایج شبیه‌سازی‌های آن‌ها نشان می‌دهد که مدل پیشنهادی، نسبت به تغییرات شتاب خودروی پیش رو حساس بوده و ایمنی و راحتی سرنشینان را در سرعت‌های مختلف فراهم می‌کند.

۱-۶-۵- پژوهش‌های اخیر

شکوری و اردیس [۳۹] در سال ۲۰۱۰ مدل دینامیکی طولی یک خودرو با جعبه دنده‌ی خودکار را مورد بررسی قرار دادند و در مطالعه‌ی خود مدلی کامل برای شبیه‌سازی سیستم‌های کروزکنترل، شامل اجزای سیستم انتقال قدرت با در نظر گرفتن نیروهای مختلف وارد به خودرو، ارائه کردند که از نتایج گزارش شده توسط آن‌ها می‌توان در طراحی سیستم‌های کروزکنترل استفاده کرد.

اتیا^۹ و همکاران [۴۰] در سال ۲۰۱۴ به منظور خودکار کردن بیش‌تر رانندگی، کنترل طولی و جانبی یک خودرو که می‌خواهد در یک مسیر مشخص با سرعت ثابت حرکت کند را بررسی کردند و برای دستیابی به این هدف از اطلاعات GPS و دوربین‌های نصب‌شده در خودرو استفاده کردند. آن‌ها در

⁶ Ploeg

⁷ Martinez

⁸ Carlos

⁹ Attia

¹ Ordys

² Linear time invariant

³ Coen

⁴ Anthonis

⁵ Naus

طرح خود، کنترل‌کننده‌ی طولی خودرو و کنترل‌کننده‌ی جانبی را کوپله کردند که کنترل‌کننده‌ی جانبی بر اساس روش کنترلی پیش‌بینی مدل ارائه شد.

نمس^۱ و گاسپار^۲ [۴۱] در سال ۲۰۱۵ در یکی از تحقیق‌های خود، به مفهوم کروزکنترل نگاه به جلو پرداختند. هدف کروزکنترل نگاه به جلو، در نظر گرفتن شرایط مسیر و قوانین راهنمایی رانندگی در بخش‌های پیش روی مسیر می‌باشد. این سیستم‌ها علاوه بر ابزارهای اندازه‌گیری معمول در سیستم‌های کروزکنترل، مانند سنسور سرعت خودرو و رادار نیازمند اطلاعات جاده هستند که از طریق GPS دریافت می‌شود. آن‌ها در طراحی سیستم کنترلی خود از روش مقاوم H_{∞} استفاده کردند.

۱-۷- ضرورت انجام پژوهش

همانطور که مشخص است در پژوهش‌های انجام‌گرفته در زمینه کنترل سرعت و فاصله خودرو برای طراحی کنترل‌کننده، روش‌هایی همچون کنترل بهینه و فازی بیش‌تر مورد توجه بوده‌اند، اما کمتر از روش‌های کنترل مقاوم استفاده شده است. یکی از مشکلات کارهای عملی در طراحی سیستم‌های غیرخطی، غیردقیق بودن مدل می‌باشد که اصطلاحاً در دیدگاه کنترلی به آن، عدم قطعیت یا نامعینی گفته می‌شود و در مدل‌سازی می‌توان آن را به دو نوع اصلی طبقه‌بندی کرد:

۱- عدم قطعیت‌های ساختاری که ناشی از خطای ابزارهای اندازه‌گیری می‌باشند.

۲- عدم قطعیت‌های غیر ساختاری که ناشی از عدم شناخت از مسأله یا فرض‌های ساده‌ساز مدل می‌باشند.

عدم دقت در مدل‌سازی اثرات نامطلوب شدیدی بر سیستم‌های غیرخطی می‌گذارد؛ بنابراین هر طراحی عملی بایستی آن‌را به طور صریح مورد نظر قرار دهد [۴۲].

گنجی و یانگ [۴۳] الگوریتم کنترل مد لغزشی برای ردیابی بهتر سرعت سیستم کروزکنترل معمولی به عنوان جایگزین کنترل‌کننده‌ی تناسبی-مشتقی پیشنهاد دادند آن‌ها از روش مد لغزشی صرفاً به

² Gaspar

¹ Nemeth

عنوان یک روش کنترل برای سیستم‌های غیرخطی استفاده کردند و به نامعینی‌های موجود در مدل نپرداختند، با این حال نتایج شبیه‌سازی آن‌ها رضایت‌بخش و زمان پاسخ‌دهی کم و قابل قبول ارزیابی می‌شود.

در سال ۲۰۱۵ نمس و همکاران [۴۴] به بررسی کنترل سرعت خودرو پرداختند. آن‌ها در مطالعه خود از روش کنترل مقاوم H_{∞} استفاده کردند و با طراحی الگوریتم کنترل توانستند ردیابی سرعت را با در نظر گرفتن عدم قطعیت در وزن خودرو انجام دهند. تفاوت اصلی پژوهش آن‌ها با سایرین، در نظر گرفتن عدم قطعیت پارامتری در مدل و محاسبه‌ی نیروی مطلوب محرک چرخ‌های خودرو به عنوان خروجی کنترل‌کننده به جای شتاب مطلوب بود که با تحقق این نیرو توسط خودرو، ردیابی سرعت انجام می‌شود؛ آن‌ها از اغتشاش باد طولی اعمالی به خودرو صرف نظر کرده و عدم قطعیت‌های ناشی از تغییر نیروی مقاومت غلتشی را نیز مورد بررسی قرار ندادند. همچنین کنترل‌کننده طراحی شده توسط آن‌ها فقط برای حالت کنترل سرعت بوده و پایداری سیستم در حالت کنترل فاصله را بررسی نکردند.

از آنجایی که در کارهای گذشته عدم قطعیت‌های سیستم علی‌رغم اهمیتشان کمتر مورد توجه بوده‌اند و پژوهش‌های محدودی در این زمینه انجام شده است در پایان‌نامه‌ی حاضر سعی شده است تمام عدم قطعیت‌های ساختاری و غیر ساختاری در مدل خودرو در نظر گرفته شوند، همچنین اغتشاش باد طولی به مدل خودرو اعمال شده و برای طراحی کنترل‌کننده از روش کنترلی مدل‌گزشی که یک روش قدرتمند برای کنترل سیستم‌های غیرخطی نامعلوم می‌باشد، هم برای کنترل سرعت و همچنین برای کنترل فاصله خودرو استفاده شده است؛ ضمن آنکه اتلافات توان در خط انتقال قدرت از موتور به چرخ‌ها لحاظ شده و مقدار گشتاور لازم موتور برای حرکت خودرو محاسبه شده است.

۱-۸ - ساختار پایان نامه

فصل‌های دیگر پایان نامه به صورت زیر تنظیم شده‌اند:

فصل دوم به مدل‌سازی خودرو و به دست آوردن معادلات آن اختصاص داده شده است. در این فصل ابتدا معادله حرکت در راستی طولی خودرو استخراج شده و نیروهای موجود در معادله شرح داده خواهد شد و سپس نامعینی‌های موجود در مدل نیز به طور کامل بحث و بررسی می‌شوند.

در فصل سوم پایان نامه طراحی کنترل کننده برای سیستم انجام شده است. در این فصل ابتدا حالت-های کنترلی یک سیستم کروز کنترل تطبیقی شرح داده می‌شود و یک الگوریتم کنترل برای کنترل طولی خودرو پیشنهاد می‌شود، سپس روش‌های کنترل سیستم‌های غیرخطی معرفی خواهد شد و علت انتخاب روش مد لغزشی در این پایان نامه با توجه به مسأله‌ی مورد بررسی، شرح داده می‌شود. پس از آن، طراحی کنترل کننده برای سیستم به روش مد لغزشی انجام می‌شود و ضمن طراحی کنترل کننده، درباره‌ی پایداری سیستم به روش لیاپانوف نیز بحث می‌شود. در انتها قوانین کنترلی به دست آمده به معادله حرکت خودرو اعمال شده و سناریوهای مختلف حرکت خودرو مانند حرکت با سرعت ثابت و تعقیب خودرو پیش رو در شرایط متفاوت محیط و بار جاده، شبیه‌سازی می‌شوند و نتایج حاصل از شبیه‌سازی گزارش شده و به بحث و بررسی این نتایج پرداخته می‌شود. در فصل چهارم پایان نامه نیز نتیجه‌گیری کلی از کار انجام شده و پیشنهادات جهت کارهای آتی ارائه خواهد شد.

فصل دوم

معادلات حاکم بر سیستم خودرو

۲-۱- مقدمه

در بخش اول این فصل پس از بیان فرضیات مسأله‌ی پیش رو، پیکره‌بندی خودرو معرفی می‌گردد. پس از آن، معادله دینامیک طولی خودرو به روش نیوتن استخراج می‌شود. سپس به بررسی مدل خودرو، بارهای جاده و عدم قطعیت‌های مدل پرداخته می‌شود و در مورد اهمیت در نظر گرفتن آنها بحث خواهد شد.

۲-۲- فرضیات

فرضیات استفاده‌شده در این پایان‌نامه به صورت زیر می‌باشند:

۱- خودرو جسم صلب فرض می‌شود.

۲- مدل‌سازی و طراحی کنترل‌کننده برای حرکت مستقیم خودرو انجام می‌شود و خودرو در معرض بارهای جانبی نمی‌باشد.

۳- در مدل‌سازی خودرو از مولفه‌ی عمودی نیروی آیرودینامیک صرف نظر می‌شود.

۴- در مدل‌سازی نیروی پسای آیرودینامیک فرض شده است، باد در راستای طولی خودرو می‌وزد.

۲-۳- روش حل و به‌دست آوردن معادلات حاکم

یک خودرو از اجزای بسیاری که در داخل پوشش خارجی آن پراکنده شده‌اند، تشکیل شده است. با توجه به آنکه فاصله‌ی ذرات و اجزا خودرو همواره ثابت است می‌توان برای تحلیل رفتار آن از فرض جسم صلب استفاده کرد. در تحلیل حرکت جسم صلب تمام نیروها و گشتاورهای خارجی اعمالی به سیستم، به مرکز جرم وارد می‌شوند و حرکت مرکز جرم، بیانگر حرکت کل مجموعه است. در تحلیل اولیه از خودرو نیز می‌توان گفت که کلیه اجزای آن با هم حرکت می‌کنند. برای مثال، هنگام ترمز کردن، کلیه اجزا خودرو به صورت واحد عمل کرده و سرعت خودرو را کاهش می‌دهند. بنابراین می‌توان خودرو

¹ Aerodynamic drag

را به صورت یک جرم متمرکز که در مرکز ثقل خود با جرم و ویژگی‌های اینرسی مناسب قرار دارد، تعریف کرد و برای تحلیل شتاب، ترمز کردن و چرخش از این تعریف بهره برد (شکل (۱-۲)).

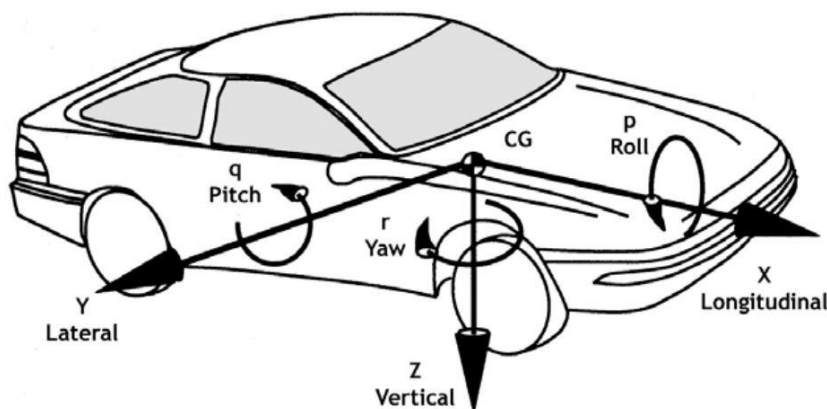
۲-۳-۱- پیکره‌بندی خودرو

حرکات خودرو نسبت به چارچوب مرجع متعامد راست‌گرد چسبیده به آن یا چارچوب ثابت که مبدأ آن در مرکز جرم خودرو بوده، معرفی می‌شود و با توجه به قرارداد انجمن مهندسان خودرو مختصات آن به صورت زیر است:

محور X: رو به جلو و در صفحه تقارن طولی

محور Y: در جهت راست خودرو و در صفحه تقارن عرضی

محور Z: در جهت پایین و عمود بر سطح جاده



شکل ۱-۲ درجات آزادی خودرو به عنوان جسم صلب [۴۵]

اکنون با تعاریف گفته‌شده می‌توان به بررسی معادلات حاکم بر خودرو و تحلیل رفتار آن پرداخت.

۲-۳-۲- دینامیک نیوتنی

ایده‌های اساسی دینامیک کلاسیک در طی چندین سال گسترش یافته است. این گسترش در دو قالب قرار دارد: دینامیک نیوتنی و دینامیک لاگرانژی. توسعه‌ی دینامیک نیوتنی از گالیله که مفهوم شتاب و

قانون اینرسی را ارائه کرده است، شروع شد. سپس در سال ۱۶۸۷ نیوتن سه قانون حرکت ذره و قانون جاذبه‌ی عمومی خود را ارائه نمود. او این مفاهیم را برای مطالعه‌ی دینامیک اجسام صلب تعمیم داد. آن گرایش از دینامیک کلاسیک که بر اساس کاربرد مستقیم قوانین نیوتن قرار دارد، دینامیک نیوتنی نام دارد.

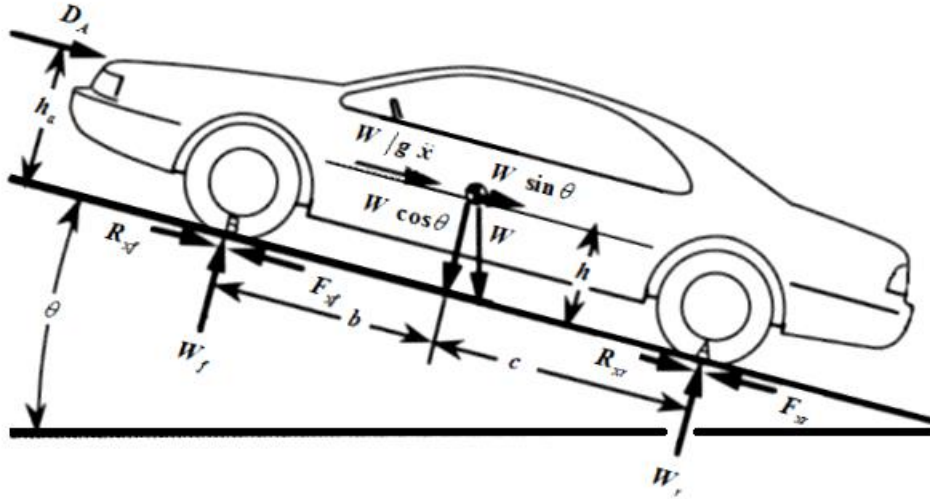
۲-۳-۱- قانون دوم نیوتن

مهم‌ترین قانون که به کمک آن بیشتر تحلیل‌های دینامیک خودرو صورت می‌گیرد، قانون دوم نیوتن می‌باشد و بنا به تعریف اگر بردار برآیند نیروهای اعمال‌شده به یک جسم برابر صفر نباشد، جسم شتابی متناسب با مقدار نیروی برآیند و در جهت آن به خود می‌گیرد. می‌توان قانون دوم نیوتن را به صورت معادله‌ی (۱-۲) بیان نمود:

$$\vec{F} = m \frac{d\vec{x}}{dt} = m\vec{\ddot{x}} \quad (1-2)$$

۲-۳-۳- مدل طولی خودرو

چنانکه در شکل (۱-۲) مشخص است یک خودرو به صورت جسم صلب آزاد، شش درجه‌ی آزادی دارد و شش معادله‌ی حرکت برای بیان موقعیت آن لازم است. سه معادله می‌توانند انتقال مرکز جرم و سه معادله نیز دوران حول مرکز جرم را بیان کنند که معادلات حرکت جسم صلب، مستقیماً با به کارگیری قانون دوم نیوتن نوشته می‌شوند. اما از آنجایی که هدف از طراحی سامانه‌های کروز کنترل، کنترل طولی خودرو می‌باشد حرکت خودرو فقط در راستای طولی خودرو در نظر گرفته می‌شود و همچنین به دلیل اینکه خودرو روی سطح زمین مقید شده و پایداری خودرو مفروض است، درجات آزادی دوران حول محور عمودی خودرو (چرخش) دوران حول محور جانبی خودرو (پیچش)، دوران حول محور عمودی خودرو (غلتش)، حرکت در راستای عمودی و جانبی خودرو در نظر گرفته نمی‌شوند و با توجه به نیروهای اعمالی به خودرو که در شکل (۲-۲) مشاهده می‌شود، معادله‌ی حرکت در راستای طولی خودرو به صورت رابطه‌ی (۲-۲) است [۴۵]:



شکل ۲-۲ نیروهای اعمالی به خودرو در راستای طولی و عمودی خودرو [۴۵]

$$m\ddot{x} = \frac{W}{g}\ddot{x} = u - R_x - D_A - W \sin(\theta) \quad (2-2)$$

که در معادله‌ی (۲-۲)، m ، \ddot{x} ، W ، R_x ، D_A و θ به ترتیب جرم خودرو، شتاب طولی، وزن خودرو، نیروی رانشی یا ترمزی اعمالی از طرف خودرو به سطح زمین (خروجی کنترل کننده)، نیروی مقاومت غلتشی^۱ تایر، نیروی پسای آیرودینامیک و میزان زاویه جاده نسبت به محور x می‌باشند.

۲-۳-۳-۱- برآیند بارهای جاده

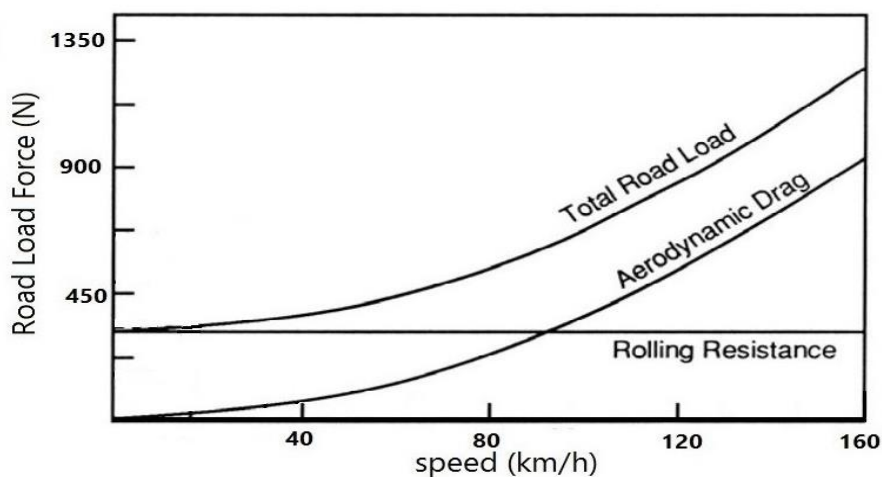
مجموع نیروی مقاومت غلتشی، نیروی پسای آیرودینامیکی و نیروی وزن خودرو، بار محرکه‌ی جاده برای خودرو را تشکیل می‌دهند و اصطلاحاً به مجموع آن‌ها، بار جاده می‌گویند که مقدار آن برابر است با:

$$f(x) = C_r mg \cos(\theta) + \frac{1}{4} \rho C_D A \dot{x}^2 + mg \sin(\theta) \quad (3-2)$$

¹ Rolling resistance

در معادله‌ی (۳-۲) نیز C_r, g, ρ, C_D, A و \dot{x} به ترتیب ضریب نیروی مقاومت غلتشی، شتاب گرانش، چگالی هوا، ضریب نیروی پسا، مساحت سطح پیشانی و سرعت خودرو، می‌باشند.

در شکل (۳-۲) مجموع این نیروها برای یک خودروی خاص در یک جاده‌ی بدون شیب ($\theta=0$) رسم شده است؛ با فرض اینکه ضریب مقاومت غلتشی 0.02 ، خودرو دارای وزن ثابت 1655 kg ، فضای جلویی خودرو 2.165 m^2 متر مربع و ضریب نیروی پسای آیرودینامیکی 0.34 باشد. منحنی مجموع بار جاده با توجه به نیروی پسای آیرودینامیکی با مجذور سرعت افزایش می‌یابد. مقاومت غلتشی و مولفه‌ی افقی وزن خودرو (در صورت وجود شیب جاده) نیز با توجه به مقدارشان، منحنی را به سمت بالا می‌برند.



شکل ۳-۲ مجموع بار جاده برای یک خودرو بر حسب سرعت‌های مختلف [۴۵]

در ادامه‌ی این فصل به بررسی تفصیلی هر کدام از این نیروها پرداخته می‌شود، منشأ هر یک از آنها شرح داده خواهد شد و عوامل موثر بر مقدار آنها بررسی می‌شوند، سپس عدم قطعیت‌های موجود در این مدل که برای طراحی کنترل‌کننده باید در نظر گرفته شوند معرفی می‌شوند.

۲-۴- نامعینی‌های مدل

۲-۴-۱- خطای ابزارهای اندازه‌گیری

سیستم‌های کروم کنترل نیازمند اندازه‌گیری پارامترهای مختلفی مانند: سرعت و شتاب خودرو، فاصله‌ی خودروی پیش رو و میزان شیب جاده به کمک ابزارهای اندازه‌گیری می‌باشد در عمل اندازه‌گیری این پارامترها دارای خطا می‌باشد. وزن خودرو یکی از پارامترهای مهم در معادلات دینامیک خودرو می‌باشد. در اکثر پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه‌ی کنترل سرعت و فاصله‌ی خودرو، وزن نامی خودرو در شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است و تغییرات وزن خودرو به دلیل حضور سرنشیمان و مصرف سوخت و تخلیه‌ی باک در نظر گرفته نشده است. وزن یک خودرو در طی مدت زمان استفاده، می‌تواند تغییر یابد. برای مثال با در نظر گرفتن وزن نامی خودرو، مقدار نیروی لازم برای غلبه بارهای جاده حدود $1400N$ می‌باشد، اما در زمان حضور سرنشیمان و بارهای اضافی این نیرو بایستی به حدود $1800N$ افزایش یابد. در صورتی که در طراحی خودرو این اختلاف نیرو لحاظ نشود، عمل تثبیت سرعت نیز به درستی اتفاق نمی‌افتد و همواره با خطا همراه است. بنابراین مقدار دقیق پارامترهای m ، \dot{x} و θ در معادلات (۲-۲) و (۳-۲) به طور دقیق معلوم نیست؛ فلذا سیستم از این حیث دارای نامعینی می‌باشد.

۲-۴-۲- نیروی پسای آیرودینامیک

نیروی پسا، بزرگترین و مهم‌ترین نیروی آیرودینامیکی است که خودروها در سرعت‌های مرسوم بزرگراه‌ها با آن مواجه می‌شوند. جدایش جریان‌های عبوری روی خودرو و به تبع آن اختلاف فشار هوا بین عقب و جلوی خودرو، سبب ایجاد نیروی پسا می‌باشد.

¹ Flow separation



Drag Force on a Car

شکل ۲-۴ جریان هوای عبوری روی خودرو و تولید نیروی پسا [۳۹]

با توجه به آنکه نیروی پسا روی خودرو یا هر جسم دیگر بسیار پیچیده است، ضروری است مدل‌های نیمه‌تجربی برای نمایاندن اثرات پارامترهای مختلف روی نیروی پسا تدوین شوند. بنابراین برای همسان نمودن مدل‌ها، نیروی پسای آیرودینامیک با معادله‌ی (۲-۴) بیان می‌شود:

$$D_A = \frac{1}{2} \rho C_D A \dot{x}^2 \quad (۲-۴)$$

۲-۴-۲-۱- سرعت خودرو

برای محاسبه نیروی پسای آیرودینامیک از رابطه‌ی (۲-۴) می‌بایست سرعت جریان هوای عبوری از خودرو در آن قرار بگیرد. آنچه که در بیشتر پژوهش‌های مورد مطالعه قرار گرفته در زمینه‌ی طراحی سیستم کروز کنترل در مدل‌سازی نیروی پسای آیرودینامیک مشاهده شد، محققان از سرعت باد صرف نظر کرده‌اند و فرض شده است سیال هوا سرعت ندارد و خودرو درون آن حرکت می‌کند. که در عمل این گونه نبوده و این فرض همیشه صادق نیست و باید اثر سرعت باد را نیز در نظر گرفت زیرا نیروی پسای آیرودینامیک که باد مخالف ایجاد می‌کند به علت اینکه مقدار نیرو با مجذور سرعت افزایش می‌یابد، تقریباً دو برابر نیروی آیرودینامیک بدون در نظر گرفتن اثر باد است که این مقدار قابل توجهی است و بایستی در طراحی، لحاظ گردد. در این پایان‌نامه سعی می‌شود سرعت باد طولی به عنوان

اغتشاش خارجی، به خودرو اعمال شود و در مدل از رابطه‌ی سرعت نسبی (۵-۲) برای محاسبه‌ی سرعت خودرو نسبت به هوا استفاده شود.

$$\dot{x}_{vehicle/wind} = \dot{x} - \dot{x}_{wind} \quad (۵-۲)$$

در معادله‌ی (۵-۲) \dot{x} سرعت خودرو و \dot{x}_{wind} سرعت باد می‌باشند.

۲-۴-۳- نیروی مقاومت غلتشی تایلر

یکی از نیروهای مقاوم عمده در جاده در برابر حرکت خودرو، مقاومت غلتشی تایلرهاست. در سرعت‌های پایین در جاده‌های سخت و مسطح، مقاومت غلتشی مهم‌ترین عامل مقاوم در برابر حرکت است. در واقع مقاومت آیرودینامیک در سرعت‌های $100 \frac{km}{h}$ با مقاومت غلتشی تایلر برابر می‌شود. در حالی که دیگر نیروهای مقاوم در شرایط حرکتی ویژه (سرعت خودرو، وزش باد، جاده با شیب زیاد)، با اهمیت می‌گردند، مقاومت غلتشی از لحظه‌ی حرکت چرخ‌ها به صورت یکسان در همه‌ی شرایط وجود دارد. نیروی مقاومت غلتشی تایلر علاوه بر اینکه از عوامل مقاوم در برابر حرکت خودرو است، باعث تبدیل مقدار زیادی از توان به گرمای درون تایلر بر اثر غلتش می‌شود. افزایش دمای تایلر سبب کاهش مقاومت در برابر ساییدگی و استحکام خستگی خمش ماده تایلر است که این امر موجب محدود شدن کارکرد تایلر می‌شود.

