



## ترکیب سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال جهت بهبود پایداری چرخشی و غلتشی خودرو

عباس سلطانی<sup>۱\*</sup>، شهرام آزادی<sup>۲</sup>

۱- گروه مهندسی صنایع، مکانیک و هوافضا، مرکز آموزش عالی فنی و مهندسی بوئین زهرا، بوئین‌زهرا، ایران.  
۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۰۲/۲۷  
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۸/۰۶  
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۰۶  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۹/۲۳

### کلمات کلیدی:

کنترل شاسی خودرو  
پایداری چرخشی  
پایداری غلتشی  
شبیه‌سازی مشترک نرم‌افزار  
آدامز و متلب

**خلاصه:** این مقاله، ترکیبی از سیستم‌های فعال شاسی جهت بهبود پایداری چرخشی و غلتشی خودرو با استفاده از سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال را ارائه می‌کند. سیستم ترمز فعال طراحی شده براساس کنترل مود لغزشی، احتمال واژگونی خودرو را با کاهش سرعت طولی و شتاب جانبی کاهش می‌دهد. همچنین، یک سیستم تعلیق نیمه‌فعال به روش کنترل فازی جهت بهبود پایداری غلتشی طراحی شده که اثر شتاب جانبی را بر زاویه غلت و سرعت آن کاهش می‌دهد. نرخ انتقال بار جانبی، به‌عنوان معیار واژگونی انتخاب می‌شود که بر پایه زاویه غلت و شتاب‌های عرضی و غلتشی می‌باشد. یک مدل دینامیکی خودرو در محیط نرم‌افزار آدامز ساخته می‌شود که شامل زیرسیستم‌های تعلیق عقب و جلو، ترمز و فرمان، مدل تایر و بدنه می‌باشد. ویژگی‌های غیرخطی تایرها، بوش‌ها، فنرها و میراگرها نیز در این مدل لحاظ شده‌اند. بنابراین مدل، عملکرد دینامیکی خودرو را به‌طور دقیق بیان می‌کند. الگوریتم کنترلی تحت مانورهای زاویه پله فرمان و تعویض مسیر با استفاده از شبیه‌سازی مشترک نرم‌افزارهای آدامز و متلب ارزیابی می‌شود. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که سیستم طراحی شده با کنترل‌کننده‌های ترکیبی در مقایسه با سیستم‌های جداگانه ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال به‌خوبی می‌تواند پایداری چرخشی و جلوگیری از واژگونی خودرو را بهبود بخشد.

### ۱- مقدمه

امروزه ایمنی خودرو در عرصه رقابت جهانی از مهمترین عوامل فروش خودروسازان است. خودروسازان مطرح جهان سعی می‌کنند از سیستم‌های ایمنی مطلوب بر روی خودروهای خود استفاده کنند. با افزایش سرعت خودروها، مسئله پایداری یکی از مهمترین مسائل در مهندسی خودرو بوده به‌طوری که در دهه‌های اخیر، توجه زیادی به تحقیق و توسعه سیستم‌های کنترلی جهت بهبود پایداری و افزایش ایمنی خودروها شده است. در مطالعات انجام‌شده در زمینه دلایل تصادفات منجر به صدمات مالی و جانی شدید، دوران شدید و کنترل‌نشده خودرو در چرخش حول محورهای عمودی<sup>۱</sup> و طولی<sup>۲</sup> و همچنین لغزش زیاد خودرو در حرکت عرضی<sup>۳</sup> آن، به‌عنوان مهمترین عوامل بروز تصادفات شدید شناخته‌شده که به‌ترتیب، ناپایداری

### چرخشی، غلتشی و جانبی نامیده می‌شوند [۱].

با پیشرفت علم مهندسی کنترل، تحقیقات گسترده‌ای بر روی کاربرد سیستم‌های کنترلی فعال ایمنی خودرو جهت بهبود در رفتار فرمان‌پذیری، پایداری و خوش‌سواری انجام گرفته که به‌عنوان مثال، می‌توان به سیستم ترمز فعال<sup>۴</sup>، سیستم فرمان جلوفعال<sup>۵</sup>، کنترل فعال زاویه غلت<sup>۶</sup> و تعلیق نیمه‌فعال<sup>۷</sup> اشاره نمود. این سیستم‌های کنترلی فعال، هر یک برای اهداف خاصی در خودرو طراحی می‌شوند و عملکرد آنها به‌طور مستقل از هم می‌باشد. بنابراین دارای ساختار کنترلی موازی هستند. چنین ساختارهایی معمولاً دو مشکل اساسی دارند. مشکل اول اینکه، سیستم از نظر فیزیکی، پیچیدگی‌های زیادی خواهد داشت. زیرا دارای تجهیزات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری زیادی می‌باشند. مورد دوم، تداخل و کوپل در عملکرد سیستم‌های کنترلی

- 4 Active braking (AB)
- 5 Active front steering
- 6 Active roll control
- 7 Semi-active suspension (SAS)

- 1 Yaw motion
- 2 Roll motion
- 3 Lateral motion

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: soltani@bzte.ac.ir



و ترمز فعال برای جلوگیری از واژگونی<sup>۴</sup> خودرو پیشنهاد شد. سیستم ترمز فعال، سرعت طولی خودرو را کنترل می‌نماید و سبب کاهش این سرعت و در نتیجه کاهش شتاب جانبی خودرو به منظور جلوگیری از واژگونی خواهد شد. جهت افزایش کارایی سیستم برای رسیدن به این هدف، میله پادغلت فعال به سیستم کنترل پایداری خودرو افزوده می‌شود [۷]. یک استراتژی کنترلی لایه‌ای جهت یکپارچه‌سازی کنترل سیستم‌های فرمان جلو فعال و ترمز عقب فعال جهت بهبود پایداری چرخشی طراحی می‌شود که در آن، روش ترکیبی کنترل مقاوم اچ بی نهایت، تغییرات خطی پارامتر و نامساوی ماتریسی خطی استفاده می‌گردد [۸].

در مرجع [۹]، ساختار کنترلی چندلایه، برای بهبود پایداری چرخشی و کنترل یکپارچه شاسی خودروهای کاملاً الکتریکی مورد استفاده قرار گرفت. جهت تعقیب بهتر خروجی‌های مطلوب، روش کنترل مود لغزشی اتخاذ گردید و برای نزدیک شدن به واقعیت، رفتار راننده نیز مدل شد. هماهنگی سیستم‌های فرمان چرخ‌های جلو فعال و کنترل مستقیم گشتاور چرخشی به منظور بهبود در