با در نظر گرفتن وزن کل خودرو، برآیند نیروی مقاومت غلتشی وارد به خودرو با مجموع نیروی

مقاومت همه‌ی چرخ‌ها برابر است و به صورت معادله‌ی (۶-۲) بیان می‌شود [۴۶]:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = C_r (w_f + w_r) = C_r mg \cos(\theta) \quad (۶-۲)$$

که در رابطه‌ی بالا عبارت‌های R_{xf} و R_{xr} مقاومت غلتشی چرخ‌های جلو و عقب هستند و پارامترهای

C_r ، w_f و w_r نیز به ترتیب به ضریب مقاومت غلتشی، نیروی وزن منتقل شده به چرخ‌های جلو،

نیروی وزن منتقل شده به چرخ‌های عقب و وزن خودرو اشاره دارند.

لازم به ذکر است در معادله‌ی (۶-۲) از اثرات مولفه‌ی عمودی نیروی مقاومت هوا بر روی وزن خودرو

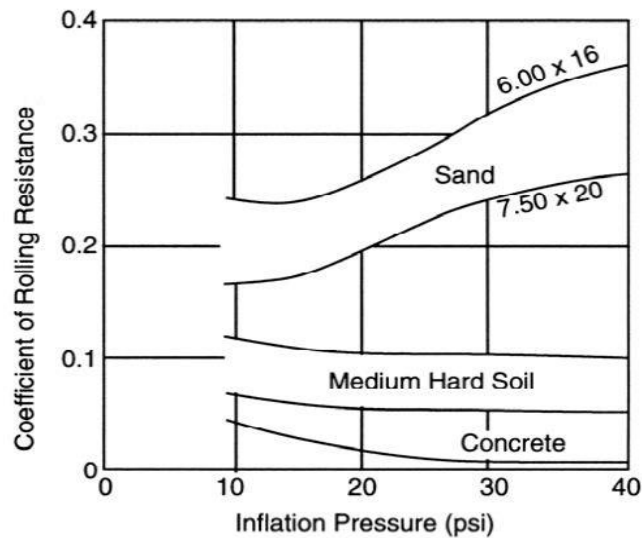
برای محاسبه‌ی نیروی مقاومت غلتشی صرف نظر شده است. هم‌چنین در این پایان‌نامه و به طور کلی

در طراحی سامانه‌های کروزکنترل، حرکت خودرو مستقیم در نظر گرفته می‌شود لذا رابطه‌ی ذکر شده

تنها برای حرکت مستقیم است. برای خودرویی که در معرض بارهای جانبی (حرکت در پیچ یا بارهای آیرودینامیک) است، راستای مقاومت غلتشی از راستای واقعی حرکت انحراف می‌یابد و نیروی کشنده بایستی بر برآیند برداری نیروهای جانبی و مقاومت غلتشی چیره یابد. وجود رابطه‌ی پیچیده بین پارامترهای عملکردی تایر و ضریب مقاومت غلتشی، سبب می‌شود که ارائه‌ی یک روش تحلیلی جهت پیش‌بینی این نیرو بسیار سخت باشد. ضریب مقاومت غلتشی یک ضریب بی‌بعد است که اثرات ویژگی‌های فیزیکی پیچیده و وابسته به هم را برای تایر و سطح زمین بیان می‌کند. برقراری شرایط استاندارد برای اندازه‌گیری اثر متغیرها از جمله: ساختار مواد زمین (جاده)، ترکیب لاستیک، اجزا و زیربخش‌های طراحی تایر، درجه‌ی حرارت و ... اگر ناممکن نباشد، امری بسیار مشکل است [۴۵]. در تحقیق‌های انجام‌شده در زمینه‌ی کنترل طولی خودرو، محققان از مدل‌سازی دقیق این ضریب و در نظر گرفتن تمامی شرایط آن صرف نظر کرده و یک عدد ثابت برای آن در نظر می‌گیرند و اثرات پارامترهای مختلف بر آن را لحاظ نمی‌کنند. بعضی از مهم‌ترین عوامل موثر بر مقاومت غلتشی تایر در ادامه شرح داده شده است.

۲-۴-۳-۱- بار یا فشار تایر

فشار باد تایر، تعیین‌کننده‌ی ویژگی‌های ارتجاعی تایر در منطقه‌ی تماس تایر با سطح جاده است و اثر کل مقاومت غلتشی به ویژگی‌های ارتجاعی تایر بستگی دارد. شکل (۲-۵) چگونگی تغییرات ضریب با فشار باد را در انواع متخلفی از سطوح نشان می‌دهد.



شکل ۲-۵ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی نسبت به فشار و باد تایر در سطح مختلف [۴۶]

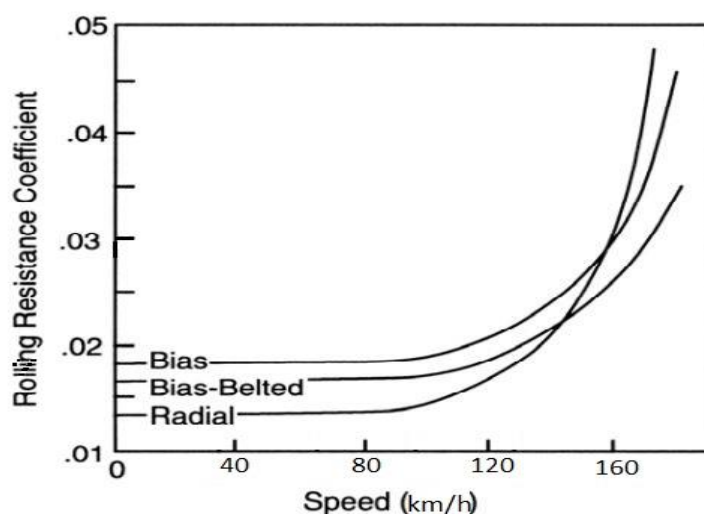
در سطوح نرم مانند سطوح شنی، فشار باد زیاد موجب افزایش فرورفتگی تایر در زمین می‌شود و بنابراین ضرایب بالاتر می‌روند. در سطوح با سختی متوسط مانند جاده‌های خاکی اثر فشار باد روی تایر تقریباً متعادل است و می‌توان گفت ضریب مستقل از فشار باقی می‌ماند و روی سطوح معمولی مانند سنگ‌فرش یا بتن با افزایش فشار باد تایر، به علت کم شدن تغییر شکل تایر ضریب مقاومت نیز غلتشی کاهش می‌یابد. ضریب مقاومت غلتشی در سطوح مختلف به عنوان یک ثابت برآورد و پیش بینی می‌شود. در جدول شماره‌ی (۱-۲) مقادیر نمونه برای سطوح مختلف نشان داده شده است [۴۵].

جدول ۲-۱ ضریب مقاومت غلتشی برای انواع خودرو در سطوح مختلف با ثابت در نظر گرفتن سایر پارامترها [۴۵]

| نوع خودرو | جاده بتنی | جاده نسبتاً سخت | جاده شنی |
|--------------|-----------|-----------------|----------|
| خودروی سواری | ۰/۰۱۵ | ۰/۰۸ | ۰/۳۰ |
| کامیون سنگین | ۰/۰۱۲ | ۰/۲۶ | ۰/۲۵ |
| تراکتور | ۰/۰۲ | ۰/۰۴ | ۰/۲۰ |

۲-۴-۳-۲- سرعت

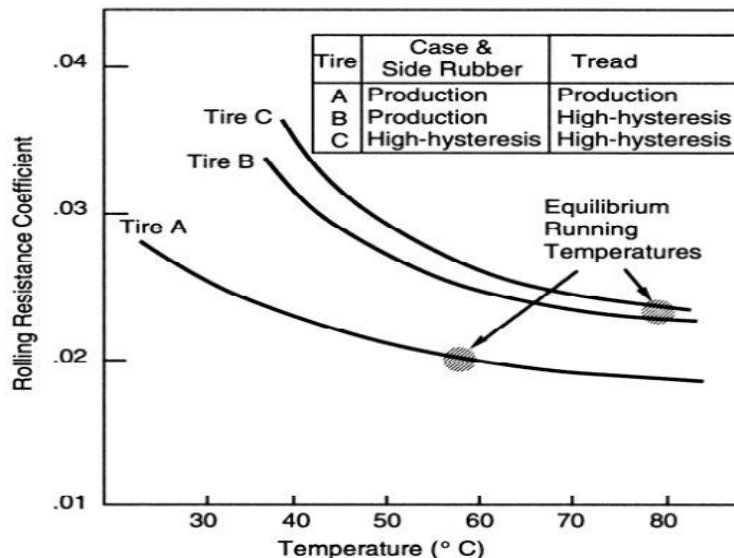
ضریب مقاومت غلتشی تایر به علت افزایش انعطاف و نوسان بدنه‌ی تایر به طور مستقیم با سرعت خودرو متناسب است. اگرچه این اثر در سرعت‌های متوسط و پایین، کوچک و کم است و اغلب در محاسبات چشم‌پوشی می‌شود. اما اثر سرعت، زمانی که سرعت با فشار باد کمتر، ترکیب می‌شود، بیشتر مورد توجه و بررسی قرار می‌گیرد. شکل (۶-۲) تغییرات ضریب مقاومت غلتشی نسبت به سرعت را برای تایرهای با الیاف شعاعی، مورب و مورب سیمی را نشان می‌دهد [۴۵].



شکل ۶-۲ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی تایر بر حسب سرعت خودرو، تحت بار و فشار باد معین [۴۵]

۲-۴-۳-۳- مواد و طراحی تایر

دمای عملکردی تایر و همچنین مواد و سختی دیواره‌ی جانبی و آج تایر، تعیین‌کننده‌ی سختی و توان اتلافی تایر در حال غلتش می‌باشند. شکل (۷-۲) تغییرات ضریب مقاومت غلتشی تایرهای مورد آزمایشی که دیواره و آج آن‌ها از انواع مختلف لاستیک ساخته شده‌اند را نسبت به دمای تایر، نشان می‌دهد.



شکل ۲-۷ تغییرات مقاومت غلتشی نسبت به دما برای تایرهای با پلیمرهای مختلف [۴۵]

در لاستیک های صاف و ساییده شده مقدار ضریب مقاومت غلتشی ۲۰ درصد کمتر از لاستیک های نو است. از طرف دیگر لایه لایه سازی خوب به اندازه ی ۲۵ درصد ضریب مقاومت غلتشی را افزایش می دهد. مواد نخ دیواره های تایر، اثر کمی بر این ضریب دارند ولی زاویه ی نخ و ویژگی های تسمه تایر، اثر قابل توجهی دارند.

همانطور که در قبل تر اشاره شد در بررسی های انجام شده در تحقیق های صورت گرفته در زمینه ی کروزر کنترل، پژوهش گران از اثرات متغیرهای مختلف بر این نیرو که عموماً اثرات غیرخطی هستند، صرف نظر می کنند و در طراحی خود، شرایط استاندارد برای خودرو فرض می کنند، بنابراین مدل دارای عدم قطعیت غیرساختاری می گردد. از آنجایی که صرف نظر از عوامل مختلف در محاسبه ی نیروی مقاومت غلتشی، باعث می شود که مدل در نظر گرفته شده با مدل واقعی سیستم دارای اختلاف شود و مقدار دقیق نیرو برای غلبه بر بارهای جاده توسط کنترل کننده تأمین نشود، این موضوع اهمیت می یابد. اهمیت موضوع زمانی بیشتر احساس می شود که یک خودرو می تواند شرایط مختلفی را تجربه کند و در نظر گرفتن این شرایط، کارایی و ایمنی سامانه ی کروزر کنترل را تحت شعاع قرار می دهد و عملاً

نمی‌توان از این سامانه در همه شرایط، بهره برد. در ادامه چند فرمول برای محاسبه این ضریب ارائه می‌شود.

۲-۴-۳-۴- ضرایب نمونه

معادلاتی برای تخمین مقاومت غلتشی طی چند سال اخیر به دست آمده است. معادلاتی برای ضرایب مقاومت غلتشی تایرهای در حال حرکت خودروی سواری، روی سطح بتنی ارائه شده اند. متغیرها در این معادلات عبارتند از: فشار باد تایر، سرعت و بار. دقت محاسبات، طبیعتاً با حذف عواملی که از اثر آنها چشم‌پوشی می‌شود، محدود می‌گردد. در ابتدایی ترین سطح، ضریب مقاومت غلتشی به عنوان یک ثابت تخمین زده می‌شود که در جدول (۲-۱) مقادیر نمونه برای سطوح ابتدایی نشان داده شد. بر مبنای اطلاعات تجربی نشان داده‌شده در شکل (۲-۷) برای تایرهای سواری از نوع لایه‌ی شعاعی تحب بار و فشار باد معین روی جاده‌ی صاف، رابطه‌ی بین ضریب مقاومت غلتشی و سرعت به صورت معادله‌ی (۲-۷) است [۴۵]:

$$C_r = 0.0136 + 0.04 \times 10^{-7} x^2 \quad (2-7)$$

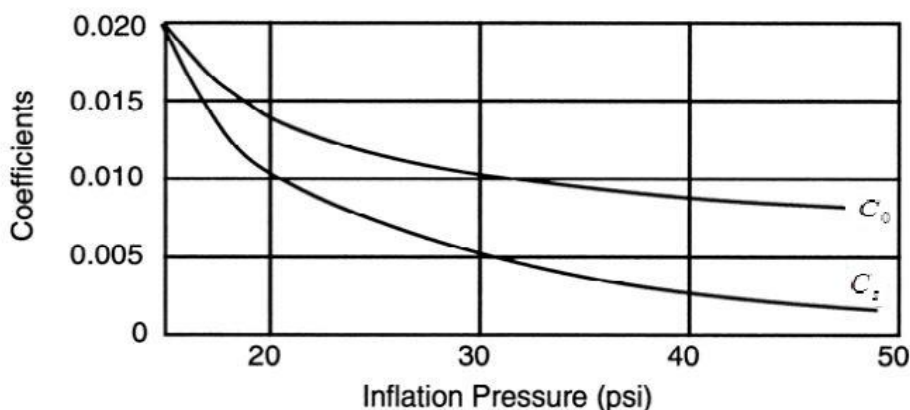
و برای تایر ماشین سواری از نوع لایه‌ی مایل به صورت معادله‌ی زیر می‌باشد [۴۵]:

$$C_r = 0.0169 + 0.19 \times 10^{-6} x^2 \quad (2-8)$$

در سرعت‌های محدود تغییرات ضریب، رابطه‌ی نزدیکی با مجذور سرعت دارد. موسسه تکنولوژی اشتوتگارت، معادله زیر را برای سطح بتنی ارائه کرده است [۴۵]:

$$C_r = C_0 + 3/24 C_s \left(\frac{x}{160/934} \right)^{2/5} \quad (2-9)$$

دو ضریب C_0 و C_s به فشار باد تایر بستگی دارند و از طریق نمودار شکل (۲-۸) تعیین می‌شوند.



شکل ۲-۸ تغییرات ضرایب C_0 و C_s بر حسب فشار باد تایلر [۴۵]

۲-۴-۳-۵- اثر شرایط جوی در مدل خودرو

مقاومت غلتشی در سطوح خشک، سخت و صاف در حداقل مقدار خود است و در یک جاده‌ی فرسوده، مقاومت غلتشی دو برابر می‌شود. در سطوح مرطوب به علت دمای پایین، انعطاف‌پذیری تایلر کاهش یافته و مقاومت غلتشی بیشتر می‌شود [۴۵].

در تحقیق‌های مورد مطالعه قرار گرفته در زمینه‌ی طراحی سامانه‌ی کروز کنترل، یک مساله حائز اهمیت مشاهده می‌گردد و آن عدم در نظر گرفتن شرایط جوی می‌باشد. در واقع در کلیه این مقالات فرض بر این بوده است که شرایط جوی به صورت نرمال باشد و سیستم ACC در شرایط لغزندگی جاده مورد بررسی قرار نگرفته است. این موضوع در بعضی مواقع بیشتر نمایان خواهد شد، به این صورت که در حالت لغزندگی جاده اگر فردی مجبور به رانندگی به مدت طولانی باشد این سیستم کمک چندانی به ایشان نخواهد کرد. یکی از دلایل آن نیز تغییرات نیروی مقاومت غلتشی در مدل اصلی سیستم می‌باشد. در واقع این سیستم برای شرایط نرمال جاده در نظر گرفته شده است و استفاده از آن با همان ملاک‌ها در حالت لغزندگی جاده‌ها می‌تواند خطر آفرین شود و سبب شود که تثبیت سرعت روی مقدار دلخواه انجام نگیرد.

۲-۵- جمع بندی

در این فصل معادله حرکت طولی خودرو شامل نیروهای مقاوم وارد بر مدل و عدم قطعیت‌های موجود در آن بحث و بررسی گردید. با توجه به موارد ذکر شده در این فصل و فصل گذشته یک ایراد اساسی که می‌توان به کارهای گذشته و طراحی‌های قبلی سیستم کروز کنترل وارد کرد، عدم در نظر گرفتن نامعینی‌های مدل، اغتشاش خارجی و شرایط جوی می‌باشد و پژوهش‌گران در تحقیق‌های خود، شرایط استاندارد برای طراحی در نظر می‌گرفتند که عملاً سیستم‌های کروز کنترل در برابر تغییرات شدید بار در مدل نمی‌توانند موفق عمل کنند. یک راهکار پیشنهادی در این موضوع، قرار دادن پارامترها و شرایط مختلف از جمله وزن خودرو، سرعت باد جاده، شرایط جوی، فشار باد تایر و ... به عنوان ورودی سیستم کروز کنترل می‌باشد. در این حالت می‌توان علاوه بر سنسور سرعت و فاصله با قراردادن سنسورهای دیگر، میزان لغزندگی جاده، وزن خودرو، سرعت باد و سایر پارامترها را نیز اندازه و به عنوان ورودی برای سیستم در نظر گرفت و کنترل سرعت و فاصله را انجام داد که این راهکار، کاری هزینه‌بر و در بعضی موارد دشوار است. اما راهکار دوم که در فصل بعدی این پایان‌نامه به آن پرداخته می‌شود، طراحی کنترل‌کننده برای مدل طولی خودرو آورده شده در این فصل، به کمک روش کنترل مقاوم مد لغزشی می‌باشد که عمل کنترل را حتی در حضور عدم قطعیت‌های مدل نیز به خوبی انجام می‌دهد.

فصل سوم

طراحی کنترل کننده و شبیه سازی سیستم

۳-۱- مقدمه

در این فصل حالت‌های مختلف کنترلی یک سیستم کروز کنترل تطبیقی معرفی می‌شود و یک الگوریتم کنترل برای کنترل طولی خودرو پیشنهاد می‌گردد. سپس انواع روش‌های کنترل سیستم‌های غیرخطی معرفی می‌شود و طراحی کنترل‌کننده به روش مد لغزشی برای مدل خودرو که غیر دقیق باشد، انجام می‌شود. پس از آن به بررسی عملگرهای سیستم و معادلات حاکم بر آن‌ها پرداخته شده است. در انتها نیز در نرم‌افزار متلب^۱ برای اطمینان از عملکرد کنترل‌کننده، شبیه‌سازی‌های مختلف انجام شده و به بحث و بررسی نتایج پرداخته خواهد شد.

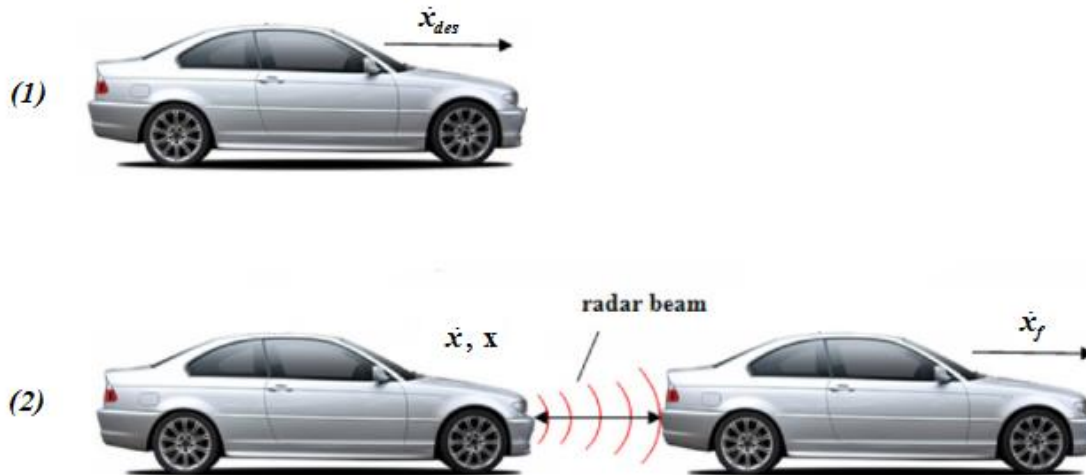
۳-۲- حالت‌های کنترل سیستم کروز کنترل تطبیقی

سیستم CC برای خودرو، یک سیستم تک حالت (حالت کنترل سرعت) است؛ در حالی که سیستم ACC دو حالت کنترل طولی دارد (کنترل سرعت و کنترل فاصله). یک خودروی مجهز به سیستم ACC دارای رادار یا سنسورهای دیگری می‌باشد که در بزرگراه به وسیله‌ی آن‌ها مسافت با خودروی پیش‌رو را اندازه‌گیری می‌کند. عملکرد سیستم کروز کنترل تطبیقی به صورت زیر تعریف می‌شود [۴۷]:

۱-رانندگی با سرعت تنظیم‌شده توسط راننده در حالتی که خودرویی در محدوده‌ی پوشش داده‌شده توسط سنسورها نباشد که به این حالت، کنترل سرعت نیز گفته می‌شود.

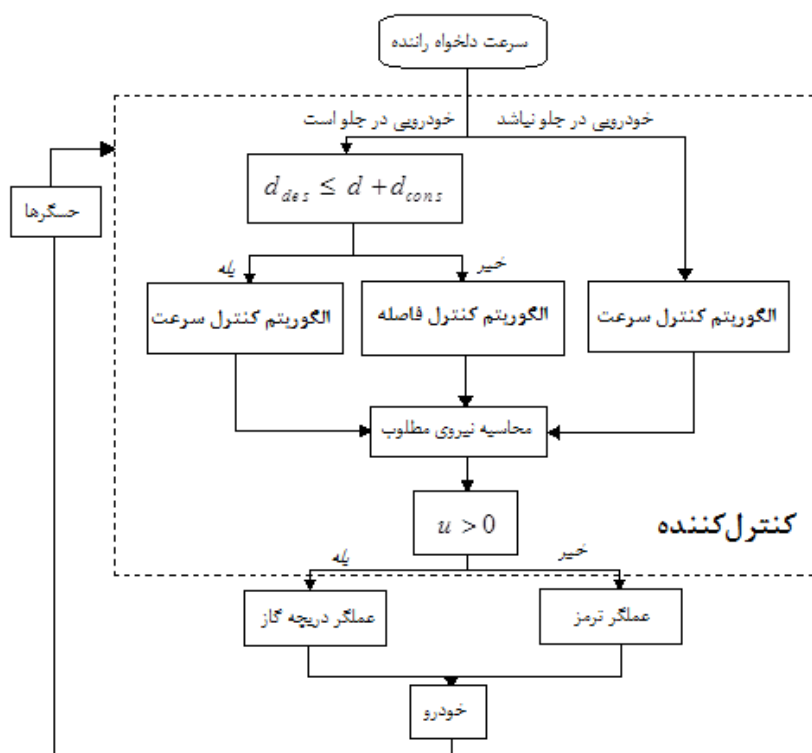
۲-در صورت تشخیص خودرو در پیش روی حرکت که با سرعت کمتری نسبت به سرعت تنظیم‌شده حرکت می‌کند، برای جلوگیری از برخورد لازم است سرعت خودرو کاهش یابد تا فاصله‌ی ایمن با خودروی پیش رو حفظ شود. در این حالت سیستم کروز کنترل تطبیقی از کنترل سرعت به کنترل فاصله سوئیچ می‌کند و با کنترل دریچه‌گاز و سیستم ترمز فاصله‌ی ایمن با خودروی پیش رو را ردیابی می‌کند که به این حالت کنترل فاصله می‌گویند؛ پس از ناپدید شدن خودروی جلویی از مسیر حرکت، خودرو با کنترل دریچه‌گاز شتاب می‌گیرد و به حالت کنترل سرعت بازمی‌گردد. (شکل (۳-۱))

^۱ Matlab



شکل ۱-۳ حالت‌های مختلف یک خودروی مجهز به سیستم کروزکنترل تطبیقی (۱) حالت کنترل سرعت، (۲) حالت کنترل فاصله

با توجه به آنچه گفته شد می‌توان یک الگوریتم برای کنترل طولی خودرو به صورت نمودار جعبه‌ای در شکل (۲-۳) پیشنهاد داد که بر اساس فاصله با خودروی جلویی، حالت کنترل سرعت یا فاصله انتخاب شود. در نمودار جعبه‌ای ارائه‌شده، استراتژی کنترل با عملگرهای سیستم ترکیب شده است. خروجی کنترل‌کننده نیروی اعمالی به جاده از طریق خودرو می‌باشد و انتخاب عملگرهای سیستم به مقدار آن نیرو بستگی دارد که در انتهای این فصل به این موضوع پرداخته خواهد شد.



شکل ۳-۲ الگوریتم کنترل طولی خودرو

با توجه به شکل (۲-۳) سرعت، شتاب خودرو و فاصله با خودروی پیش رو از طریق حسگرهای موجود در خودرو، محاسبه می‌شود و سرعت دلخواه راننده و همچنین فاصله‌ی ضریب اطمینان به صورت دستی به عنوان ورودی به کنترل کننده داده می‌شود و با مقایسه فاصله‌ی مطلوب و فاصله‌ی واقعی با خودروی پیش رو، حالت کنترلی بین کنترل سرعت و کنترل فاصله، به صورت زیر انتخاب می‌شود:

اگر $d_{des} \leq d + d_{const}$ یعنی فاصله‌ی مطلوب با خودروی جلویی از فاصله‌ی واقعی بعلاوه فاصله‌ی ضریب اطمینان کمتر باشد، بنابراین فاصله‌ی موجود، فاصله‌ی مطلوب را پوشش داده و کنترل سرعت مناسب است، در غیر این صورت برای جلوگیری از برخورد با خودروی پیش رو باید از حالت کنترل فاصله استفاده شود. d فاصله‌ی واقعی بین دو خودرو، از طریق رادار به کنترل کننده شناسانده می‌شود، d_{const} فاصله‌ی ثابت اولیه برای افزایش ضریب اطمینان سامانه است و d_{des} فاصله‌ی مطلوب تا خودروی پیش رو است. d_{des} به دلیل اثرگذاری بر جریان ترافیک و ایمنی خودروها یکی از پارامترهای مهم در

طراحی سیستم‌های کروزکنترل تطبیقی می‌باشد و سه روش اصلی برای محاسبه‌ی آن پیشنهاد شده است [۴۷]: ۱- فاصله‌ی پیش‌روی ثابت، ۲- زمان پیش‌روی ثابت، ۳- زمان پیش‌روی متغیر.

در روش پیشنهادی اول، فاصله‌ی مطلوب بین دو خودرو برای طیف وسیعی از سرعت‌ها، ثابت در نظر گرفته می‌شود. تحقیقات، نشان می‌دهند که این روش قابل اطمینان نمی‌باشد و سیستم قادر نیست پایداری خود را در شرایط واقعی حفظ نماید [۴۷]. اما در روش دوم، یعنی زمان پیش‌روی ثابت، فاصله‌ی مناسب بین دو خودرو بر اساس یک رابطه‌ی خطی با سرعت خودرو محاسبه می‌گردد. و بنابر آن، هرچه سرعت خودرو بیشتر باشد فاصله مطلوب با خودرو پیش رو نیز بیشتر در نظر گرفته می‌شود تا زمان لازم برای کاهش سرعت و ترمزگیری وجود داشته باشد و با توجه به این زمان بیشتر، خودرو شتاب کندشونده کمتری می‌گیرد؛ بنابراین رانندگان و سرنشینان احساس راحتی بیشتری می‌کنند. در روش پیشنهادشده‌ی آخر نیز یعنی روش زمان پیش‌روی متغیر، فاصله‌ی مطلوب بین دو خودرو بر اساس تابع غیر خطی از سرعت محاسبه می‌شود که این روش نسبت به دو روش قبلی پیچیده تر بوده اما بررسی‌ها حاکی از آن است پایداری حاصل‌شده بوسیله‌ی آن در سیستم کروزکنترل تطبیقی، بیشتر از روش‌های قبلی می‌باشد [۳۲].

در این پایان‌نامه، از روش زمان پیش‌روی ثابت برای محاسبه‌ی d_{des} استفاده شده است و بر اساس آن، فاصله‌ی مناسب بین دو خودرو تابع خطی از سرعت خودرو می‌باشد و به صورت معادله‌ی (۱-۳) بیان می‌شود:

$$d_{des} = d_{in} + \tau x \quad (1-3)$$

که در این معادله، d_{in} فاصله‌ی حداقل اولیه بین دو خودرو در سرعت صفر و τ ، زمان پیش‌روی خودرو می‌باشد. استاندارد ISO ۱۵۶۲۲ [۴۸] که استاندارد مربوط به سیستم‌های کروزکنترل تطبیقی می‌باشد، با توجه به تست‌های تجربی، به منظور کاهش شتاب کندشونده‌ی خودرو و فراهم کردن شرایط راحتی سرنشینان مقدار مناسب برای پارامتر زمان پیش‌روی را بین بازه $0.8 s$ تا $2/2 s$ پیشنهاد داده

است. در این پایان نامه این پارامتر s $0/8$ و فاصله‌ی حداقل، $5 m$ در نظر گرفته شده اند. در رابطه‌ی (۱-۳) نیز \dot{x} سرعت خودرو بوده و در هر لحظه توسط حسگرها محاسبه می‌شود.

۳-۳- روش‌های کنترل سیستم‌های غیرخطی

برای طراحی کنترل‌کننده‌های غیر خطی یک روش کلی وجود ندارد. مجموعه‌ای غنی از روش‌های متفاوت و مکمل مانند: روش آزمون و خطا، خطی‌سازی پس‌خوردی، کنترل مقاوم، کنترل تطبیقی و زمان‌بندی بهره موجود است که هر کدام برای دسته‌ای خاصی از مسائل کنترل غیرخطی بهترین کاربرد را داراست [۴۲]. ایده‌ی اصلی طراحی کنترل‌کننده به روش آزمون و خطا، استفاده از ابزارهای تحلیل سیستم‌های غیرخطی مانند روش صفحه‌ی فازی و تابع توصیف‌کننده می‌باشد، این روش در سیستم‌های پیچیده کارایی خود را از دست می‌دهد. در روش خطی‌سازی پس‌خوردی ابتدا یک سیستم غیرخطی به یک سیستم خطی تبدیل و سپس از روش‌های خطی قوی کاملاً شناخته‌شده برای طراحی کنترل‌کننده استفاده می‌شود. این روش در سیستم‌های غیر خطی که قابلیت خطی‌سازی را داشته باشند قابل به-کارگیری است، اما مقاوم بودن را در شرایطی که عدم قطعیت در مدل یا اغتشاش وجود داشته باشد، تضمین نمی‌کند. از روش زمان‌بندی بهره نیز برای طراحی کنترل‌کننده سیستم‌های غیرخطی استفاده می‌شود، در این روش تعدادی از نقاط کار که تمام محدوده‌ی عمل سیستم را می‌پوشانند، انتخاب می‌شوند؛ آنگاه در این نقاط طراحی تقریب خطی نامتغیر با زمان از مدل دینامیکی سیستم به دست آورده و یک کنترل‌کننده‌ی خطی در هر یک از سیستم‌های خطی شده طراحی می‌کند سپس مابین نقاط کار، پارامترهای جبران‌کن، درون‌یابی یا زمان‌بندی می‌شوند. زمان‌بندی بهره از نظر مفهومی روش ساده‌ای است اما در ناحیه‌ی کار غیرخطی تضمین‌های نظری محدودی دارد و مشکل دیگر آن بار محاسباتی زیاد آن به خاطر وجود محاسبه‌ی تعداد زیاد کنترل‌کننده‌های خطی است.

همان‌طور که در فصل قبل بیان شد، عدم دقت در مدل‌سازی می‌تواند اثرات نامطلوب شدیدی بر سیستم‌های غیر خطی بگذارد. بنابراین هر طراحی عملی بایستی آن‌ها را صریحاً مورد نظر قرار دهد. در چنین مواقعی از روش‌های کنترل مقاوم یا تطبیقی و یا روش‌های جدید که ترکیبی از هر دو هستند،

استفاده می‌شود. روش دیگر کنترل سیستم‌های غیرخطی روش کنترل تطبیقی می‌باشد. این روش در سیستم‌هایی که پارامترهای نامعلوم ثابت یا متغیر با زمان دارند، مناسب بوده و اساس آن بر این است که پارامترهای نامعلوم سیستم بر اساس سیگنال‌های اندازه‌گیری شده، به صورت به هنگام تخمین زده شود و در انجام محاسبات از پارامترهای تخمین زده‌شده، استفاده شود. یکی از شرایط استفاده از کنترل کننده تطبیقی، قابلیت نوشته‌شدن مدل سیستم به صورت ترکیب خطی از پارامترهای نامعلوم آن است.

در کنترل کننده غیر خطی مبتنی بر مدل خاص، قانون کنترل بر اساس مدل اسمی سیستم فیزیکی، طراحی می‌شود. اینکه سیستم در شرایطی که عدم قطعیت‌های مدل وجود دارد چگونه عمل خواهد کرد، در مرحله طراحی روشن نیست. در روش‌های کنترل غیر خطی مقاوم مانند روش کنترلی مد لغزشی، کنترل کننده بر اساس ملاحظات مدل اسمی و مشخصاتی از عدم قطعیت‌های مدل طراحی می‌شود. روش‌های کنترل غیر خطی مقاوم، ثابت کرده اند که در عمل بسیار موثر هستند. از کنترل کننده تطبیقی در سیستم‌های که دارای عدم قطعیت پارامتری ثابت هستند می‌توان بهره برد؛ البته کنترل کننده مقاوم نیز برای مقابله با عدم قطعیت‌های پارامتری سیستم مناسب است و علاوه بر آن قابلیت مقابله با اغتشاش و پارامترهایی که سریع تغییر می‌نمایند و دینامیک‌های مدل نشده را دارا است. با توجه به آنچه در فصل قبل درباره‌ی سیستم کروز کنترل بحث شد این سیستم دارای عدم قطعیت پارامتری در وزن خودرو می‌باشد، نیروی مقاومت غلتشی به طور کامل مدل نشده است، همچنین اغتشاش باد طولی نیز به سیستم اعمال می‌شود، ضمن اینکه نمی‌توان مدل دینامیکی سیستم را به صورت پارامتری نوشت، بنابراین با توجه به این نکات و ویژگی‌های روش کنترلی مد لغزشی که از روش‌های کنترل مقاوم است در این پایان‌نامه برای طراحی کنترل کننده از آن استفاده شده است.

۳-۳-۱- کنترل کننده‌ی مد لغزشی

با توجه به آنکه جهت اثبات پایداری و طراحی کنترل کننده در روش مد لغزشی از قضیه‌ی لیاپانوف^۱ استفاده می‌شود ابتدا مقدماتی درباره‌ی آن ارائه خواهد شد و سپس به طراحی کنترل کننده پرداخته می‌شود.

۳-۳-۱-۱- قضیه‌ی لیاپانوف

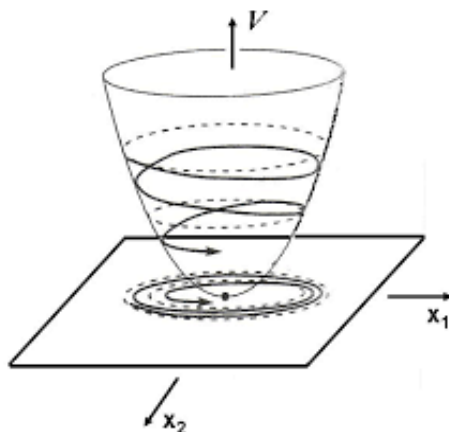
قضیه‌ی لیاپانوف پرکاربردترین روش در تحلیل و طراحی سیستم‌های دینامیکی می‌باشد که در اواخر قرن ۱۹ توسط ریاضیدان روسی الکساندر میخایلوویچ لیاپانوف مطرح شده است و مبتنی بر دو روش خطی‌سازی^۲ و روش مستقیم است. در روش خطی‌سازی به پایداری موضعی یک سیستم غیر خطی پرداخته می‌شود. بنای

این روش بر این است که سیستم غیرخطی برای حرکاتی در محدوده‌ی کوچک، مشابه تقریب خطی‌اش رفتار می‌کند. از آنجایی که تمام سیستم‌های فیزیکی ذاتاً غیرخطی اند، روش خطی‌سازی لیاپانوف، توجه اصولی روش‌های کنترل خطی در مسائل عملی است. این روش نشان می‌دهد که یک طراحی پایدار توسط کنترل کننده‌ی خطی، پایداری موضعی سیستم فیزیکی اصلی را تضمین می‌کند. در روش خطی-سازی باید کنترل کننده به گونه‌ای طراحی شود که سیستم در محدوده‌ی خطی خود باقی بماند. محدودیت‌های این چینی در روش خطی‌سازی منجر به استفاده از روش مستقیم لیاپانوف در تحلیل و طراحی سیستم می‌شود. فلسفه‌ی اصلی روش مستقیم لیاپانوف، تعمیم ریاضی یک مفهوم فیزیکی بنیادی است: اگر انرژی یک سیستم مکانیکی به صورت پیوسته مصرف شود، آنگاه سیستم، خطی یا غیر خطی، نهایتاً باید در یک نقطه‌ی تعادل ساکن شود. بنابراین می‌توان پایداری یک سیستم را با بررسی تغییرات یک تابع شبه انرژی اسکالر نتیجه‌گیری کرد. تابع اسکالر یادشده بایستی دو ویژگی داشته باشد؛ اولین ویژگی مربوط به خود تابع است که تابع باید اکیداً مثبت باشد و دومین ویژگی مربوط به تغییرات آن است که بر اساس آن تغییرات تابع باید به صورت یکنواخت کاهش یابد. در شکل

^۱ Linearization

^۲ Lyapunov

(۳-۳) نمایش ترسیمی تابع لیاپانوف مشاهده می‌گردد. تابع لیاپانوف به صورت ریاضی این گونه بیان می‌شود که اگر تابع اسکالر $V(x)$ مثبت معین بوده و دارای مشتقات جزئی پیوسته باشد، اگر $\dot{V}(x)$ منفی نیمه‌معین باشد، آنگاه $V(x)$ یک تابع لیاپانوف می‌باشد. انواع پایداری نیز بر اساس تعریف مشتق تابع لیاپانوف صورت می‌گیرد [۴۲].



شکل ۳-۳ نمایش ترسیمی تابع لیاپانوف

دو راه اصلی از روش مستقیم لیاپانوف در طراحی کنترل‌کننده وجود دارد و هر دو طبیعتاً آزمون و خطا دارند. روش اول شامل فرض کردن یک قانون کنترل است و سپس یافتن تابع لیاپانوفی که انتخاب مربوطه را تصدیق کند. برعکس روش دوم نیاز به فرض کردن برای تابع لیاپانوف منتخب و سپس یافتن قانون کنترلی است که این منتخب را یک تابع لیاپانوف واقعی بسازد. در طراحی کنترل-کننده به روش مدل‌گزشی از راهکار دوم استفاده می‌شود.

۳-۳-۱-۲- سطح لغزشی

کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی روشی قانون‌مند برای مسأله‌ی بررسی پایداری و عملکرد یکنواخت سیستم در مواجهه با عدم قطعیت‌های مدل است. کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی در سیستم‌های مختلف مانند

منیپولاتورهای صنعتی، وسایل نقلیه‌ی زیرآبی، موتورهای الکتریکی و سیستم‌های قدرت با موفقیت مورد استفاده قرار گرفته است. به‌طور کلی طراحی این کنترل‌کننده شامل دو مرحله می‌باشد:

۱- طراحی سطح لغزش^۱ که باعث می‌شود تا مرتبه‌ی سیستم کاهش یابد و بستری مقاوم را در حرکت سیستم به سمت نقطه‌ی تعادل فراهم سازد.

۲- انتخاب سیاست کنترلی مناسب که سیستم را به سمت این سطح حرکت داده و قرار گرفتن و باقی ماندن بر روی آن را تضمین کند.

هدف کلی از طراحی کنترل‌کننده آن است که بردار حالت دلخواه نشان‌داده‌شده در رابطه (۲-۳)، با وجود عدم قطعیت در سیستم ردیابی شود.

$$X_d = \begin{bmatrix} x_{des} & \dot{x}_{des} & \dots & x_{des}^{(n-1)} \end{bmatrix}^T \quad (2-3)$$

خطای ردیابی حالت‌های سیستم به صورت $e = x - x_{des}$ تعریف شده و بردار خطا و مشتق‌های آن به صورت زیر فرض می‌شوند:

$$e = x - x_{des} = \begin{bmatrix} e & \dot{e} & \dots & e^{(n-1)} \end{bmatrix}^T \quad (3-3)$$

که در روابط بالا n مرتبه‌ی معادله دیفرانسیل سیستم می‌باشد. مبنای روش مد لغزشی بر این است که به‌جای کنترل سیستم‌های مرتبه n ام، سیستم‌های مرتبه اول کنترل شوند. در واقع استفاده از سطح لغزش باعث می‌شود مسائل مرتبه n ام با مسائل مرتبه اول معادل، جایگزین شوند.

سطح لغزشی متغیر با زمان $s(t)$ که حاوی بردار خطای ذکرشده باشد به صورت معادله‌ی (۴-۳) تعریف می‌شود [۴۲]:

$$s(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} e \quad (4-3)$$

با توجه به رابطه‌ی (۴-۳) و از آنجایی که مرتبه‌ی معادله دیفرانسیل سیستم ۲ می‌باشد s برای سیستم کروزکنترل خودرو به صورت زیر مشخص می‌گردد:

² Sliding surface

¹ Manipulator

$$s = \dot{e} + \lambda e \quad (5-3)$$

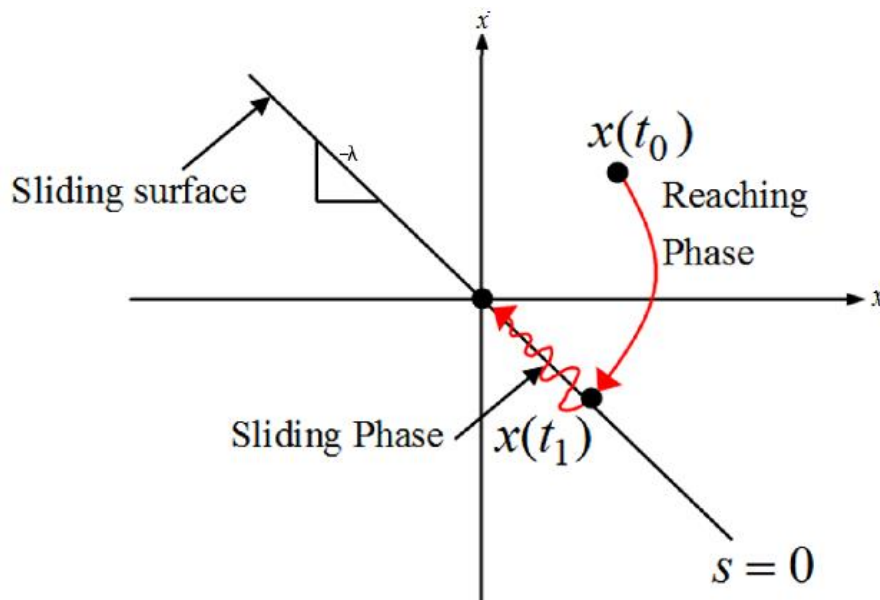
معادله‌ی $s \equiv 0$ بیانگر یک معادله دیفرانسیل مرتبه اول می‌باشد و با در نظر گرفتن λ یک ثابت اکیداً مثبت، حل آن برابر است با:

$$e(t) = e_0 e^{-\lambda t} \quad (6-3)$$

در معادله‌ی (6-3) با گذشت زمان، خطای ردیابی به صورت نمایی به سمت صفر میل می‌نماید. لذا مسأله‌ی ردیابی بردار n بعدی X_d را می‌توان به مسأله‌ی حفظ کمیت اسکالر s در صفر تقلیل داد.

سطح لغزشی برای یک سیستم مرتبه ۲ در شکل (۴-۳) رسم شده است. سطح لغزشی یک خط در صفحه‌ی فاز است، که شیب آن $-\lambda$ بوده و شامل نقطه‌ی $X_d = [x_{des} \quad \dot{x}_{des}]^T$ می‌باشد. در ابتدا به کمک کنترل کننده و با استفاده از تابع لیاپانوف با شروع از هر شرط اولیه‌ای، مسیر حالت در یک زمان محدود به این سطح متغیر با زمان رسیده و سپس در امتداد آن به طور نمایی با یک ثابت زمانی برابر

به سمت X_d می‌لغزد. بنابراین با تغییرات λ می‌توان سرعت رسیدن به X_d را تغییر داد.



شکل ۴-۳ سطح لغزش و چگونگی رسیدن آن به صفر [۴۲]

حال با توجه به توضیحات مقدماتی ارائه شده درباره‌ی حالت‌های کنترل سیستم کروز کنترل تطبیقی و روش کنترلی مد لغزشی در ادامه می‌توان به طراحی کنترل کننده پرداخت.

۳-۴- حالت کنترل سرعت

در حالت کنترل سرعت، کنترل کننده می‌بایست سرعت تنظیم شده توسط راننده را ردیابی کند. مقدار \dot{x}_{des} سرعت دلخواه راننده می‌باشد و به عنوان ورودی به سیستم داده می‌شود. مقادیر سرعت و شتاب خودرو در هر لحظه از طریق حسگرها محاسبه می‌شوند و مطلوب آن است که سرعت خودرو به سرعت تنظیمی توسط راننده برسد.

$$\begin{cases} \dot{x} \rightarrow \dot{x}_{des} \\ \ddot{x} \rightarrow \ddot{x}_{des} \end{cases} \quad (۷-۳)$$

\ddot{x}_{des} تغییرات سرعت دلخواه راننده نسبت به زمان می‌باشد. خطای ردیابی و مشتق‌های خطا، طبق روابط (۳-۸) تا (۳-۱۰) تعریف می‌گردند.

$$e = x - x_{des} \quad (۸-۳)$$

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{x}_{des} \quad (۹-۳)$$

$$\ddot{e} = \ddot{x} - \ddot{x}_{des} \quad (۱۰-۳)$$

با توجه به معادله‌ی (۲-۲) می‌توان معادله دینامیک در راستای طولی خودرو را به صورت معادله (۱۱-۳) بازنویسی کرد.

$$m\ddot{x} = u + f(x) \quad (۱۱-۳)$$

در معادله‌ی (۱۱-۳)، u و $f(x)$ به ترتیب نیروی اعمالی از طرف خودرو به جاده و مجموع بار جاده می‌باشند. برای رسیدن به فرم دیفرانسیلی همراه جهت اهداف کنترل، با تقسیم طرفین روابط (۱۱-۳) و (۳-۲) بر m این روابط به صورت زیر بازنویسی می‌شوند.

$$\ddot{x} = m^{-1}u + f(x) \quad (۱۲-۳)$$

$$f(x) = -C_r g \cos \theta - \frac{1}{\rho} \rho m^{-1} C_d A \dot{x}^2 - g \sin \theta \quad (۱۳-۳)$$

با توجه به آنچه در فصل قبل در رابطه با مدل خودرو بحث شد، معادله (۳-۱۲) مدل واقعی سیستم بوده، اما مقدار دقیق پارامترهای مختلف و جملات آن مشخص نیست و اغتشاش باد طولی در آن لحاظ نشده است. بنابراین مدل سیستم به صورت معادله (۳-۱۴) فرض می‌شود.

$$\ddot{x} = \hat{m}^{-1}u + \hat{f}(x) \quad (۳-۱۴)$$

در معادله‌ی بالا، \hat{m} مقدار معلوم و غیر دقیق جرم خودرو و $\hat{f}(x)$ نیز شامل عبارات و پارامترهای معلوم بار جاده می‌باشد که غیر دقیق هستند؛ بنابراین $f(x)$ به صورت معادله‌ی (۳-۱۵) در نظر گرفته می‌شود.

$$f(x) = \hat{f}(x) + \Delta f \quad (۳-۱۵)$$

که در این معادله، مقدار دقیق عدم قطعیت‌های مدل Δf ، نامعلوم می‌باشد، اما حدّ بالای آن مشخص است.

$$\Delta f \leq |\gamma| \quad (۳-۱۶)$$

میزان جرم خودرو m نیز نامعلوم است ولی با حدود معین است.

$$m_{\min} \leq m \leq m_{\max} \quad (۳-۱۷)$$

تخمین \hat{m} از جرم خودرو m را می‌توان به صورت میانگین هندسی حدود فوق انتخاب کرد.

$$\hat{m} = (m_{\min} m_{\max})^{\frac{1}{2}} \quad (۳-۱۸)$$

با توجه به معادلات (۳-۱۷) و (۳-۱۸) می‌توان حدّ زیر را برای جرم خودرو در نظر گرفت.

$$\beta^{-1} \leq \frac{m}{\hat{m}} \leq \beta \quad (۳-۱۹)$$

به طوری که در آن، حاشیه‌ی بهره β به صورت رابطه‌ی (۳-۲۰) می‌باشد.

$$\beta = (m_{\max} / m_{\min})^{\frac{1}{2}} \quad (۳-۲۰)$$

چنانچه پیش‌تر ذکر شد، برای تعریف کنترل‌کننده و اثبات پایداری سیستم، از قضیه‌ی لیاپانوف استفاده می‌شود. سطح لغزش مطابق رابطه‌ی (۳-۵) تعریف گردید؛ در ادامه، با طراحی کنترل‌کننده، سعی می‌شود سطح لغزش به سمت صفر میل کند، برای آنکه کنترل‌کننده‌ی u در سطح لغزش مورد نظر ظاهر شود، می‌بایست از رابطه (۳-۵) مشتق گرفت.

$$\dot{s} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} \quad (21-3)$$

تابع لیاپانوفی که حاوی سطح لغزش باشد به صورت معادله‌ی (22-3) پیشنهاد می‌شود.

$$V(s) = \frac{1}{2} s^2 \quad (22-3)$$

تابع لیاپانوف پیشنهادشده، تابع مثبت معین است و مشتق آن برابر است با:

$$\dot{V} = s\dot{s} \quad (23-3)$$

اگر $\dot{V}(s)$ به گونه‌ای مشخص گردد که تابع منفی معین شود، سیستم دارای پایداری مجانبی می‌گردد. بنابراین با انتخاب $\eta > 0$ ، $\dot{V}(s)$ به صورت زیر قرار داده می‌شود.

$$\dot{V} \leq -\eta |s| \quad (24-3)$$

با جایگذاری معادله‌ی (3-10) در معادله‌ی (21-3)، \dot{s} به صورت معادله‌ی (25-3) بازنویسی می‌شود.

$$\dot{s} = \ddot{x} - \ddot{x}_{des} + \lambda \dot{e} \quad (25-3)$$

هدف، طراحی کنترل‌کننده u به طریقی می‌باشد که باعث شود سطح لغزش به سمت سفر میل نماید تا اهداف اصلی کنترل یعنی غلبه بر بار جاده و ردیابی سرعت دلخواه راننده محقق شود. بنابراین با جایگذاری معادله‌ی (3-12) در رابطه (25-3)، معادله زیر برای \dot{s} حاصل می‌شود که در آن عبارت مربوط به کنترل‌کننده نیز ظاهر شده است.

$$\dot{s} = f(x) + m^{-1}u - \ddot{x}_{des} + \lambda \dot{e} \quad (26-3)$$

با فرض معلوم بودن و شناخت کامل عبارات و پارامترهای $f(x)$ و همچنین مشخص بودن میزان دقیق جرم خودرو m و صرف نظر از اغتشاش باد طولی، کنترل‌کننده به صورت معادله‌ی (27-3) به گونه‌ای تعریف می‌شود تا سطح لغزش به سمت صفر میل نماید.

$$u = m(-f(x) - \lambda \dot{e} + \ddot{x}_{des}) \quad (27-3)$$

در این حالت، جایگذاری کنترل‌کننده (27-3) در معادله‌ی (26-3) باعث می‌شود تا سطح لغزش به سمت صفر میل نماید و با حل معادله دیفرانسیل مرتبه اول و در نظر گرفتن $\lambda > 0$ خطا به صفر میل

کند. اما در عمل چون سیستم معلوم نیست باید تقریبی از آن را در کنترل کننده جایگذاری کرد که \hat{s} و به تبع آن خطای کنترل را صفر نمی کند؛ بنابراین عبارت $k \operatorname{sgn}(s)$ برای جبران این عدم قطعیت‌ها به کنترل کننده اضافه شده و معادله‌ی (۲۷-۳) به صورت معادله‌ی (۲۸-۳) بازنویسی می شود.

$$u = \hat{m}(-\hat{f}(x) - \lambda \dot{e} + \ddot{x}_{des} - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (28-3)$$

در این معادله $\operatorname{sgn}(s)$ تابع علامت بوده و به صورت معادله‌ی (۲۹-۳) تعریف می شود.

$$\operatorname{sgn}(s) = \frac{s}{|s|} = \begin{cases} 1 & \text{if } s > 0 \\ 0 & \text{if } s = 0 \\ -1 & \text{if } s < 0 \end{cases} \quad (29-3)$$

به پارامتر k نیز اصطلاحاً ناپیوستگی کنترلی گفته می شود به منظور تعیین مقدار آن می بایست، معادله‌ی (۲۸-۳) را در معادله‌ی (۲۶-۳) جایگذاری نمود.

$$\dot{s} = f(x) + m^{-1} \hat{m}(-\hat{f}(x) + \ddot{x}_{des} - \lambda \dot{e} - k \operatorname{sgn}(s)) - \ddot{x}_{des} + \lambda \dot{e} \quad (30-3)$$

از تساوی قرار دادن روابط (۲۳-۳) و (۲۴-۳) رابطه‌ی (۳۱-۳) حاصل شده و با جایگذاری معادله‌ی (۳۰-۳) در آن و ساده سازی، می توان رابطه‌ی (۳۲-۳) را به صورت زیر نوشت.

$$s \dot{s} \leq -\eta |s| \quad (31-3)$$

$$((f(x) - m^{-1} \hat{m} \hat{f}(x)) + (1 - m^{-1} \hat{m})(\lambda \dot{e} - \ddot{x}_{des}))s - m^{-1} \hat{m} k |s| \leq -\eta |s| \quad (32-3)$$

با تقسیم همزمان طرفین نامساوی اخیر بر $|s|$ و ضرب در عبارت $m \hat{m}^{-1}$ شرط (۳۳-۳) برای k حاصل می گردد.

$$k \geq ((m \hat{m}^{-1} f(x) - \hat{f}(x)) + (m \hat{m}^{-1} - 1)(\lambda \dot{e} - \ddot{x}_d)) \operatorname{sgn}(s) + \eta m \hat{m}^{-1} \quad (33-3)$$

با جایگذاری روابط (۱۵-۳) و (۱۹-۳) در رابطه‌ی (۳۳-۳)، می توان آن را به صورت زیر ساده کرد.

$$k = \left| ((\beta \hat{f}(x) + \beta \Delta f - \hat{f}(x)) + (\beta - 1)(\lambda \dot{e} - \ddot{x}_d)) \right| + \eta \beta \quad (34-3)$$

در نهایت با توجه به رابطه‌ی (۱۶-۳) می توان روابط زیر را برای کنترل کننده‌ی u و k به صورت زیر به دست آورد.

$$u = \hat{m}(-\hat{f}(x) - \lambda \dot{e} + \ddot{x}_{des} - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (35-3)$$

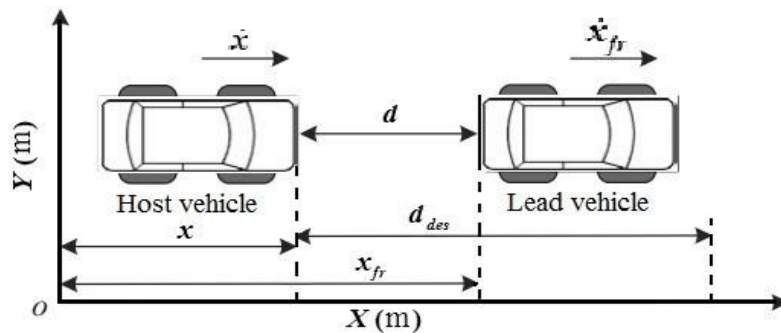
$$k = \beta(\eta + \gamma) + (\beta - 1) \left| \hat{f}(x) - \ddot{x}_{des} + \lambda \dot{e} \right| \quad (36-3)$$

چنانکه مشخص است ناپیوستگی کنترل k تابعی از عدم قطعیت‌های سیستم می‌باشد و با افزایش و یا کاهش عدم قطعیت‌ها، این ترم جبرانی نیز تغییر می‌یابد و بدین منظور در کنترل‌کننده قرار گرفته است تا سیستم همواره عملکرد یکنواخت خود را حفظ نماید.

۳-۵- حالت کنترل فاصله

همانگونه که در شکل (۳-۵) مشخص است، زمانی که خودرویی در پیش رو مسیر قرار گرفت به منظور اجتناب از برخورد، کنترل‌کننده می‌بایست از حالت کنترل سرعت به کنترل فاصله تغییر وضعیت دهد و مطلوب آن است که فاصله بین دو خودرو به فاصله‌ی مناسب ذکرشده در رابطه (۳-۱) برسد.

$$\begin{cases} d \rightarrow d_{des} \\ \dot{d} \rightarrow \dot{d}_{des} \\ \ddot{d} \rightarrow \ddot{d}_{des} \end{cases} \quad (37-3)$$



شکل ۳-۵ رابطه بین مختصات x دو خودرو و فاصله‌ی بین آن‌ها در حالت کنترل فاصله [۲۵]

با توجه به شکل (۳-۵)، رابطه‌ی بین مختصات x دو خودرو و فاصله‌ی بین آن‌ها که از طریق رادار به کنترل‌کننده داده می‌شود و همچنین نرخ تغییرات آن‌ها، به صورت معادلات (۳۸-۳) تا (۴۰-۳) می‌باشد.

$$d = x_{fr} - x \quad (38-3)$$

$$\dot{d} = \dot{x}_{fr} - \dot{x} \quad (39-3)$$

$$\ddot{d} = \ddot{x}_{fr} - \ddot{x} \quad (40-3)$$

خطای ردیابی فاصله و مشتق‌های خطا نیز طبق روابط (۳-۴۱) تا (۳-۴۳) تعریف می‌گردند.

$$e = d - d_{des} \quad (41-3)$$

$$\dot{e} = \dot{d} - \dot{d}_{des} \quad (42-3)$$

$$\ddot{e} = \ddot{d} - \ddot{d}_{des} \quad (43-3)$$

برای حالت کنترل فاصله نیز از روش کنترلی مد لغزشی و سطح لغزش ارائه‌شده در معادله‌ی (۳-۵) و با استفاده از تابع لیاپانوف معرفی‌شده در معادله‌ی (۳-۲۲)، کنترل‌کننده طراحی می‌گردد. ابتدا با جایگذاری معادله (۳-۴۰) در معادله (۳-۴۳) حالت‌های سیستم که قابل کنترل هستند به خطای ردیابی فاصله ارتباط داده می‌شوند.

$$\ddot{e} = \ddot{x}_{fr} - \ddot{x} - \ddot{d}_{des} \quad (44-3)$$

در معادله‌ی بالا نرخ تغییرات فاصله‌ی مطلوب با خودرو پیش‌رو \ddot{d}_{des} از طریق معادله (۳-۱) قابل محاسبه است، شتاب خودروی پیش‌رو \ddot{x}_{fr} نیز با توجه به معادله‌ی (۳-۴۰) به کمک رادار و حسگر سرعت‌سنج خودرو قابل محاسبه است. با جایگذاری معادله حرکت سیستم (۳-۱۲) در معادله‌ی (۳-۴۴)، عبارت مربوط به کنترل‌کننده در خطای ردیابی فاصله ظاهر شده، بنابراین می‌توان با اتخاذ تصمیم کنترلی مناسب به طور غیر مستقیم با تغییر در حالات سیستم فاصله با خودرو پیش‌رو را کنترل نمود.

$$\ddot{e} = \ddot{x}_{fr} - m^{-1}u - f(x) - \ddot{d}_{des} \quad (45-3)$$

در این بخش نیز مشابه حالت کنترل سرعت، معادله‌ی (۳-۴۵) در معادله‌ی (۳-۲۱) جایگذاری می‌شود تا مسأله‌ی ردیابی فاصله‌ی مطلوب به مسأله‌ی حفظ کمیت اسکالر s در صفر تقلیل یابد.

$$\dot{s} = \ddot{x}_{fr} - f(x) - m^{-1}u - \ddot{d}_{des} + \lambda \dot{e} \quad (46-3)$$

کنترل‌کننده به صورت معادله‌ی (۳-۴۷) به‌گونه‌ای تعریف می‌شود تا سطح لغزش به سمت صفر میل نماید.

$$u = \hat{m} \ddot{x}_{fr} - \hat{f}(x) - \ddot{d}_{des} + \lambda \dot{e} - k \operatorname{sgn}(s) \quad (47-3)$$

لازم به ذکر است در این حالت از کنترل سیستم هم، عدم قطعیت‌ها در مدل لحاظ شده و با توجه به آن‌ها، معادله‌ی (47-3) برای کنترل‌کننده در نظر گرفته شده است؛ در این معادله نیز عبارت $k \operatorname{sgn}(s)$ برای جبران عدم قطعیت‌ها به آن اضافه شده است. برای تعیین مقدار k بایستی مشابه حالت کنترل سرعت عمل نموده و رابطه (47-3) در (46-3) جایگذاری شود.

$$\dot{s} = \ddot{x}_{fr} - \dot{f}(x) - m^{-1} \hat{m} (\ddot{x}_{fr} - \hat{f}(x) - \ddot{d}_{des} + \lambda \dot{e} - k \operatorname{sgn}(s)) - \ddot{d}_{des} + \lambda \dot{e} \quad (48-3)$$

با جایگذاری معادله‌ی (48-3) در (31-3) این معادله پس از ساده‌سازی به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$((m^{-1} \hat{m} \dot{f} - \dot{f}(x)) + (1 - m^{-1} \hat{m})(\ddot{x}_{fr} + \lambda \dot{e} - \ddot{d}_{des}))s + km^{-1} \hat{m} |s| \leq -\eta |s| \quad (49-3)$$

با تقسیم همزمان طرفین نامساوی اخیر بر $|s|$ و ضرب در عبارت $-mm^{-1}$ شرط زیر برای k حاصل می‌گردد.

$$k \leq -\eta mm^{-1} + ((-\dot{f} + m \hat{m}^{-1} \dot{f}(x)) + (-mm^{-1} + 1)(\ddot{x}_{fr} + \lambda \dot{e} - \ddot{d}_{des})) \operatorname{sgn}(s) \quad (50-3)$$

با جایگذاری روابط (15-3) و (19-3) در معادله‌ی (50-3)، می‌توان آن را به صورت زیر ساده کرد.

$$k = -\eta \beta - \left| ((\beta \dot{f}(x) + \beta \Delta \dot{f} - \dot{f}(x)) + (1 - \beta)(\ddot{x}_{fr} + \lambda \dot{e} - \ddot{d}_{des})) \right| \quad (51-3)$$

در نهایت با توجه به معادله‌ی (16-3) می‌توان روابط زیر را برای کنترل‌کننده‌ی u و ناپیوستگی کنترلی k به دست آورد:

$$u = \hat{m} \ddot{x}_{fr} - \hat{f}(x) - \ddot{d}_{des} + \lambda \dot{e} - k \operatorname{sgn}(s) \quad (52-3)$$

$$k = -\beta(\eta + \gamma) - \left| (1 - \beta)(\ddot{x}_{fr} - \hat{f}(x) - \ddot{d}_{des} + \lambda \dot{e}) \right| \quad (53-3)$$

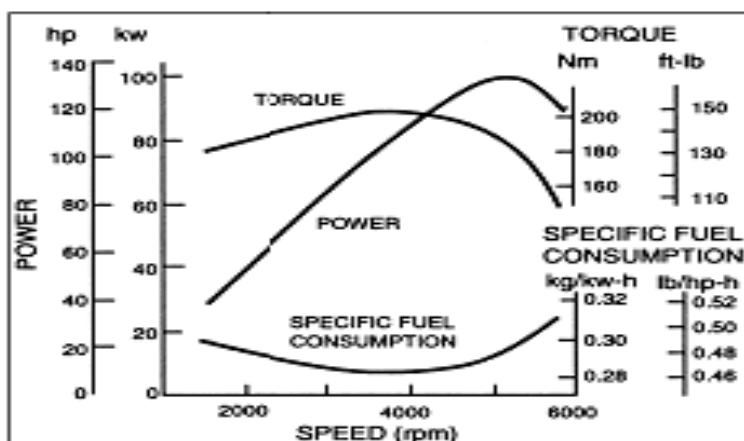
۳-۶- عملگرهای سیستم

دو عنصر اصلی در شبیه‌سازی دینامیک طولی خودرو، سامانه‌ی انتقال قدرت و مدل طولی خودرو هستند. در بخش‌های قبلی مدل طولی خودرو بررسی شد و کنترل‌کننده برای کنترل آن طراحی گشت. خروجی کنترل‌کننده برای هر دو حالت کنترل سرعت و فاصله، نیروی اعمالی چرخ‌ها به سطح جاده

می‌باشد که باید توسط خودرو محقق گردد. عملگرهای سیستم کروز کنترل تطبیقی، موتور خودرو و سیستم ترمز خودرو می‌باشند. تصمیم‌گیری برای انتخاب سیستم ترمز یا موتور خودرو به عنوان عملگر، به نیروی محاسبه‌شده توسط کنترل‌کننده بستگی دارد. در صورتی که $u > 0$ باشد، بایستی نیروی رانشی از طریق خودرو به سطح جاده وارد شود، بنابراین فرمان لازم به موتور خودرو داده می‌شود تا موتور نیروی مورد نیاز را تولید کند و اگر $u < 0$ بایستی نیروی مخالف جهت حرکت خودرو یا به عبارت دیگر نیروی ترمز به سطح جاده اعمال شود که در این حالت فرمان لازم به سیستم ترمز داده می‌شود. به منظور تعیین مقدار نیروی لازم برای عملگرهای سیستم، در ادامه‌ی این فصل به بررسی معادلات حاکم بر موتور و سامانه انتقال قدرت و سیستم ترمز خودرو پرداخته می‌شود. سامانه انتقال قدرت خودرو شامل موتور، مبدل گشتاور، جعبه‌دنده‌ی خودکار، دنده‌ی نهایی (دیفرانسیل)، محورها و چرخها است.

۳-۶-۱- موتور خودرو

موتور خودرو در واقع منبع نیروی محرکه‌ی خودرو است، در موتورهای احتراق داخلی متداول، انرژی شیمیایی سوخت در سیکل‌های اتو یا دیزل به انرژی مکانیکی تبدیل شده و به صورت گشتاور و دور در محور خروجی موتور قابل استفاده است. موتورها را می‌توان به وسیله‌ی منحنی‌های گشتاور و توان مشخص کرد. شکل پایین نمونه‌ای از منحنی گشتاور و توان یک موتور بنزینی کوچک را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۶ منحنی گشتاور و توان موتور خودرو در دورهای مختلف [۴۶]

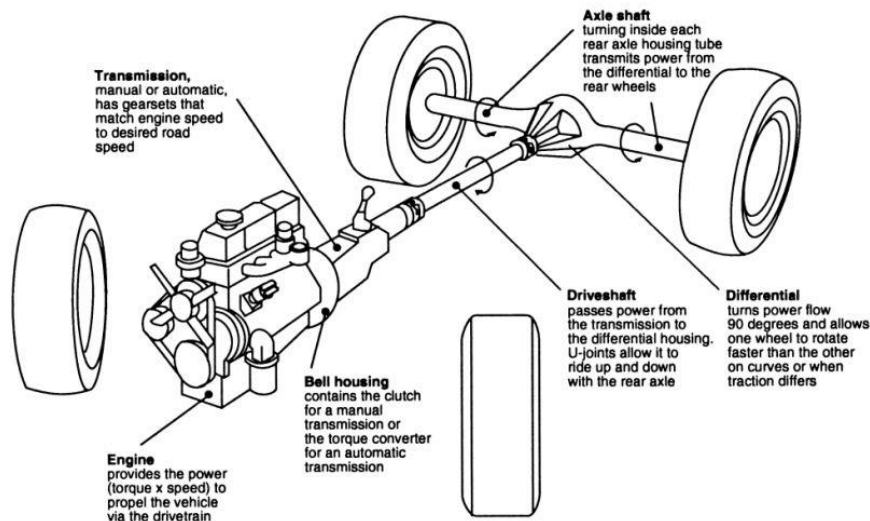
¹ Differential

گشتاور موتور که در محور خروجی موتور یا میل‌لنگ^۱ در دسترس است از فشار احتراق اعمال شده بر هر پیستون حاصل می‌شود و حاصلضرب نیروی وارد شده بر پیستون در شعاع لنگ میل لنگ است. گشتاور موتور در حالت آزادگردی خیلی کم است. همانطور که در شکل (۳-۶) مشخص است در دورهای پایین چون زمان کافی برای پر شدن سیلندر وجود دارد، بازدهی حجمی موتور بیشتر است در نتیجه گشتاور و توان موتور افزایش می‌یابد. با افزایش دور، گشتاور و توان به علت افزایش میزان پاشش سوخت و به تبع آن افزایش انرژی حرارتی تولیدی در محفظه‌ی احتراق، افزایش می‌یابد تا جایی که به مقدار بیشینه‌ی خود می‌رسد. اما در دورهای بالاتر چون حرکت رفت و برگشتی پیستون داخل سیلندر بیشتر می‌شود، اتلافات اصطکاکی موتور زیاد شده و بخش زیادی از توان تولیدی داخل محفظه احتراق باید سبب غلبه بر این اتلافات شود؛ ضمن آنکه در دورهای بالا به دلیل کاهش زمان فرآیندهای سیکل موتور، سیلندر کمتر پر می‌شود و بازدهی حجمی موتور کاهش می‌یابد، به همین دلیل در دورهای بالاتر نمودار توان و گشتاور حالت نزولی پیدا می‌کند.

۳-۶-۱-۱- زنجیره‌ی قدرت

محاسبه‌ی گشتاور مورد نیاز موتور برای محقق کردن نیروی خروجی کنترل‌کننده، نیازمند مدل‌سازی سامانه‌ی انتقال قدرت است. شکل (۳-۷) اجزای مهم زنجیره‌ی قدرت را نشان می‌دهد.

² Crankshaft



شکل ۳-۷ اجزای سیستم انتقال قدرت خودروی محرک عقب [۴۵]

گشتاور خروجی موتور که توسط دینامومتر قابل اندازه‌گیری است به زنجیره‌ی قدرت منتقل می‌شود. این گشتاور به منظور سرعت دادن به اجزای اینرسی دار در حال دوران، بدون توجه به بار محرکه‌ی جاده، کاهش می‌یابد. گشتاور تبدیلی کلاچ یا مبدل گشتاور^۲ که ورودی جعبه‌دنده می‌باشد را می‌توان با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن به شرح زیر تعیین کرد [۴۵]:

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (54-3)$$

که در معادله‌ی بالا T_c گشتاور کلاچ یا گشتاور ورودی جعبه‌دنده و T_e گشتاور موتور متناظر با دور موتور می‌باشد. I_e و α_e نیز به ترتیب اینرسی و شتاب دورانی موتور می‌باشند.

گشتاور خروجی جعبه‌دنده با توجه به نسبت دنده‌های آن افزایش یا کاهش می‌یابد، اما به طور کلی به خاطر وجود اینرسی در دنده‌ها و محورها کاهش می‌یابد اگر اینرسی جعبه دنده مشخص باشد، گشتاور خروجی آن طبق معادله‌ی (۵۵-۳) محاسبه می‌شود [۴۵]:

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad (55-3)$$

² Torque converter

¹ Dynamometer

که در آن N_t نسبت دنده جعبه‌دنده و I_t اینرسی دورانی جعبه‌دنده می‌باشد و T_d نیز گشتاور خروجی جعبه‌دنده در خودروهای محرک جلو و گشتاور خروجی میل‌گاردان در خودروهای محرک عقب می‌باشد. اگرچه خودروهای محرک عقب در سالیان اخیر کمتر مورد توجه بوده اند اما در اینجا حالت کلی‌تر یعنی خودروی محرک عقب در نظر گرفته می‌شود.

گشتاور واردشده به محورهای چرخ که اصطلاحاً به آن‌ها اکسل گفته می‌شود برای شتاب گرفتن چرخ و تولید نیروی رانشی کاهش می‌یابد و چنانچه ذکر شد این کاهش به دلیل وجود اینرسی اجزای خط انتقال قدرت مابین جعبه‌دنده و دنده نهایی (دیفرانسیل) است بنابراین معادله‌ی آن به صورت زیر می‌باشد [۴۵]:

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_{fd} \quad (۵۶-۳)$$

که در این معادله T_a گشتاور اکسل‌ها، F_x نیروی رانشی چرخ‌ها، r شعاع چرخ، I_w و I_d به ترتیب اینرسی دورانی چرخ‌ها و محورهای اکسل‌ها و اینرسی دورانی میل‌گاردان α_w و α_d نیز به ترتیب شتاب دورانی چرخ‌ها و میل‌گاردان و N_{fd} نسبت‌دنده‌ی دیفرانسیل هستند.

اکنون می‌توان شتاب زاویه‌ای موتور، جعبه‌دنده و میل‌گاردان را به شتاب زاویه‌ای چرخ‌ها به کمک نسبت دنده‌های جعبه‌دنده و دیفرانسیل مرتبط کرد. این وابستگی به صورت روابط (۳-۵۷) و (۳-۵۸) می‌باشد [۴۵]:

$$\alpha_e = N_t \alpha_d = N_t N_{fd} \alpha_w \quad (۵۷-۳)$$

$$\alpha_d = N_{fd} \alpha_w \quad (۵۸-۳)$$

شتاب خودرو نیز برابر با حاصلضرب شتاب زاویه‌ای چرخ در شعاع چرخ است. برای به‌دست آوردن نیروی رانشی بر روی سطح زمین می‌توان معادلات (۳-۵۴) تا (۳-۵۸) را ترکیب کرد [۴۵]:

$$u = \frac{T_e N_{ff}}{r} - \left[(I_e + I_t) N_{ff}^2 + I_d N_t^2 + I_w \right] \frac{\ddot{x}}{r^2} \quad (۵۹-۳)$$

¹ Drive shaft

در معادله‌ی حاصل‌شده، N_{tf} نسبت ترکیبی دنده‌های جعبه‌دنده و دیفرانسیل است. تا این مرحله تلفات مکانیکی و چسبندگی در اجزای خط انتقال قدرت (جعبه‌دنده، میل‌گردان، دیفرانسیل، اکسل‌ها) در نظر گرفته نشده است. کاهش گشتاور موتور به نسبت حاصلضرب راندمان اجزا در یکدیگر به وجود می‌آید. راندمان، به میزان زیادی با تغییر سطح گشتاور در خط انتقال قدرت تغییر می‌کند، تلفات چسبندگی حتی با گشتاور نزدیک به صفر نیز رخ خواهد داد. راندمان اجزای خط انتقال قدرت در حدود ۹۰ درصد می‌باشد. اثر تلفات مکانیکی را می‌توان با اضافه کردن مقدار راندمان به عبارت اول سمت راست معادله‌ی (۳-۵۹) در نظر گرفت؛ بنابراین این معادله به صورت معادله‌ی (۳-۶۰) بازنویسی می‌شود.

$$u = \frac{T_e N_{tf} \zeta_{tf}}{r} - \left[(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_t^2 + I_w \right] \frac{\ddot{x}}{r^2} \quad (۳-۶۰)$$

که در آن ζ_{tf} راندمان ترکیبی جعبه‌دنده و دیفرانسیل است.

حال با توجه به رابطه‌ی (۳-۶۰) در صورت نیاز به اعمال نیروی رانشی برای دستیابی به اهداف کنترل، ابتدا می‌بایست گشتاور موردنیاز موتور برای تحقق نمودن آن را از طریق رابطه (۳-۶۱) محاسبه نمود:

$$T_e = \frac{r_{wh} u}{N_{tf} \zeta_{tf}} - \frac{\left[(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_t^2 + I_w \right] \ddot{x}}{r_{wh} N_{tf} \zeta_{tf}} \quad (۳-۶۱)$$

معادله‌ی (۳-۶۱) یک فرمول کامل برای محاسبه گشتاور مورد نیاز خودرو ارائه می‌دهد که شامل دو قسمت است؛ عبارت جبری اول سمت راست معادله، نشان‌دهنده‌ی بخشی از گشتاور تولیدی موتور است که صرف تولید نیروی رانشی برای خنثی کردن بار جاده و شتاب گرفتن خودرو می‌شود. در این عبارت، با اضافه کردن راندمان اجزای سیستم انتقال قدرت، اتلافات مکانیکی در اجزا نیز درگرفته شده است. از آنجایی که گشتاور تولیدی موتور به منظور سرعت دادن به اجزای اینرسی دار متحرک زنجیره قدرت، بدون توجه به بارهای اضافی، کاهش می‌یابد لازم است برای محاسبه‌ی نیروی رانشی خودرو علاوه بر گشتاور مورد نیاز برای غلبه بر بار جاده، مقداری از گشتاور موتور که صرف حرکت اجزای متحرک زنجیره‌ی قدرت می‌شود نیز محاسبه شود، که برای این امر، عبارت جبری دوم سمت راست به معادله‌ی (۳-۶۱) اضافه شده است.

گشتاور تولیدی موتور تابعی از دور موتور می‌باشد؛ در موتورهای احتراق داخلی متداول، با تغییر زاویه‌ی دریچه‌گاز، میزان حجم هوای ورودی به موتور و میزان پاشش سوخت تغییر می‌نماید، که این امر باعث تغییر دور و گشتاور موتور می‌شود. گشتاورهای مختلف بر حسب دور و میزان زاویه‌ی دریچه‌گاز با عنوان نمودار مشخصات موتور در حافظه‌ی واحد کنترل الکترونیکی^۱ موتور ذخیره شده است، بنابراین پس از محاسبه‌ی گشتاور مورد نیاز از رابطه (۳-۶۱) کفایت زاویه‌ی دریچه‌گاز متناظر با آن، از نمودار مشخصات موتور خوانده شود و فرمان لازم به عملگر دریچه‌گاز ارسال گردد.

۳-۶-۲- سیستم ترمز خودرو

در صورتی که نیروی خروجی کنترل‌کننده منفی باشد و نیاز باشد تا سرعت خودرو تا حدّ زیادی کاهش یابد و تغییرات در زاویه‌ی دریچه‌گاز جواب‌گوی این کاهش سرعت نباشد، نیروی ترمزی به خودرو اعمال می‌شود. در صورت نیاز به اعمال نیروی ترمز، ابتدا می‌بایست نیروی ترمزی که بین محورهای جلو و عقب تقسیم می‌شود، محاسبه گردد.

$$u = F_r + F_{fr} \quad (۳-۶۲)$$

در معادله‌ی (۳-۶۲)، F_r و F_{fr} به ترتیب نیروهای ترمزی محورهای عقب و جلو می‌باشند. قفل کردن تایرها در هنگام ترمزگیری سبب افزایش خط ترمزگیری و عدم کنترل خودرو می‌شود بنابراین اولویت در طراحی ترمز، فراهم کردن وضعیتی است که تایرهای محورهای عقب و جلو خارج از نقطه‌ی قفل قرار بگیرند. توزیع نیروهای ترمزی بین محورهای جلو و عقب، برای حالتی که هیچ کدام از تایرها قفل نشده باشد، تابع طراحی سیستم ترمز است. سیستم ترمز در نظر گرفته شده برای این مقاله، یک سیستم ترمز معمولی هیدرولیکی است و توزیع نیروی ترمزی بین محورهای جلو و عقب مطابق معادله‌ی (۳-۶۳) می‌باشد [۴۴]:

$$F_r = -F_{fr} - \frac{mgc}{2h} + \sqrt{\left(\frac{mgb}{2h}\right)^2 + \frac{F_{fr}(b+c)mg}{h}} \quad (۳-۶۳)$$

¹ Electronic control unit

در معادله‌ی (۳-۶۳)، پارامتر h ارتفاع مرکزجرم خودرو از سطح زمین و پارامترهای b و c نیز فاصله‌ی بین محورهای جلو و عقب تا مرکزجرم خودرو می‌باشند. نیروی ترمزی هر محور به طور مساوی بین چرخ سمت راست و چپ تقسیم می‌شود. پس از محاسبه‌ی نیروی ترمزی، فشار هیدرولیکی سیلندر ترمز هر چرخ از طریق معادله‌ی (۳-۶۴) محاسبه می‌شود و با توجه به مقدار آن، دستور لازم به عملگر ترمز برای افزایش فشار داده می‌شود [۴۴]:

$$P_i = \frac{F_i r_{wh}}{\mu} \quad (۳-۶۴)$$

در معادله‌ی (۳-۶۴)، P_i فشار سیلندر ترمز برای هر چرخ و μ ثابت ترمزگیری است که به ساختمان ترمز هر چرخ بستگی دارد.

۳-۷- شبیه‌سازی و نتایج

در انتها در این فصل به منظور بررسی عملکرد کنترل‌کننده‌ی پیشنهادی، شبیه‌سازی حالت‌های مختلف سیستم کروز کنترل تطبیقی، یعنی حالت کنترل سرعت و فاصله خودرو انجام شده است. در این پایان‌نامه، برای شبیه‌سازی سیستم، از محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب استفاده شده است.

۳-۷-۱- شبیه‌سازی حالت کنترل سرعت

شبیه‌سازی انجام گرفته دارای دو مانور می‌باشد. در مانور اول، حرکت خودرو در بزرگراه و درحالی‌که خودرویی در پیش روی مسیر نیست، در نظر گرفته شده و سرعت خودرو $\frac{25}{s} m$ فرض شده است که باید به سرعت مورد نظر راننده که $\frac{35}{s} m$ می‌باشد، برسد. مشخصات فنی خودرو به کار رفته در شبیه‌سازی، در جدول (۳-۱) مشاهده می‌گردد.

¹ Simulink

جدول ۱-۳ مشخصات فنی خودرو در شبیه‌سازی

| واحد | اندازه | کمیت |
|----------------|--------|---|
| kg | ۱۲۵۰ | وزن خالص خودرو بدون سرنشین |
| kg | ۱۶۰۰ | حداکثر وزن خودرو با سرنشین و مخزن سوخت پر |
| بی بعد | ۰/۰۱۵ | ضریب اولیه نیروی مقاومت غلتشی |
| بی بعد | ۰/۴۲ | ضریب نیروی پسای آیرودینامیکی |
| m ² | ۲ | مساحت سطح پیشانی خودرو |
| m | ۰/۳۲ | شعاع چرخ |

با توجه به وظیفه‌ی اصلی سیستم کروز کنترل که خودکار کردن کنترل خودرو است این سیستم‌ها عموماً بر روی خودروهای دارای جعبه‌دنده‌ی اتوماتیک نصب می‌شوند؛ گرچه، عملکرد جعبه‌دنده‌ی اتوماتیک کاملاً مستقل از عملکرد کروز کنترل است و با توجه به سرعت خودرو و زاویه‌ی دریچه‌گاز، تعویض دنده انجام می‌شود. اما این سیستم‌ها بر روی خودروهای با جعبه دنده دستی نیز قابل نصب هستند و همان‌گونه که در فصل اول گزارش شد تا مادامی که نیاز به تعویض دنده نباشد، این سیستم‌ها فعال هستند و پس از تعویض دنده دوباره عمل کنترل سرعت را انجام می‌دهند. لذا برای شبیه‌سازی این سیستم در این پایان‌نامه، جعبه‌دنده‌ی دستی در نظر گرفته شده است. البته لازم به ذکر است در بخش شبیه‌سازی کنترل سرعت با توجه به اینکه خودرو در مدت زمان طولانی با سرعت ثابت حرکت می‌کند نیاز به تعویض دنده نمی‌باشد. ضمن آنکه حتی با در نظر گرفتن جعبه‌دنده‌ی خودکار برای خودرو با توجه به اینکه این سیستم در سرعت‌های بالا استفاده می‌شود نیاز به مدل‌سازی مبدل گشتاور نیست زیرا مبدل گشتاور در سرعت‌های بالا به کمک یک کلاچ یک‌طرفه مانند کوپلینگ^۱ هیدرولیکی رفتار نموده و گشتاور و دور خروجی موتور را بدون تغییر به جعبه‌دنده منتقل می‌کند و راندمان آن را می‌توان صد درصد در نظر گرفت.

¹ Coupling

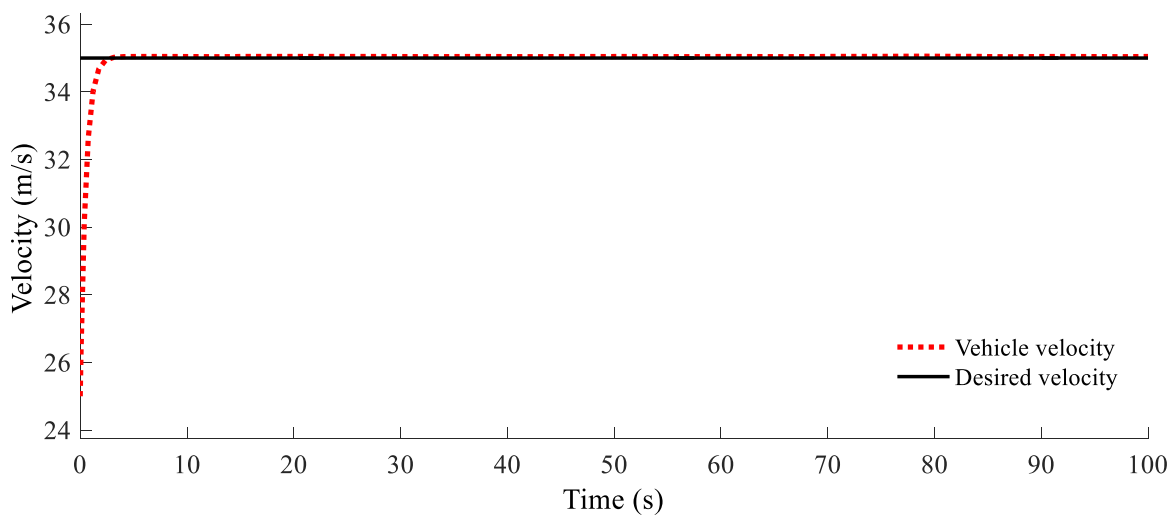
در شبیه‌سازی کنترل فاصله با توجه به اینکه سرعت خودرو تابعی از سرعت خودروی پیش رو می‌باشد و امکان کاهش و افزایش سرعت خودرو وجود دارد، نیاز است در شبیه‌سازی، نسبت‌های مختلف جعبه دنده لحاظ شود، فلذا برای محاسبه‌ی گشتاور موتور با توجه به سرعت خودرو، نسبت‌های مختلف جعبه‌دنده استفاده شده است. مشخصات جعبه‌دنده، دنده نهایی و اینرسی دورانی اجزای به کار رفته در سامانه‌ی انتقال قدرت در جدول (۲-۳) نشان داده شده است.

جدول ۲-۳ مشخصات فنی و راندمان اجزای سامانه‌ی انتقال قدرت [۴۵]

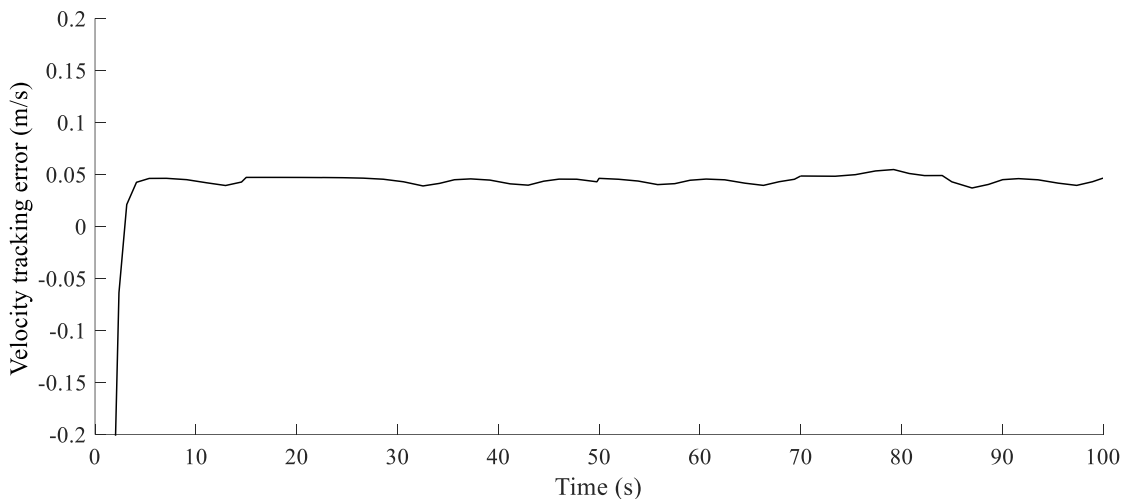
| واحد | اندازه | کمیت |
|------------------|--------|--------------------------|
| بی بعد | ۲/۹۲ | نسبت دنده‌ی دنده نهایی |
| بی بعد | ۰/۹۵ | راندمان دنده نهایی |
| بی بعد | ۱/۸۳ | نسبت دنده ۳ جعبه دنده |
| بی بعد | ۱/۳۶ | نسبت دنده ۴ جعبه دنده |
| بی بعد | ۱ | نسبت دنده ۵ جعبه دنده |
| بی بعد | ۰/۹۵ | راندمان جعبه دنده |
| Nms ² | ۰/۰۹۰۴ | اینرسی دورانی موتور |
| Nms ² | ۰/۰۵۶۵ | اینرسی دورانی جعبه دنده |
| Nms ² | ۰/۱۳۵۶ | اینرسی دورانی دنده نهایی |
| Nms ² | ۱/۲۴۳۰ | اینرسی دورانی چرخ‌ها |

در شبیه‌سازی حالت کنترل سرعت، تمامی نامعینی‌های ذکر شده در فصل قبل ابتدا به صورت موردی و سپس با در نظر گرفتن تمام آن‌ها با یکدیگر، بررسی شده‌اند و عملکرد کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی جهت دستیابی به سرعت مطلوب مورد ارزیابی قرار گرفته است. در صورت موفقیت کنترل‌کننده در این حالت از شبیه‌سازی، می‌توان نتایج آن را به شبیه‌سازی حالت کنترل فاصله نیز تعمیم داد. اما در شبیه‌سازی حالت کنترل فاصله بیشتر موضوع ردیابی فاصله‌ی مطلوب و اجتناب از برخورد با خودروی

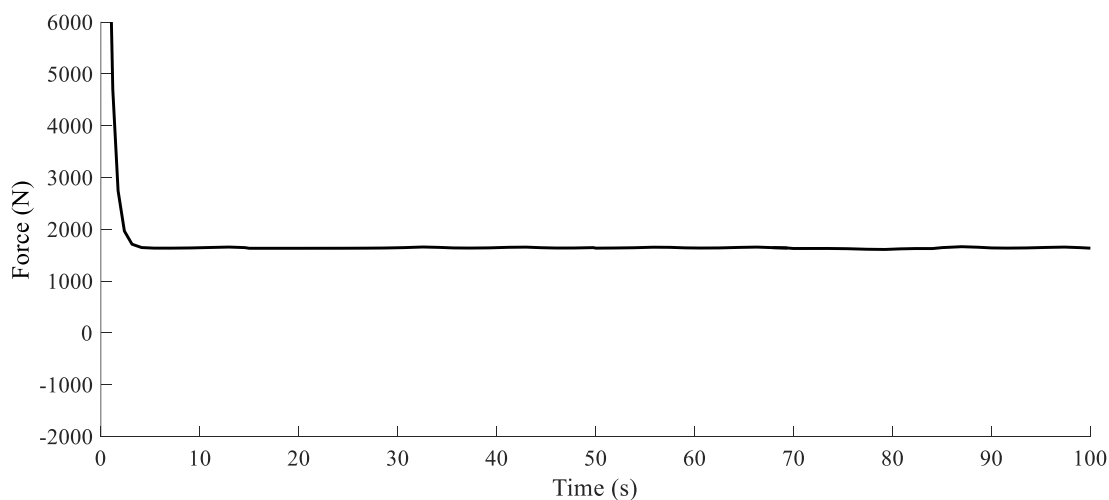
پیش رو موضوع اصلی بوده ضمن آنکه تمام نامعینی‌های مدل نیز در شبیه‌سازی لحاظ شده‌اند. بنابراین با توجه به آنچه ذکر شد شبیه‌سازی انجام‌گرفته دارای چهار مرحله می‌باشد. در بخش اول شبیه‌سازی، نامعینی فقط در وزن خودرو و ابزارهای اندازه‌گیری لحاظ شده است. یعنی ورودی سرعت و شیب جاده در سیستم تماماً همراه با خطا وارد شده‌اند و وزن نامی خودرو 1250 kg کیلوگرم فرض شده است درحالی‌که حد بالای آن 1600 kg می‌باشد، بنابراین وزن لحاظ‌شده در کنترل‌کننده با توجه به رابطه‌ی (۳-۱۸) 1412 kg می‌باشد، اما در این شبیه‌سازی همان وزن نامی در مدل خودرو جایگذاری شد. ضمن آنکه در این مرحله، از اغتشاش باد طولی و تغییرات نیروی مقاومت غلتشی صرف نظر شده است. در شکل‌های (۳-۸) و (۳-۹) به ترتیب منحنی کنترل سرعت و خطای ردیابی سرعت و در شکل (۳-۱۰) نیروی خروجی کنترل‌کننده را برای سیستم کروزکنترل، در حضور عدم قطعیت در وزن خودرو و خطای ابزارهای اندازه‌گیری، مشاهده می‌شوند. لازم به ذکر است در شبیه‌سازی‌های انجام‌شده شیب جاده به صورت ثابت ۴ درصد در نظر گرفته شده است.



شکل ۳-۸ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن عدم قطعیت در وزن خودرو

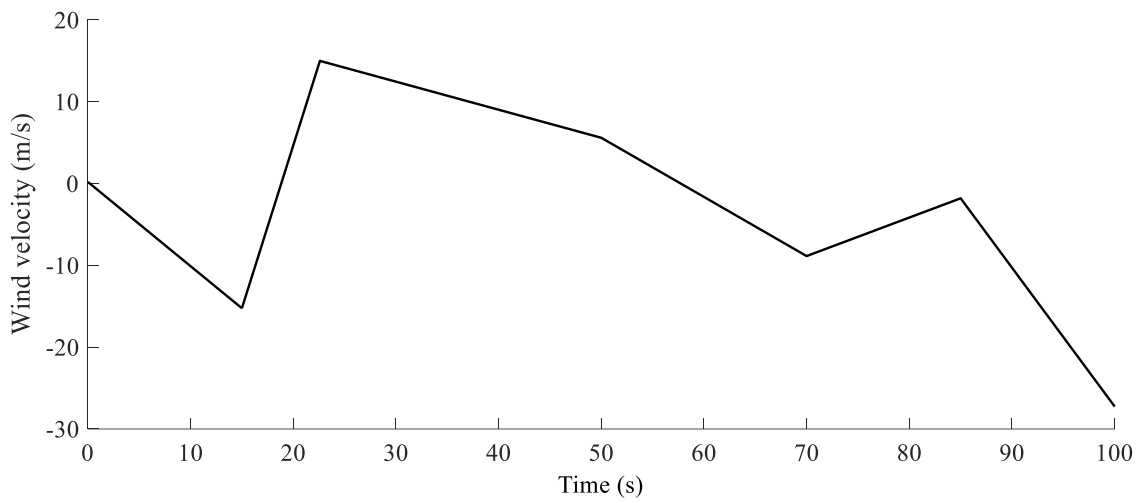


شکل ۳-۹ خطای ردیابی سرعت با در نظر گرفتن عدم قطعیت در وزن خودرو

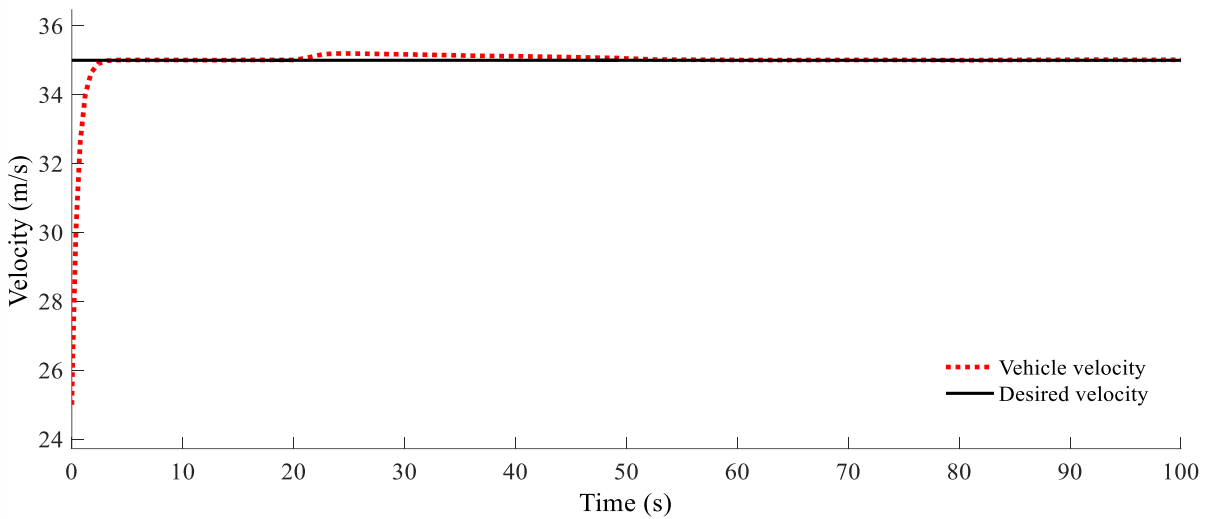


شکل ۳-۱۰ نیرویی خروجی کنترل کننده در حضور عدم قطعیت در وزن خودرو

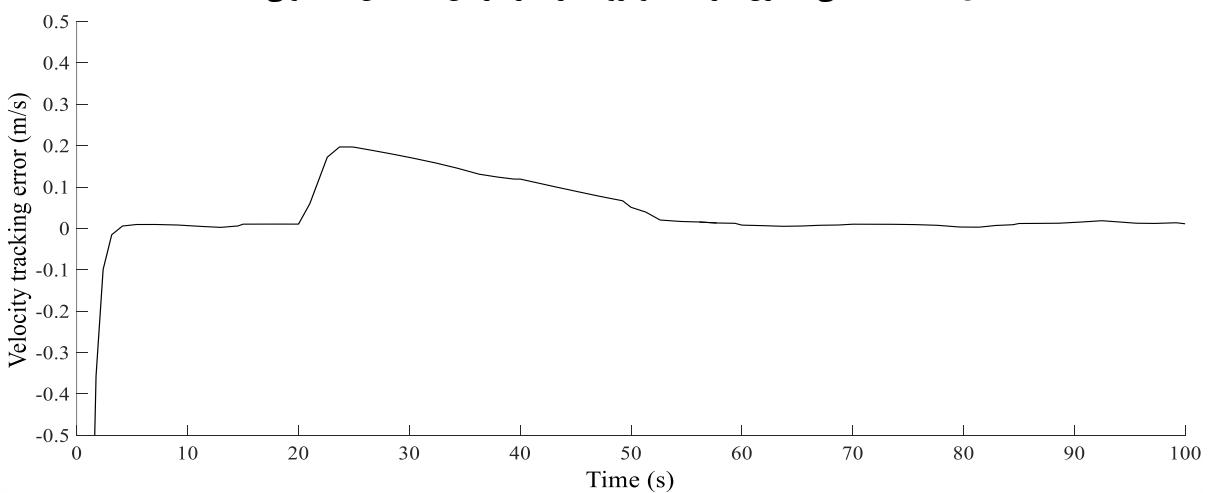
در بخش دوم شبیه‌سازی، اغتشاش باد طولی اتفاقی، همانطور که در شکل (۳-۱۱) مشخص است از لحظه‌ی شروع حرکت به خودرو اعمال شده و کنترل سرعت در حضور این اغتشاش انجام گرفته است. در شکل‌های (۳-۱۲) و (۳-۱۳) منحنی ردیابی سرعت خودرو و خطای ردیابی سرعت و در شکل (۳-۱۴) نیروی خروجی کنترل کننده، برای این شبیه‌سازی مشاهده می‌شوند.



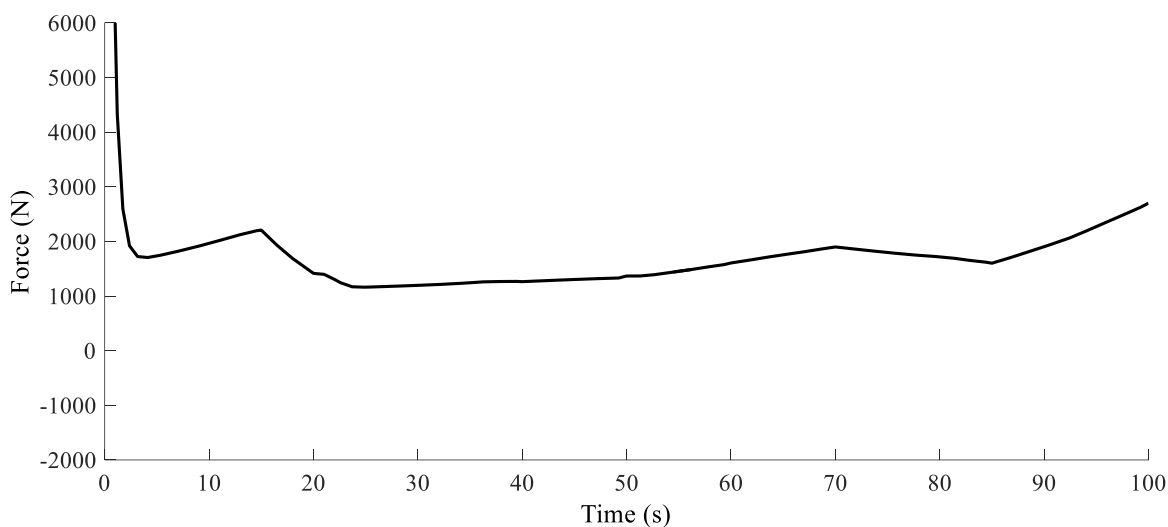
شکل ۱۱-۳ اغتشاش باد طولی اتفاقی وارد به خودرو بر حسب زمان



شکل ۱۲-۳ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن اغتشاش باد طولی

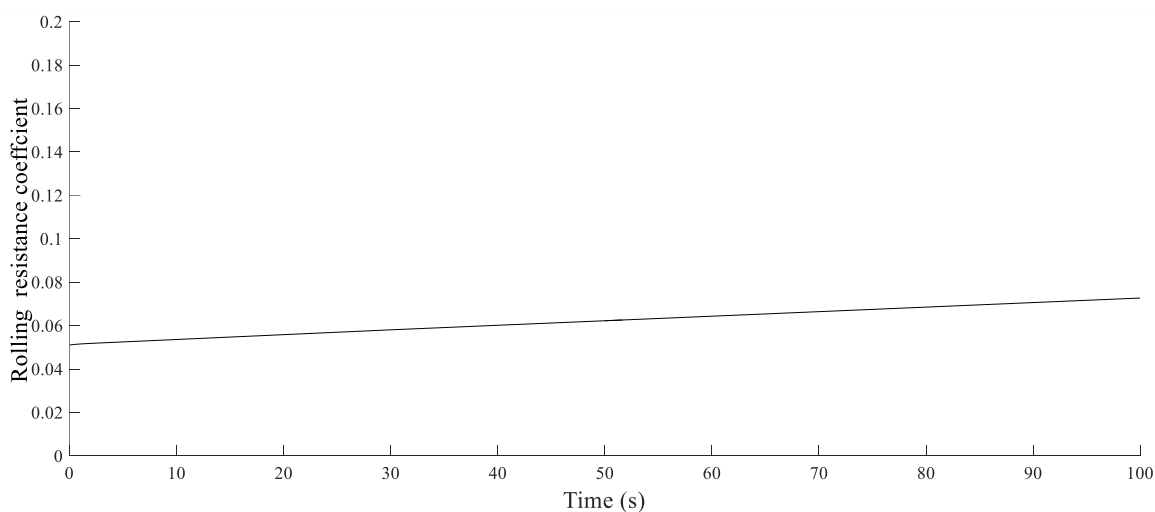


شکل ۱۳-۳ خطای ردیابی سرعت در حضور اغتشاش باد طولی

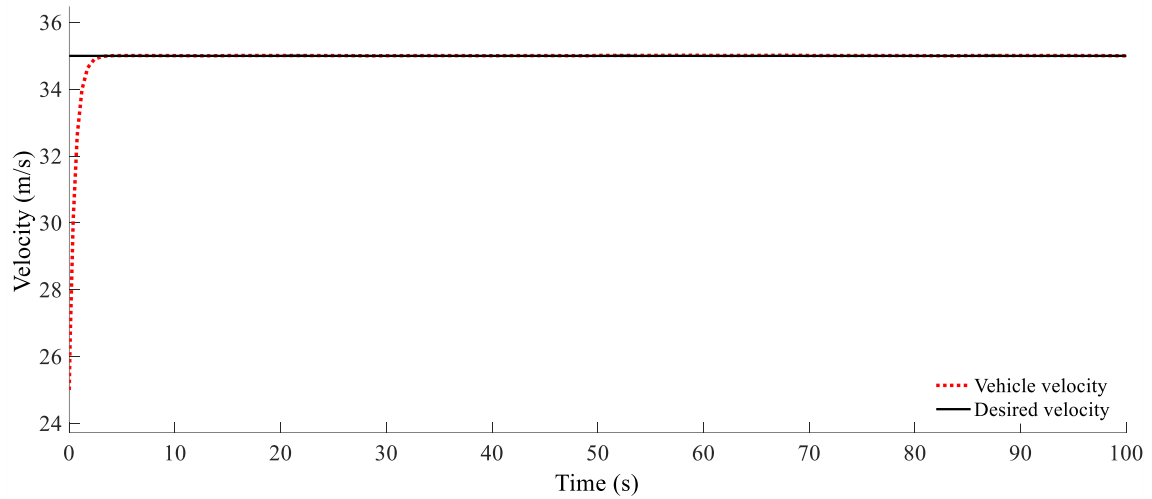


شکل ۳-۱۴ نیرویی خروجی کنترل کننده بر حسب زمان در حضور اغتشاش باد طولی

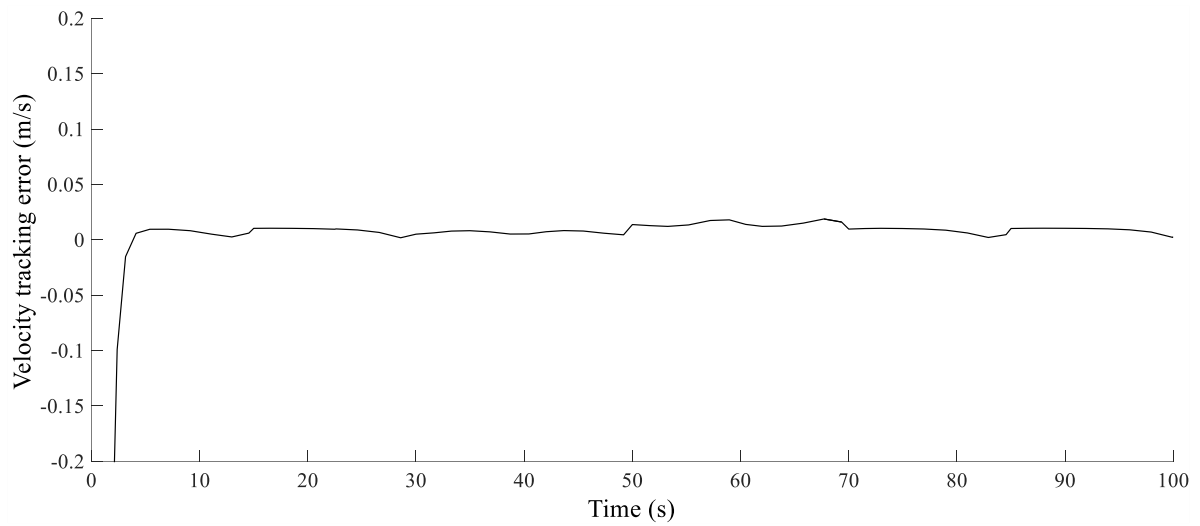
در بخش سوم، اثر تغییرات پارامترهای مختلف در ضریب مقاومت غلتشی بر مدل خودرو لحاظ شده است و به منظور مدل سازی از معادله‌ی (۲-۷) استفاده گردیده است. فرض شده است در طی زمان شبیه سازی، فشار باد تایر در حال کاهش است، ضمن آنکه اثر شرایط جوی بر مدل خودرو در نظر گرفته شده است و شبیه سازی، در سطح جاده‌ی مرطوب و لغزنده انجام شده است که باعث تغییر در نیروی مقاومت غلتشی در مدل می شود. شکل (۳-۱۵) تغییرات ضریب مقاومت غلتشی را در طی زمان شبیه سازی نشان می دهد. شکل های (۳-۱۶) و (۳-۱۷) به ترتیب منحنی های ردیابی سرعت و خطای ردیابی سرعت و شکل (۳-۱۸) نیز نیروی خروجی کنترل کننده، برای این بخش از شبیه سازی را نشان می دهند.



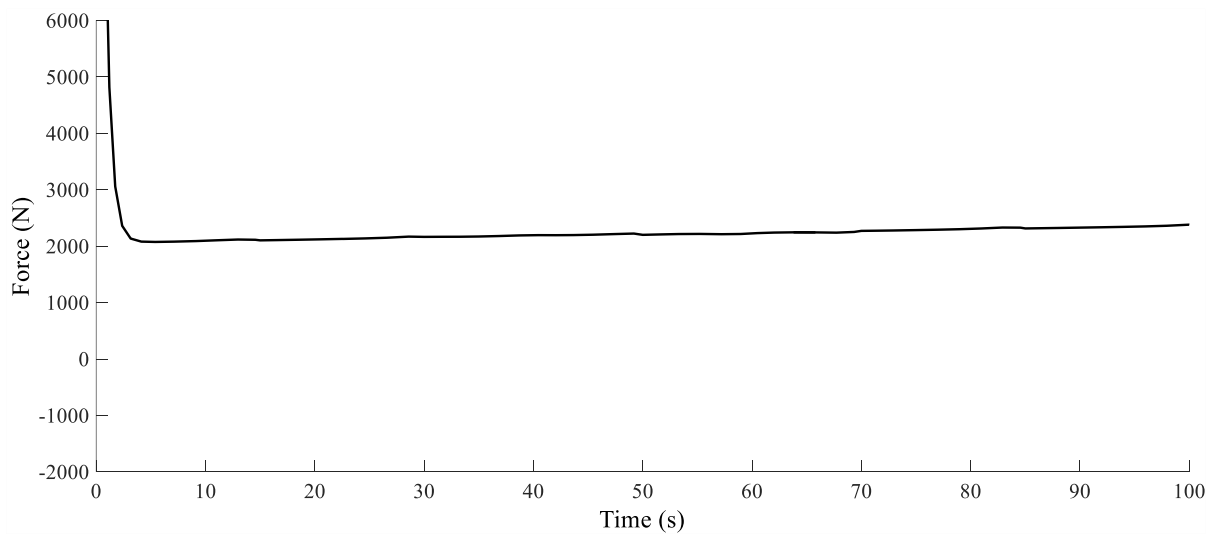
شکل ۳-۱۵ تغییرات ضریب مقاومت غلتشی بر حسب زمان



شکل ۳-۱۶ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی

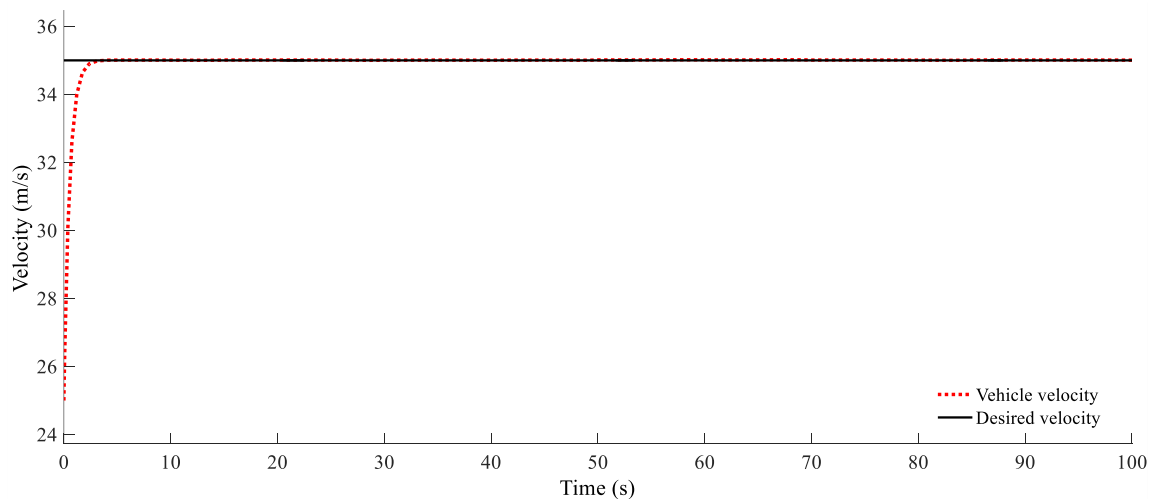


شکل ۳-۱۷ خطای ردیابی سرعت با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی

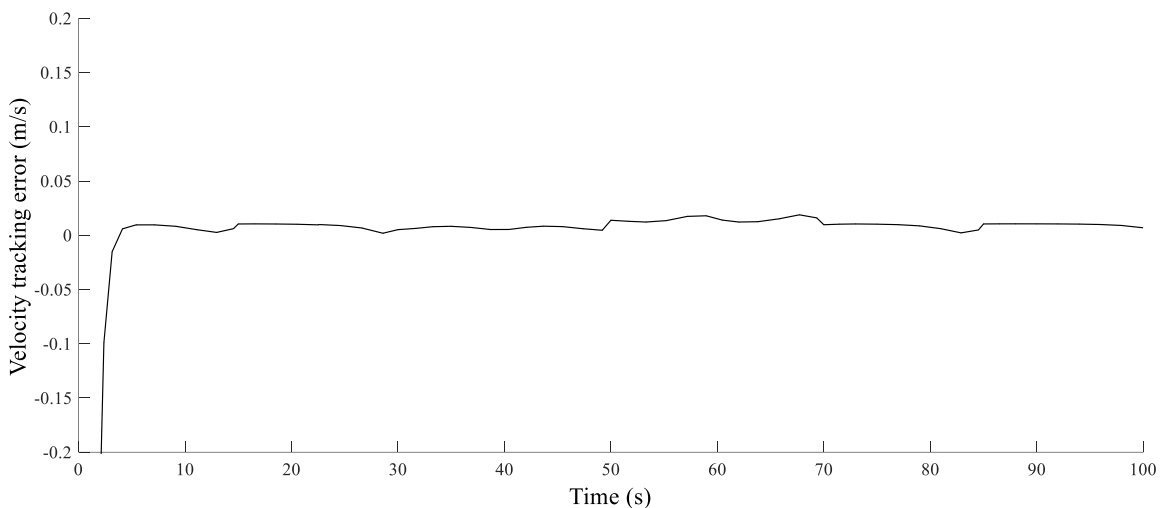


شکل ۳-۱۸ نیروی خروجی کنترل کننده با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی

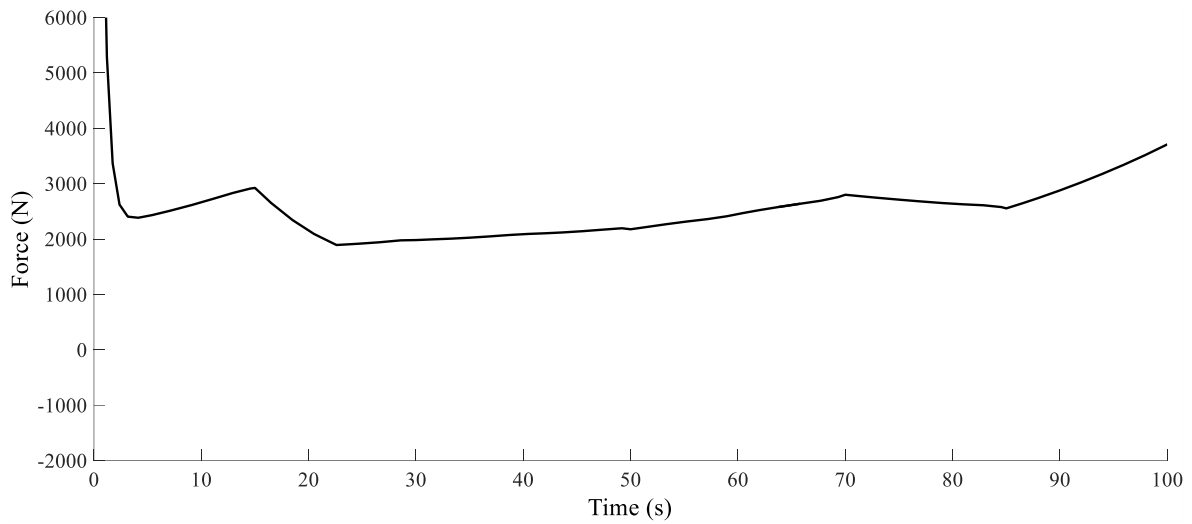
در مرحله‌ی آخر نیز، عملکرد کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی زمانی که تمام عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات ذکرشده در مراحل قبلی حضور داشته باشند، بررسی شده است. شکل‌های (۳-۱۹) و (۳-۲۰) منحنی-های ردیابی سرعت و خطای ردیابی سرعت و شکل (۳-۲۱) نیروی کنترلی لازم برای حرکت خودرو و غلبه بر بارهای جاده و اغتشاشات را نشان می‌دهند. ضمن آنکه در شکل (۳-۲۲) گشتاور تولیدی موتور خودرو برای تحقق نیروی کنترلی نشان داده شده است. شکل (۳-۲۳) نیز نمایش‌دهنده‌ی تغییرات شتاب خودرو در زمان شبیه‌سازی است.



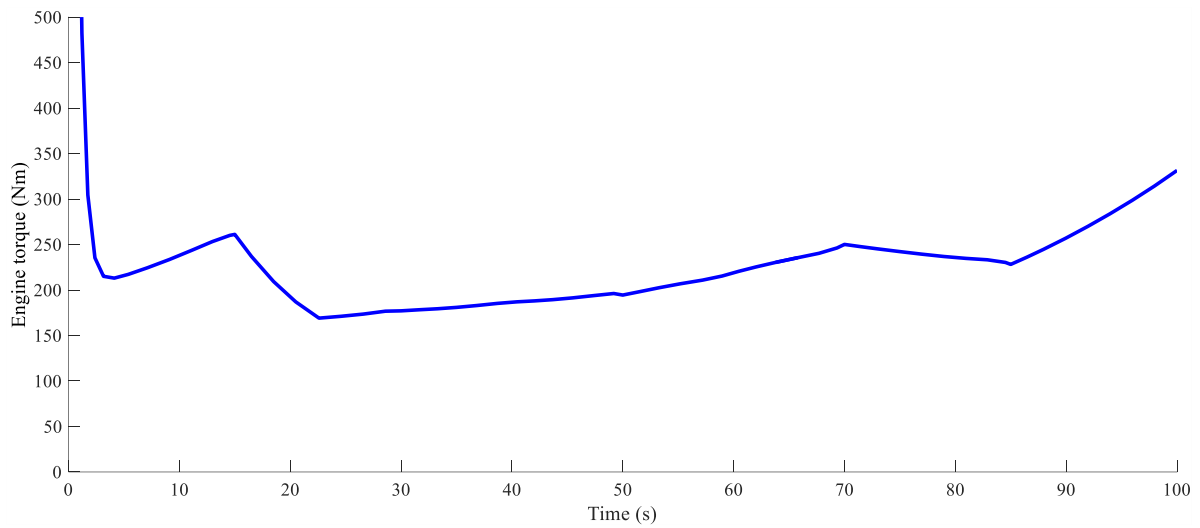
شکل ۳-۱۹ منحنی کنترل سرعت خودرو با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های مختلف



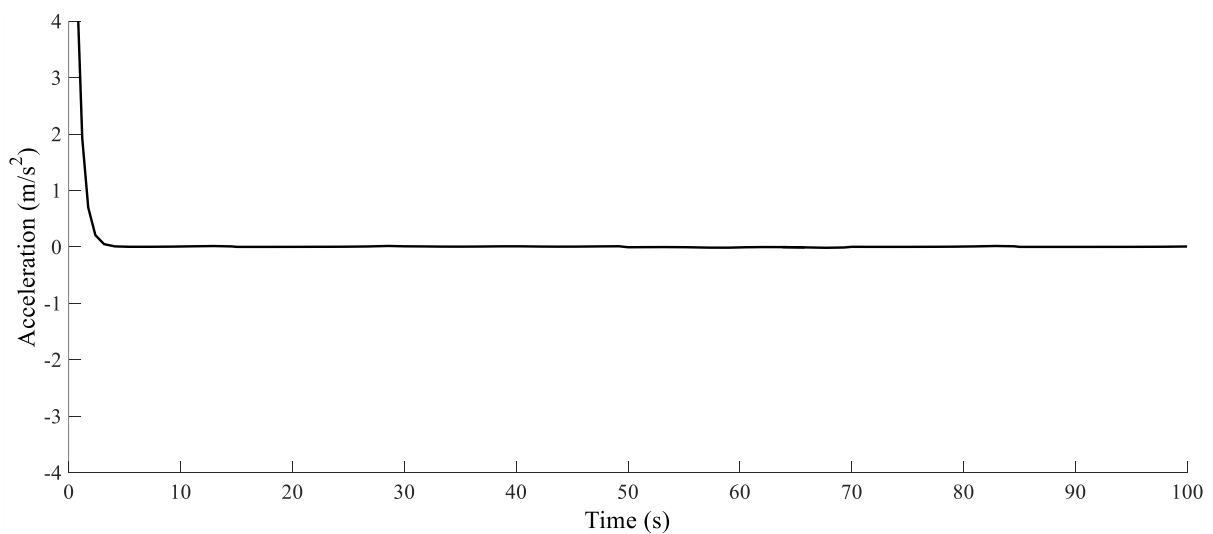
شکل ۳-۲۰ خطای ردیابی سرعت در حضور تمام عدم قطعیت‌ها



شکل ۲۱-۳ نیرویی خروجی کنترل کننده در حضور تمام قطعیت‌ها



شکل ۲۲-۳ گشتاور تولیدی موتور خودرو



شکل ۲۳-۳ شتاب خودرو نسبت به زمان

پیش از پرداختن به تحلیل و بررسی نتایج ارائه شده، ذکر این نکته ضروری است که در شکل‌های مربوط به خطا، خطای ردیابی با کمی فاصله از محور زمان، آغاز شده است. در واقع این نمودارها تماماً بدین صورت بزرگنمایی شده اند تا مقدار حدودی خطا و نوسانات آن بهتر مشاهده شود.

۳-۷-۱-۱- بحث درباره نتایج کنترل سرعت

با توجه به شکل‌های (۳-۸)، (۳-۱۲)، (۳-۱۶) و (۳-۱۹) برای شبیه‌سازی‌های مختلف، مشاهده می‌گردد، کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی قادر است در حضور نامعینی‌های مختلف در مدل خودرو، سرعت مطلوب راننده را با دقت خوبی ردیابی کند، علت این امر، اضافه کردن عبارت $k \operatorname{sgn}(s)$ به کنترل‌کننده برای جبران این نامعینی‌ها و اغتشاشات می‌باشد. عبارت $k \operatorname{sgn}(s)$ شامل ناپیوستگی کنترلی k می‌باشد همانگونه که در بخش‌های قبلی ذکر شد این ناپیوستگی تابعی از عدم قطعیت‌هاست، بنابراین هرچه میزان عدم قطعیت‌های سیستم افزایش یا کاهش یابند به همان میزان، این ترم نیز تغییر می‌کند تا بخشی از سیستم که مدل نشده است، جبران شود. همانطور که در شکل (۳-۲۰) مشاهده می‌شود حداکثر خطای ردیابی سرعت زمانی که تمام عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات لحاظ شوند، کمتر از $0.05 \frac{m}{s}$ می‌باشد که قابل چشم‌پوشی می‌باشد و علاوه بر آن، هیچ‌گونه ناپایداری در نتایج شبیه‌سازی مشاهده نمی‌شود و از لحظه‌ی شروع تا پایان شبیه‌سازی کنترل‌کننده توانسته است عملکرد یکنواخت خود را حتی در برابر تغییرات شدید در مدل مانند تغییرات با شیب زیاد اغتشاش باد طولی یا تغییرات شدید ضریب مقاومت غلتشی، حفظ نماید. در حالت اول شبیه‌سازی با توجه به آنکه عدم قطعیت از نوع ساختاری بوده و میزان وزن خودرو با گذشت زمان تغییر نمی‌کند طبیعی است که مقدار نیروی خروجی کنترل‌کننده در طول زمان شبیه‌سازی تغییر نکند (شکل (۳-۱۰)).

از مقایسه‌ی شکل‌های (۳-۹)، (۳-۱۳) و (۳-۱۷) می‌توان نتیجه گرفت بیشترین اثر بر مدل خودرو را اغتشاش باد طولی دارد. با توجه به شکل (۳-۱۱) و (۳-۱۳) زمانی که سرعت باد طولی افزایش یابد، دقت ردیابی سرعت کاهش می‌یابد و به طور خاص زمانی که باد به صورت موافق می‌وزد و سرعت آن

بیشتر می‌شود خطای ردیابی سرعت بیشتر می‌شود که علت آن قرار گرفتن مجذور سرعت باد در مدل طولی خودرو می‌باشد در واقع می‌توان چنین گفت که مرتبه خطای اغتشاش باد طولی، دو می‌باشد. با توجه به مدل خودرو زمانی که باد به صورت موافق می‌وزد، سرعت نسبی خودرو کاهش می‌یابد و نیاز به نیروی کمتری برای غلبه بر نیروی پسای آیرودینامیک نیاز است و در زمان وزش باد مخالف نیاز به نیروی بیشتری برای غلبه بر آن می‌باشد که با مشاهده شکل (۳-۱۴) می‌توان دریافت این امر به خوبی تحقق یافته و کنترل‌کننده مد لغزشی توانسته است در زمان‌های s ۱۵، s ۷۰ و s ۱۰۰ با افزایش نیروی کنترلی و در زمان‌های s ۲۲ و s ۸۵ با کاهش نیروی کنترلی اثرات اغتشاش باد طولی را به خوبی جبران کند. نکته‌ی دیگری که درباره نتایج این مرحله که در شکل (۳-۱۲) نهفته است، اینست که در زمان وزش باد موافق با توجه با آنکه که نیاز به نیروی کمتری برای غلبه بر نیروی پسای آیرودینامیک می‌باشد و به دلیل آنکه مقداری زمان می‌برد تا کنترل‌کننده مقدار نیرو را تصحیح کند، به همین دلیل در آن زمان، خطای کنترل سرعت مقداری مثبت دارد زیرا کنترل‌کننده نیروی بیشتری برای حرکت خودرو در نظر گرفته است و سبب افزایش سرعت خودرو می‌شود که این امر در حالت برعکس نیز صادق است در حالت وزش باد مخالف خطای کنترل سرعت منفی می‌شود زیرا کنترل‌کننده نیروی کمتری برای حرکت خودرو و غلبه بر نیروی پسای آیرودینامیک در نظر گرفته است که این مقدار از حد مورد نیاز آن کمتر می‌باشد و سرعت خودرو از مقدار دلخواه کمتر می‌شود.

بخش سوم شبیه‌سازی مربوط به تغییرات نیروی مقاومت غلتشی می‌باشد. در شکل (۳-۱۵) اثر تغییرات فشار باد تایر، سرعت خودرو و رانندگی در شرایط سطح لغزنده و مرطوب به دلیل آب و هوای بارانی بر ضریب نیروی مقاومت غلتشی به دست آمده است. با توجه به رابطه‌ی ارائه شده در فصل دوم برای ضریب مقاومت غلتشی (۲-۸) و از آنجایی که در طی زمان شبیه‌سازی سرعت خودرو تقریباً ثابت بوده است، بنابراین سرعت خودرو اثر چندانی بر تغییرات این ضریب نداشته اما مقدار اولیه آن را برای شروع حرکت مشخص کرده است که از حالتی که ضریب مقاومت غلتشی ثابت در نظر گرفته شود دقیق تر است؛ چنانچه در فصل دوم نیز بدان اشاره شد رانندگی در سطوح مرطوب و لغزنده سبب افزایش

حدود دو برابری نیروی مقاومت غلتشی می‌شود که این موضوع در به دست آوردن میزان دقیق این ضریب لحاظ شده است و مقدار آن را افزایش داده است و همچنین با توجه به شکل (۲-۵) سعی شده است اثر کاهش فشار باد تایر تا 15 psi در زمان شبیه‌سازی لحاظ شود. که سبب تغییرات خطی در ضریب مقاومت غلتشی می‌شود. بنابراین مقدار دقیق آن در طی زمان شبیه‌سازی به دست آمده است، ضمن آنکه از تغییرات سایر پارامترها همچون دمای تایر، سطح جاده و ... در شبیه‌سازی صرف نظر شده است. چنانچه در شکل (۳-۱۶) مشخص است، کنترل‌کننده در برابر این تغییرات شدید لحاظ‌شده برای نیروی مقاومت غلتشی در بازه‌ی زمانی کوتاه شبیه‌سازی، مقاوم بوده است، لذا می‌توان نتایج آن را برای حالتی که سایر پارامترها نیز بر محاسبه‌ی مقدار دقیق این نیرو دخیل باشند، تعمیم داد. در شکل (۳-۱۸) نیز نیروی خروجی کنترل‌کننده برای این شبیه‌سازی نشان داده شده است که بر خلاف شبیه‌سازی بخش اول، مقدار آن نسبت به زمان ثابت نبوده و با گذشت زمان تغییر کرده است که علت آن، افزایش نیروی مقاومت غلتشی بوده است و به تبع آن کنترل‌کننده نیز برای حفظ پایداری سیستم مقدار نیروی خروجی خود را افزایش داده است.

در بخش آخر نیز زمانی که تمام عدم قطعیت‌های ذکرشده در مراحل قبلی لحاظ شوند، شبیه‌سازی انجام شد. شکل (۳-۲۰) خطای ردیابی سرعت را برای این حالت نشان می‌دهد که نسبت به حالت‌های قبلی کاهش یافته است که علت این امر همپوشانی عدم قطعیت‌های مختلف در مدل خودرو می‌باشد که تا حدی اثر یکدیگر را خنثی کرده و عمل کنترل را راحت‌تر می‌کنند. برای مثال اثر نیروی مورد نیاز برای غلبه بر مقاومت غلتشی تایر که از حد واقعی آن کمتر در نظر گرفته شده است با اثر نیروی پسای آیرودینامیک و وزن خودرو که بیشتر از حد واقعی آن در نظر گرفته شدند، خنثی می‌شود و بدین ترتیب مقدار نیروی مناسب به همان اندازه که برای حرکت خودرو و غلبه بر جاده نیاز است در معادله‌ی حرکت سیستم قرار گرفته که باعث می‌شود خطای ردیابی کاهش یابد. در شکل (۳-۲۱) مشاهده می‌گردد زمانی که تمام نیروهای بار جاده در مدل خودرو لحاظ گردند، اثر نیروهای مختلف در مدل طولی خودرو، اندازه نیروی محرک لازم را افزایش داده است و نیروی بیشتری برای غلبه بر بارهای جاده نیاز است،

(به غیر از مواقعی که سرعت باد طولی موافق افزایش یافته و مجموع نیروی بار جاده را کاهش می‌دهد) که این امر نیز توسط کنترل‌کننده تحقق یافته است و نیروی خروجی کنترل‌کننده به مقدار لازم افزایش یافته است. لازم به یادآوری است که این میزان از بار جاده یعنی نیروهای بالاتر از $N = 2000$ برای خودروهای سواری کوچک در شرایط واقعی کمتر اتفاق می‌افتد، اما در شبیه‌سازی‌های انجام شده در این پایان‌نامه حدّ بالایی از بار جاده برای خودرو در نظر گرفته شد که ضریب اطمینان سامانه تایید شود. در شکل (۳-۲۲) گشتاور تولیدی موتور برای تحقق نیروی کنترلی نشان داده شده است و در شکل (۳-۲۳) نیز شتاب خودرو در حین ردیابی سرعت مشاهده می‌شود. به منظور اجتناب از بحث‌های تکراری، نمودار شتاب خودرو و گشتاور موتور فقط برای حالت آخر شبیه‌سازی، آورده شده‌اند. از مقایسه شکل (۳-۲۱) و (۳-۲۲) می‌توان نتیجه گرفت گشتاور تولیدی موتور و نیروی رانشی مورد نیاز، رابطه‌ی تقریباً خطی با یکدیگر داشته و بخش اعظم گشتاور موتور صرف حرکت خودرو شده است و برای شتاب‌دادن اجزای متحرک زنجیره‌ی توان، گشتارو زیادی صرف نشده است؛ علت این امر، همانطور که در شکل (۳-۲۳) نیز مشخص است سرعت ثابت و شتاب نزدیک به صفر خودرو در حین کنترل بوده است که باعث می‌شود عبارت جبری دوم سمت راست معادله‌ی (۳-۶۱) مقدار ناچیزی داشته باشد و به تبع آن گشتاور تولیدی موتور نیز کمتر شود؛ بدین ترتیب می‌توان اثر سیستم کروزکنترل بر کاهش توان مورد نیاز و مصرف سوخت را نیز نتیجه گرفت.

۳-۷-۲- شبیه‌سازی حالت کنترل فاصله

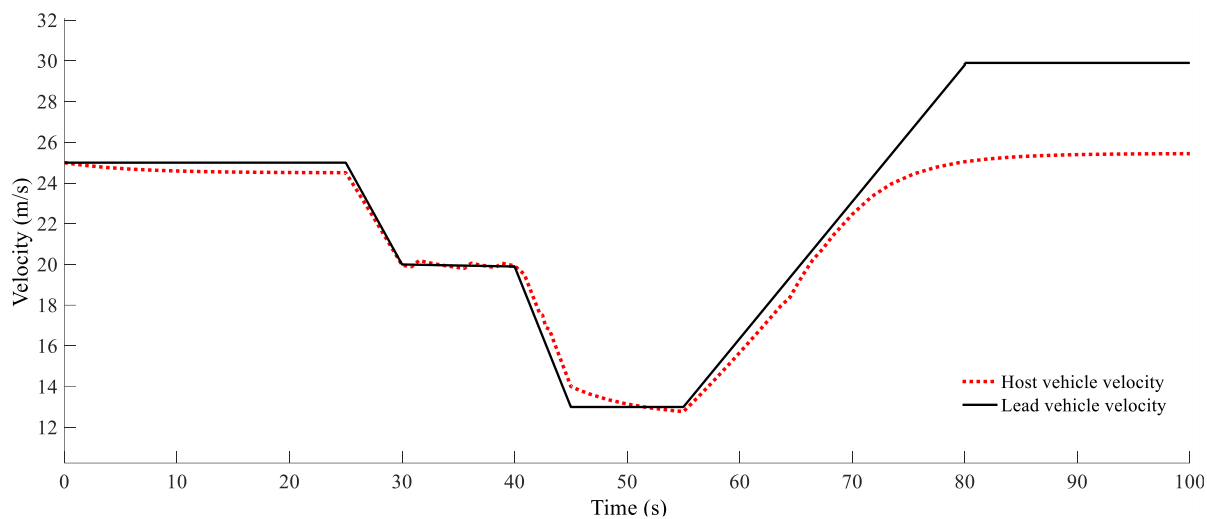
در مانور دوم شبیه‌سازی، حرکت خودرو در ترافیک شهری در نظر گرفته شده است و راننده درخواست تثبیت خودرو به مقدار $25 \frac{m}{s}$ را به سیستم داده است؛ در این حالت از شبیه‌سازی فرض شده است خودرویی در پیش روی مسیر نیز با همان سرعت در حال حرکت است اما با گذشت زمان سرعت خود را طی دو مرحله با شتاب ثابت کاهش داده و پس از گذشت $s = 55$ از زمان شبیه‌سازی، مجدداً شتاب گرفته و با سرعت بیشتری از سرعت اولیه حرکت کرده است. بنابراین کنترل‌کننده می‌بایست سرعت خودرو را کاهش داده و با رعایت فاصله‌ی ایمن، سرعت خودروی پیش رو را ردیابی کند. در این حالت

از شبیه‌سازی نیز عدم قطعیت‌های ذکر شده در مانور اول در مدل لحاظ شده‌اند و اغتشاش باد طولی شکل (۱۱-۳) نیز به خودرو اعمال شده است. به دلیل استفاده از سیستم ترمز برای کاهش سرعت خودرو می‌بایست این سیستم نیز در شبیه‌سازی مدل شود، بنابراین مشخصات هندسی خودرو و سیستم ترمز به کار رفته در شبیه‌سازی به صورت جدول (۳-۳) می‌باشد.

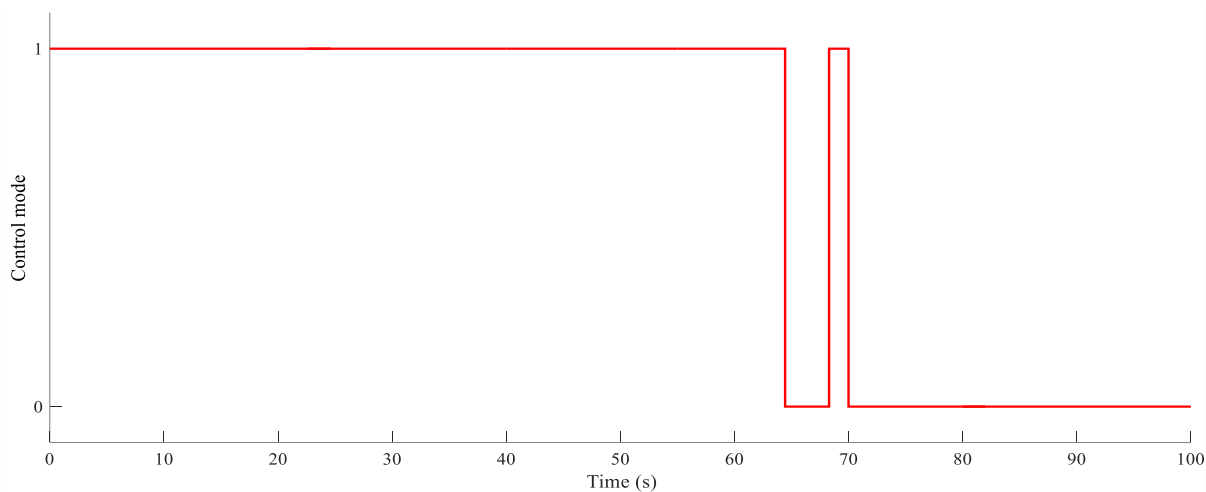
جدول ۳-۳ مشخصات هندسی خودرو در شبیه‌سازی [۴۵]

| واحد | اندازه | کمیت |
|----------------|--------|------------------------------------|
| m | ۰/۵۲ | ارتفاع مرکز جرم خودرو از سطح زمین |
| m | ۱ | فاصله‌ی محور جلو تا مرکز جرم خودرو |
| m | ۱/۷۵ | فاصله‌ی محور عقب تا مرکز جرم خودرو |
| m ³ | ۰/۰۰۰۲ | ثابت سیستم ترمزگیری |

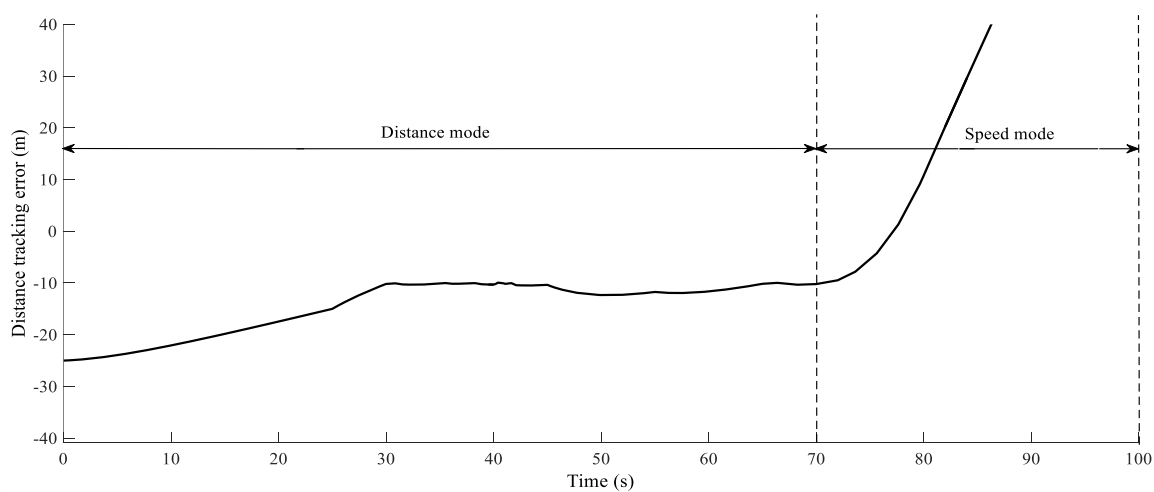
در شکل (۲۴-۳) سرعت خودروی کنترل شده و خودروی پیش رو مشاهده می‌شود. در شکل (۲۵-۳) حالت‌های کنترل سرعت و فاصله مشخص شده است. شکل‌های (۲۶-۳) و (۲۷-۳) نیز به ترتیب خطای ردیابی فاصله و سرعت نشان می‌دهند و در شکل‌های (۲۸-۳)، (۲۹-۳) و (۳۰-۳) تغییرات نیروی خروجی کنترل‌کننده، گشتاور تولیدی موتور و فشار هیدرولیک سیلندر ترمز هرچرخ نسبت به زمان شبیه‌سازی، مشاهده می‌شود، ضمن آنکه در شکل‌های (۳۱-۳) و (۳۲-۳) شتاب و جرک خودرو در مدت زمان شبیه‌سازی قابل مشاهده هستند.



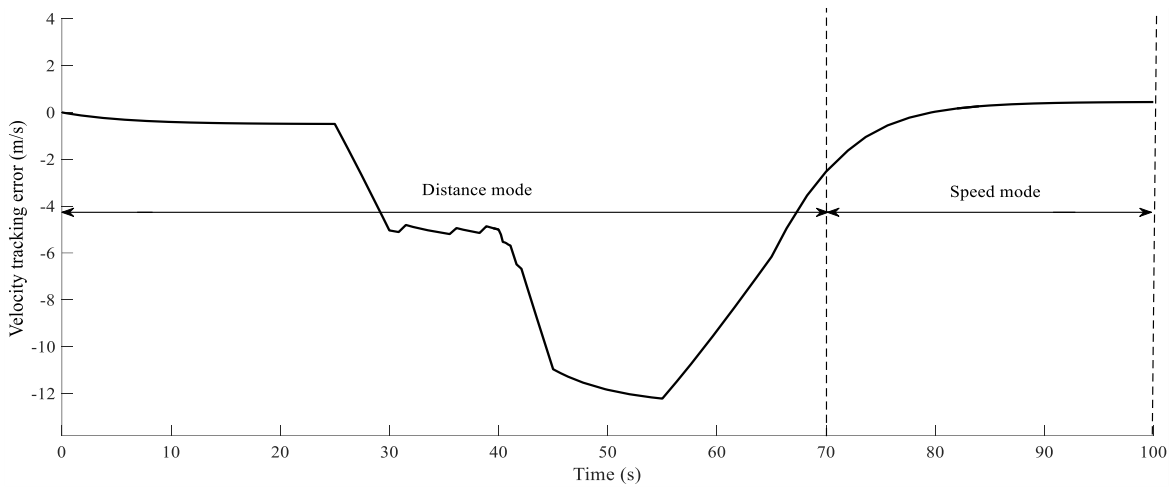
شکل ۲۴-۳ منحنی‌های سرعت خودرو پیش رو و سرعت ردیابی شده با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های مختلف



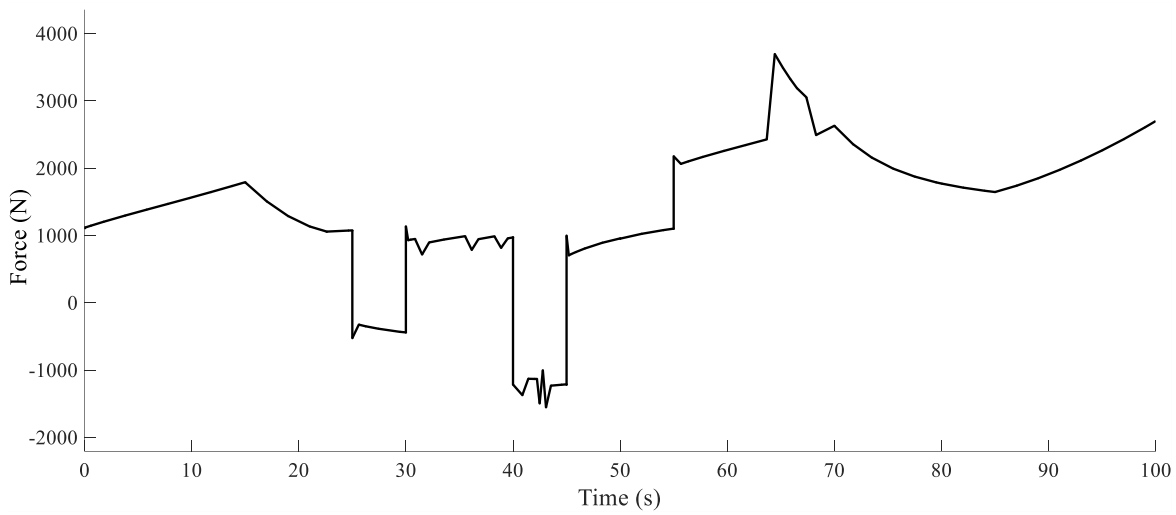
شکل ۲۵-۳ زمان‌های تغییر وضعیت سیستم از حالت کنترل فاصله به حالت کنترل سرعت و برعکس



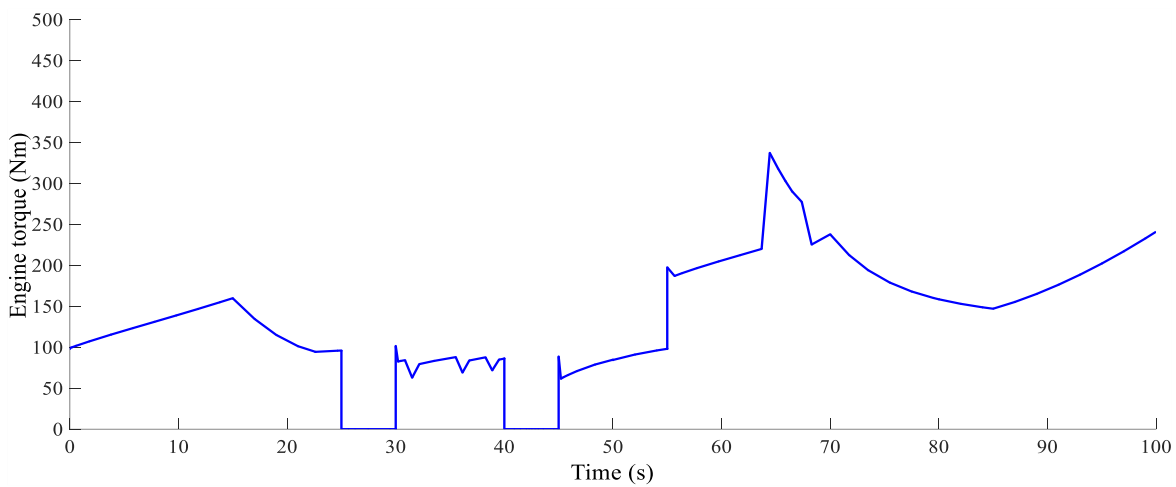
شکل ۲۶-۳ تغییرات خطای ردیابی فاصله مطلوب بر حسب زمان



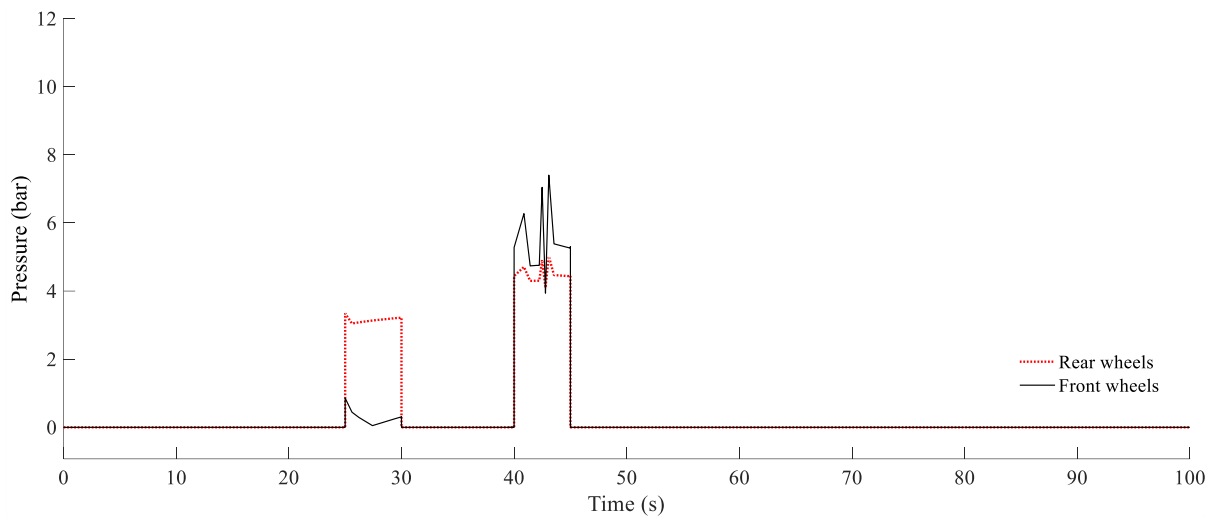
شکل ۳-۲۷ تغییرات خطای ردیابی سرعت بر حسب زمان



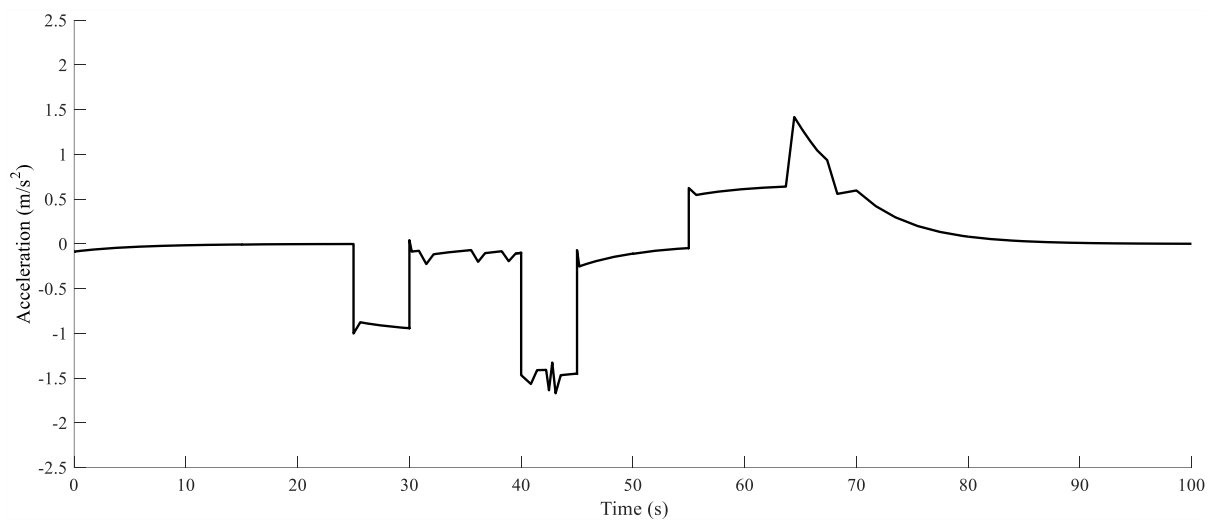
شکل ۳-۲۸ نیرویی خروجی کنترلی کننده با در نظر گرفتن عدم قطعیت در نیروی مقاومت غلتشی



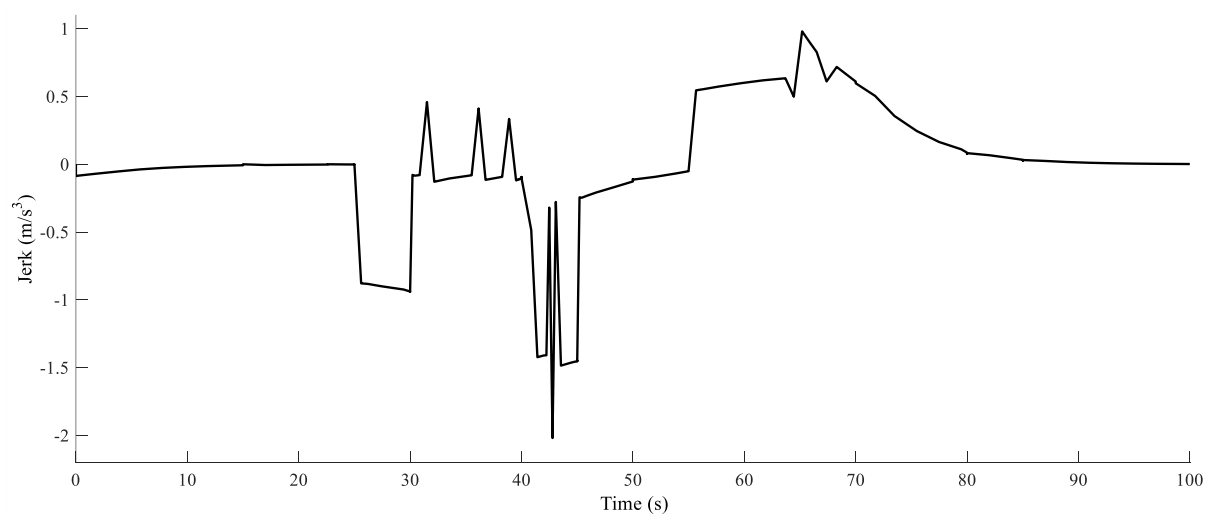
شکل ۳-۲۹ گشتاور تولیدی موتور خودرو



شکل ۳-۳۰ فشار هیدرولیک سیلندر ترمز چرخ‌های جلو و عقب



شکل ۳-۳۱ تغییرات شتاب خودرو نسبت به زمان



شکل ۳-۳۲ تغییرات جرک خودرو نسبت به زمان

۳-۷-۲-۱- بحث درباره نتایج کنترل فاصله

با توجه به نتایج ارائه شده برای این حالت از شبیه‌سازی، مشاهده می‌شود که کنترل‌کننده عملکرد قابل قبولی ارائه داده و توانسته است عمل کنترل فاصله و سرعت را انجام دهد. همانطور که در شکل (۲۴-۳) مشاهده می‌شود سرعت خودرو به صورت خودکار و بدون دخالت راننده به خوبی تغییر کرده است تا از برخورد با خودروی پیش رو اجتناب شود و چنانکه مشاهده می‌شود زمانی که سرعت خودروی پیش‌رو کاهش یافته، کنترل‌کننده توانسته است، سرعت خودرو را کاهش دهد و با رعایت فاصله ایمن، سرعت خودروی جلویی را ردیابی کند و در زمان افزایش سرعت خودرو پیش رو نیز سرعت خودرو را افزایش داده است؛ ضمن آنکه با گذشت 72 s از زمان شبیه‌سازی، زمانی که خودروی پیش رو شتاب گرفته و از مسیر حرکت خودرو کنار رفته است، در این هنگام کنترل‌کننده به حالت کنترل سرعت بازگشته و مجدداً سرعت $25 \frac{m}{s}$ اولیه را ردیابی کرده است؛ ضمن آنکه کنترل‌کننده در این شبیه‌سازی نیز در برابر غیر دقیق بودن وزن خودرو و تغییرات نیروی مقاومت غلتشی به واسطه‌ی تغییر پارامترهای مختلف و اغتشاش باد طولی، مقاوم بوده و توانسته است پایداری خود را در طی زمان شبیه‌سازی حفظ کند که برای اجتناب از تکرار بحث‌های گذشته از آوردن جزئیات هر مرحله شبیه‌سازی صرف نظر شده است و تنها به نمایش نتایج حالتی که تمام عدم قطعیت‌های ذکر شده حضور داشته باشند، اکتفا شده است.

در شکل (۲۵-۳) حالت‌های مختلف سیستم کروز کنترل تطبیقی یعنی زمان‌هایی که کنترل‌کننده از حالت کنترل فاصله به حالت کنترل سرعت یا برعکس تغییر وضعیت می‌دهد، نشان داده شده است. عدد ۱ نشان‌دهنده‌ی حالت کنترل فاصله و عدد ۰ نیز نشانگر حالت کنترل سرعت است. از آنجایی که تا ثانیه‌ی ۷۰ سرعت خودرو جلویی کمتر از سرعت مورد نظر راننده بوده و روند کاهشی داشته است، طبیعی است که حالت سیستم نیز کنترل فاصله باشد و پس از آن به حالت کنترل سرعت تغییر وضعیت دهد، اما چنانکه در شکل (۲۵-۳) مشاهده می‌گردد در ثانیه‌ی ۶۵ که کنترل‌کننده باید قاعدتاً بر روی

حالت کنترل فاصله باشد، مشاهده می‌شود برای لحظاتی به حالت کنترل سرعت تغییر وضعیت داده که علت احتمالی این موضوع را می‌توان افزایش فاصله با خودروی پیش رو به دلیل خطای کنترل‌کننده و غیر دقیق بودن مدل دانست. می‌توان چنین تحلیل کرد، افزایش سرعت باد مخالف و افزایش نیروی مقاومت غلتشی در این زمان (شکل‌های (۳-۱۱) و (۳-۱۵)) خطای کنترل‌کننده را افزایش داده و چون نیروی خروجی کنترل‌کننده برای غلبه بر آن‌ها کم بوده است، سبب کاهش سرعت خودرو و افزایش فاصله بین دو خودرو گردیده است، اما با گذشت زمان کوتاهی فاصله بین دو خودرو کاهش یافته و کنترل‌کننده مجدداً به حالت کنترل فاصله بازگشته است؛ تغییرات نیروی خروجی کنترلی در این بازه‌ی زمانی کوتاه (ثانیه ۶۵ تا ۷۰) که کنترل‌کننده سعی در اصلاح فاصله و سرعت خودرو داشته است نیز جالب توجه است (شکل (۳-۲۵)).

در شکل‌های (۳-۲۶) و (۳-۲۷) این فصل نیز خطاهای ردیابی مشاهده می‌شوند در ابتدای شبیه‌سازی به دلیل حرکت دو خودرو از یک نقطه، خطای فاصله بین آن‌ها در بیشترین مقدار خود بوده است ولی با گذشت زمان کنترل‌کننده با کاهش سرعت خودرو این خطا را به مقدار حدود 10 m متر رسانده است. در واقع 10 m خطای فاصله همواره وجود دارد، زیرا برای افزایش ضریب اطمینان سامانه با توجه به رابطه (۳-۱)، فاصله‌ی ثابت بین دو خودرو در شبیه‌سازی، 10 m در نظر گرفته شده است. مطابق انتظار در ثانیه ۷۰ شبیه‌سازی به دلیل سرعت گرفتن خودرو پیش‌رو، فاصله بین دو خودرو زیاد شده و خطای کنترل فاصله نیز افزایش یافته است و کنترلی روی آن صورت نگرفته که صحیح هست زیرا در این زمان کنترل سرعت اتفاق افتاده است و خطای ردیابی سرعت به سمت صفر میل کرده است (شکل (۳-۲۷)).

شکل (۳-۲۸) نیروی خروجی کنترل‌کننده بر حسب زمان را نشان می‌دهد. در زمان‌های s ۲۵ و s ۴۵ که خودروی پیش رو با شتاب منفی حرکت کرده است برای اجتناب از برخورد نیاز است نیروی خروجی کنترل‌کننده کاهش یابد و نیروی ترمزی به خودرو وارد شود. در شکل (۳-۲۰) فشار هیدرولیک سیلندر ترمز هر چرخ برای تحقق نیروی منفی کنترل‌کننده نشان داده است، علت تفاوت مقدار فشار چرخ‌های عقب و جلو به مدل در نظر گرفته شده برای سیستم ترمز (۳-۶۲) و مشخصات هندسی

استفاده شده برای خودرو در شبیه‌سازی برمی‌گردد که باعث شده است نیروی ترمزی چرخ‌های جلو و عقب با یکدیگر رابطه‌ی غیرخطی داشته باشند. در نیروهای ترمزی محدود، بخش عمده‌ی نیروی ترمز کلی به چرخ‌های عقب اعمال می‌شود که این توزیع نیرو، می‌تواند پایداری سیستم و راحتی سرنشینان را تضمین می‌کند و در نیروهای ترمزی بالاتر نیز به منظور انجام ترمزگیری بهینه و مطمئن، توزیع نیروی ترمزی تقریباً متعادل می‌شود. تفاوت فشار سیلندر ترمز چرخ‌ها در دو بازه‌ی مختلف ترمزگیری نیز از تفاوت شتاب خودرو پیش رو ناشی می‌شود؛ در بازه‌ی زمانی $40s$ تا $45s$ به دلیل شتاب کندشونده بیشتر، خودرو جلویی، نیاز به نیروی ترمزی بیشتر و به تبع آن فشار بیشتری برای کاهش سرعت خودرو می‌باشد. ضمن اینکه تغییرات گشتاور موتور نسبت به زمان، در شکل (۳-۲۹) قابل مشاهده است. چنانکه انتظار می‌رفت در بازه 0 تا $25s$ که خودرو سرعت ثابت داشته است، گشتاور تولیدی موتور برای غلبه بر اغتشاش باد طولی تغییر کرده است؛ در بازه‌ی $25s$ تا $45s$ گشتاور موتور کاهش یافته است و نیروی ترمزی به خودرو اعمال شده است که علت آن ردیابی شتاب کندشونده خودروی پیش رو بوده است و در بازه‌ی زمانی $45s$ تا $72s$ برای غلبه بر اغتشاش باد طولی مخالف و ردیابی شتاب تندشونده نیاز به گشتاور موتور بیشتری می‌باشد که این افزایش گشتاور در شکل (۳-۲۷) مشاهده می‌گردد و پس از آن نیز گشتاور موتور جهت غلبه بر اغتشاش باد طولی موافق و مخالف به ترتیب روند کاهشی و افزایشی داشته است.

قبل از بررسی دو شکل آخر این پایان‌نامه لازم است نکته‌ای مهم درباره‌ی شرایط عملکردی سیستم‌های کروزر کنترل تطبیقی گزارش شود. از آنجایی که یکی از هدف‌های اصلی این سیستم‌ها افزایش ایمنی و آسایش راننده و سرنشینان خودرو می‌باشد، این سیستم‌ها نبایستی به گونه‌ای عمل کنند که به دلیل افزایش یا کاهش سرعت و شتاب خودرو نیروهای با شدت بالا به راننده و سرنشینان وارد شود بنابراین در استاندارد ISO 15622 با توجه به داده‌های تجربی و نظری شرایط عملکردی برای این سیستم‌ها معین شده است که این محدودیت‌ها بایستی در طراحی‌های مختلف بررسی شده و قید

گذاری شوند. در این بخش به دو مورد اصلی از آنها که مربوط به شتاب و جرک خودرو است اشاره می‌شود [۴۸]:

۱- شتاب منفی (کندشونده) خودرو نایستی از $\frac{3}{5} \frac{m}{s^2}$ تجاوز کند و خودرو نباید بیشتر از $2 s$ با آن شتاب حرکت کند.

۲- نرخ تغییرات شتاب کندشونده یا همان جرک منفی خودرو نباید از حد $\frac{2}{5} \frac{m}{s^3}$ تجاوز کند و خودرو نباید بیشتر از $1 s$ با این جرک حرکت نماید.

با بررسی شکل‌های (۳-۳۱) و (۳-۳۲) می‌توان دریافت با وجود تغییرات شدید در سرعت خودروی پیش رو و تغییرات شدید عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات وارد شده به مدل، این شرایط عملکردی رعایت شده‌اند و خودرو از حد تعیین شده برای سرعت و شتاب عبور نکرده است.

فصل چہارم

نتیجہ گیری

در این پایان‌نامه، کنترل حرکت یک خودروی سواری در بزرگراه و ترافیک سبک شهری، بحث و بررسی شد و طراحی کنترل‌کننده برای سیستم کروزکنترل تطبیقی خودرو به روش مد لغزشی انجام شد؛ کنترل‌کننده پیشنهادشده شامل الگوریتم‌های کنترل سرعت و فاصله بود و شبیه‌سازی سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات مختلف انجام گرفت. برای ارزیابی ضریب اطمینان سامانه، شبیه‌سازی در شرایط بار محرک‌های شدید جاده و با در نظر گرفتن نرخ تغییرات بالا در پارامترهای مختلف از جمله سرعت خودروی پیش‌رو انجام شد که کنترل‌کننده در موقعیت‌های مختلف به صورت رضایت بخشی پاسخ داده است بنابراین می‌توان از عملکرد صحیح سیستم در شرایط معمولی مطمئن بود. از دیدگاه کلی می‌توان نتایج زیر را برای پایان‌نامه‌ی انجام‌شده، برشمرد:

۱- با توجه به نتایج تحقیق حاضر و مطالعات صورت‌گرفته، استفاده از سیستم کروزکنترل در خودرو، به دلیل کاهش تغییرات سرعت خودرو و کاهش اتلاف انرژی در اجزای اینرسی دار، مخصوصاً در حالت کنترل سرعت موجب کاهش مصرف سوخت در خودرو می‌شود.

۲- سیستم‌های کروز کنترل تطبیقی معایب سیستم‌های کروز کنترل معمولی را پوشش داده و در مواقع بحرانی قادر هستند با کنترل خودکار خودرو از بروز تصادفات جلوگیری کنند.

۳- سیستم‌های کروزکنترل موجود، جهت افزایش بهره‌وری و حفظ کارایی خود در شرایط مختلف، اکیداً نیازمند اندازه‌گیری دقیق پارامترهای مختلف مربوط به خودرو و محیط می‌باشند که این امر کاری هزینه‌بر و دشوار است.

از دیدگاه جزئی نیز می‌توان به نتایج زیر برای پژوهش صورت گرفته اشاره کرد:

۱- استفاده از کنترل‌کننده‌ی مدل‌غزشی و الگوریتم ارائه‌شده برای سیستم کروزکنترل تطبیقی، کارایی سیستم را افزایش داده و معایب کنترل‌کننده‌های سنتی پیشین را پوشش می‌دهد و کنترل‌کننده قادر است در حضور عدم قطعیت در وزن خودرو، خطای ابزارهای اندازه‌گیری، اغتشاش باد طولی و شرایط نامساعد جوی نیز ردیابی سرعت را به خوبی انجام دهد و از برخورد با خودروی پیش رو اجتناب نماید.

۲- از میان عدم قطعیت‌های مختلف، اغتشاش باد طولی بیشترین تاثیر را بر روی خودرو داشته و بر خلاف تصورات قبلی که تنها عملکرد مناسب کنترل‌کننده در شرایط جاده با شیب خیلی زیاد مثبت یا منفی را ملاک کارایی سیستم قرار می‌دادند، این موضوع نیز باید در طراحی کنترل‌کننده‌های مختلف به طور واضح بررسی شود.

۳- در حالت کنترل سرعت، با توجه به رابطه‌ی خطی مشاهده‌شده بین گشتاور موتور و نیروی رانشی خودرو و تأثیر کم شتاب خودرو در آن، به منظور محاسبه‌ی گشتاور موتور می‌توان از اتلافات توان اجزای متحرک زنجیره‌ی قدرت صرف نظر کرد، فلذا فرض ناچیز بودن اتلافات توان صحیح است؛ اما پیشنهاد می‌گردد در حالت کنترل فاصله با توجه به تغییرات غیر یکنواخت سرعت خودرو، این اتلافات توان مد نظر قرار بگیرند.

در ادامه‌ی تحقیقات در زمینه‌ی طراحی سیستم‌های کروز کنترل تطبیقی پیشنهاد می‌شود ردیابی سرعت و کنترل فاصله ایمن خودرو برای سیستم کروز کنترل تطبیقی ایست-حرکت در حضور اغتشاشات و عدم قطعیت‌های مختلف انجام شود و عملکرد کنترل‌کننده در این سیستم‌ها بررسی شود. بهینه‌سازی کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی پیشنهادشده و استخراج ضرایب کنترلی به منظور کاهش خطای ردیابی و بهبود عملکرد سیستم در بازه‌های مختلف سرعت و همچنین بررسی عملکرد کنترل‌کننده در رانندگی در شرایط حرکتی غیر از حرکت مستقیم مانند دورزدن و پیچیدن خودرو که سبب تغییر در معادله حرکت خودرو می‌شود، می‌تواند از موضوعات پژوهش‌های آینده باشد. ضمن اینکه پیشنهاد می‌گردد الگوریتم کنترل ارائه‌شده، بر روی خودرو و در شرایط واقعی آزمایش گردد.

مراجع

- [1] M. Ashouri, A. Nahvi, S. Azadi, M. Niknejad, A. Sadeghi, Drowsy driving analysis based on steering and lane position variables using passenger driving simulator, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 9, pp. 165-174, 2014. (In Persian)
- [2] M. Mehmandar, *Analysing on the tehran rules and accidents*, Publication Research Center traffic police, Tehran, Iran, 2013. (In Persian)
- [3] S. Rajabi, M. Narimani, S. Hosseini, Comparison of characteristics and thrill-seeking ordinary drivers with drivers crash, *Journal of Applied Psychology*, Vol. 6, No. 25, pp. 39-53, 2013. (In Persian)
- [4] M. Rafat, M. narimani, R. kazemi, Design a smart control system for following vehicle using ABS brake, thesis of master, *Khajeh Nasir Toosi University of Technology*, Tehran, Iran, 2011. (In Persian)
- [5] M. Abasnejad, M. karbalai, R. Kazemi, Application adaptive safty control systems in control of yaw moving vehicle, *Journal of Studies Management Traffic*, Vol. 4 , No. 13, pp. 110-132, 2009. (In Persian)
- [6] E. Sadeqi, A. Ghafari, Design a smart adaptive cruise control with using norm calculation, thesis of master of since, *Khajeh Nasir Toosi University of Technology*, Tehran, Iran, 2011. (In Persian)
- [7] T. Lee, K. Yi, J. Lee, Impact assessment of enhanced longitudinal safety by Advanced Cruise Control Systems, *23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, Seoul, South Korea, May 2013.
- [8] H. Nazemian, A. Haghdoost, Exploring the possibility of saving fuel and reducing air pollution and the use of hybrid vehicles, *Journal of Environmental Economics and Energy*, Vol. 1, No. 4, pp. 115-130, 2011. (In Persian)
- [9] S. Mirzaii, N. Parsafar, Transport and power information of country, *Institute of Applied Science Shahid Beheshti University*, Tehran, Iran, 2009. (In Persian)
- [10] j. Wiedemann, J. Neubeck, Driving dynamics delopment, *ATZ worldwide*, Vol. 105, No. 12, pp. 21-24, 2003.
- [11] J. Ploeg, A. Serrarens, G. Heijenck, Design and evaluation of cooperative adaptive cruise control for congestion reduction, *Journal of Modern Transportation*, Vol. 19, No. 3, pp. 207-213, 2011.
- [12] J. Muirhead, *In the Life of James Watt: With Selections from his Correspondence*, Second Edittion, Harvard University, London, England, 1859.

- [13] J. Maxwell, On governors, *Proceedings of the Royal Society of London*, Vol. 16, No. 48, pp. 270-283, 1867.
- [14] H. Kammerhoff, Electrically-operated speed-limiting device for motor-vehicles, *Electrical Magazine*, Vol. 18, No. 214, pp. 312-324, 1917.
- [15] B. John, F.J. Riley, Vehicle speed warning and cruise control system, *Journal of Vehicle Systems*, Vol. 17, No. 3, pp. 74-83, 1963.
- [16] H. Ghasemzadeh, A. Adamian, Simulation speed control system (cruise control) with proportional-derivative-integral controllers on Samand, *2th National Conference on Applied Research in Electrical, Mechanical and Mechatronic Engineering*, Tehran, Iran, 2013. (in Persian)
- [17] B. Ganji, K. Yang, A. Kouzani, M. Shams, Adaptive cruise control of a HEV using sliding mode control, *Expert Systems with Applications*, Vol. 41, No. 2, pp. 607-615, 2014.
- [18] I. Ntousakisa I., I.K. Nikolosa, M. Papageorgiou, On microscopic modelling of adaptive cruise control systems, *4th International Symposium of Transport Simulation-ISTS'14*, Corsica, France, 1-4 June 2014.
- [19] S. Huang, W. Ren, Vehicle longitudinal control using throttles and brakes, *Robotic and Autonomous Systems*, Vol. 26, No. 4, pp. 241-253, 1999.
- [20] J. Gerdes, J. Hedrick, Vehicle speed and spacing control via coordinated throttle and brake actuation, *Control Engineering Practice*, Vol. 5, No. 11, pp. 1607-1614, 1997.
- [21] H. Liang, K. Chong, T. No, S Yi, Vehicle longitudinal brake control using variable parameter sliding control, *Control Engineering Practice*, Vol. 11, No. 4, pp. 403-411, 2003.
- [22] X. Lu, J. Hedrick, Longitudinal control design and experiment for heavy-duty trucks, *Proceedings of the American Control Conference*, Colorado, 4-6 June 2003.
- [23] J. Naranjo, C. Gonzalez, R. Garcia, J. Reveijo, Adaptive Fuzzy Control for Inter Vehicle Gap Keeping, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Vol. 4, No. 3, pp. 132-142, 2003.
- [24] R. Abdullah, A. Hussain, K. Warwick, A. Zayed, Autonomous intelligent cruise control using a novel multiple-controller framework incorporating fuzzy-logic-based switching and tuning, *Neurocomputing*, Vol. 71, No. 13, pp. 2727-2741, 2008.
- [25] S. Thanok, M. Parnichkun, Adaptive cruise control of a passenger car using hybrid of sliding mode control and fuzzy logic control, *The 8th International Conference on Automotive Engineering*, Bangkok, Thailand, 2-5 April 2012.
- [26] C. Liang, H. Peng, Optimal adaptive cruise control with guaranteed string stability, *vehicle system dynamics*, Vol. 32, No. 4, pp. 313-330, 1999.

- [27] J. Eskstein, M. Dellnitz, Development of an intelligent cruise control using optimal control methods, *Procedia Technology*, Vol. 15, No. 12, pp. 285-294, 2014.
- [28] N. Karami, S. Azadi, A vehicle control algorithm for stop-and-go cruise control system, *Journal of Mechanical Engineering at Amirkabir*, Vol. 44, No. 2. pp. 83-91, 2012. (in Persian)
- [29] S. Aliyari, M. Ahmadi, Minimization of fuel consumption in gasoline engine with dynamic optimization and the use of cruise control methods, *National Conference Computer Engineering and Mechanical*, Miandoab, Iran, 2013. (in Persian)
- [30] L. Lihua, L. Ping, W. Hui, Vehicle adaptive cruise control design with optimal switching between throttle and brake, *Jornal Control Theory Application*, Vol. 10, No. 4, pp. 426-434, 2012.
- [31] A. Ghazizade, H. Ahmadi, Check automation systems in driving the car, *2th National Conference on Applied Research in Electrical Engineering Mechanical and Mechatronic*, Tehran, Iran, 2013. (in Persian)
- [32] J. Zhang, P. Ioannou, Adaptive vehicle following control system with variable time headways, *44th IEEE Conference on Decision and Control*, Spain, 12-15 December 2005.
- [33] S. Moon, K. Yi, Human driving data-based design of a vehicle adaptive cruise control algorithm, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, No. 8, pp. 661-690, 2008.
- [34] P. Venhovens, K. Naab, B. Adiprasito, Stop and go cruise control, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 1, No. 2, pp. 61-69, 2000.
- [35] P. Shakouri, A. Ordys, M. Askari, Adaptive cruise control with stop and go function using the state-dependent nonlinear model predictive control approach, *ISA Transactions*, Vol. 51, No. 5, pp. 622-631, 2012.
- [36] T. Coen, J. Anthonis, J. Beardmaker, Cruise control using model predictive control with constraints, *Computers and Electronics Inagriculture*, Vol. 63, No. 2, pp. 227-236, 2008.
- [37] G. Naus, J. Ploeg, M. Steinbuch, Explicit MPC design and performance-based tuning of an adaptive cruise control stop and go, *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Eindhoven, The Netherlands, 4-6 June 2008.
- [38] J. Martinez, C. Carlos, Safe longitudinal control for adaptive cruise control and stop and go scenarios, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 15, No. 2, pp. 246-257, 2007.
- [39] P. Shakouri, A. Ordys, M. Askari, D. Laila, Longitudinal vehicle dynamics using Simulink/Matlab, *UKACC International Conference on Control*, Coventry, 7-10 september 2010.

- [40] R. Attia, R. Orjuela, M. Basset, Nonlinear cascade strategy for longitudinal control in automated vehicle guidance, *Control Engineering Practice*, Vol. 29, No. 7, pp. 225-234, 2014.
- [41] B. Nemeth, P. Gaspar, Robust look-ahead cruise control design based on the H_∞ method, *IFAC-Papers OnLine*, Vol. 48, No. 14, pp. 19-24, 2015.
- [42] E. Slotine, W. Li, *Applied Nonlinear Control*, pp. 336-339, Translated by M. Hashemi, M. Ahmadvand, A. Jafari), University Publication Center, tehran, Iran, 2003. (in Persian)
- [43] B. Ganji, K. Yang, A. Kouzani, Sliding-mode-control-based adaptive cruise controller, *11th IEEE International Conference on Control & Automation*, Taichung, Taiwan, 18-20 June 2014.
- [44] B. Nemeth, P. Gaspar, R. Orjela, Robust H_∞ design of an automotive cruise control system, *IFAC-Papers OnLine*, Vol. 48, No. 15, pp. 341-346, 2015.
- [45] T. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, (Translated by F. Heidari), Saipa Wide Structure Company, Tehran, Iran, 2002. (in Persian)
- [46] J. Wong, *Theory of ground vehicle*, (Translated by M. Eslamian), Tabriz university, Tabriz, Iran, 2008. (in Persian)
- [47] I. Ntousakisa, I. Nikolosa, M. Papageorgiou, On microscopic modelling of adaptive cruise control systems, *4th International Symposium of Transport Simulation-ISTS'14*, Corsica, France, 1-4 June 2014.
- [48] ISO 15622, *Intelligent transport systems: AdaptiveCruise Control systems (Performance requirements and test procedures)*, Second Edition, 2010.

Abstract

Using driver assistant systems in vehicles to reduce the driver's workload and consequently reduce driver fatigue is increasingly expanding. Among these systems, adaptive cruise control systems, with the ability to automatic control of longitudinal dynamics, have great importance place. By this automation, the role of driver changes from operator to supervisor. It should be noted that the adaptive cruise control can be affect on traffic flows, reduction vehicle fuel consumption and enhanced driver safety intensity and have better performance than human driver. In this study, a passenger car that is moving on the highway and city traffic, will be examined. Longitudinal dynamics equations of the vehicle including resisting forces will be brought and uncertainties in the model will be discussed. To control the speed of vehicles on the highway and vehicle distance control in city traffic, vehicle longitudinal control laws have been proposed. From sliding mode method which is a robust control method for control nonlinear systems is used for design controller. The controller includes two control algorithms: the speed and distance control and Duty of controllers is force generation needed to move the vehicle and overcome the disturbances and uncertainty that by tracing it by car, the vehicle speed control is done. Finally, the proposed controls rules were applied to vehicle dynamics equation and to ensure the ability of control and efficiency under different conditions, the simulation was conducted. The simulation results show that the designed controller is robust against structured and unstructured uncertainty and well managed track the driver's desired speed and desired distance in different load conditions such as changes of rolling resistance force, severe wind and changes in vehicle weight, with acceptable accuracy.

Keywords: Longitudinal control, Adaptive cruise control, Sliding mode, uncertainty



Faculty of Mechanic and Mechatronic

MSc Thesis in Mechanical Engineering- Applied Design

**Design an algorithm for longitudinal control of car with uncertainty
for adaptive cruise control system**

By: Amir Tazkari

**Supervisor:
Dr Habib Ahmadi**

August 2016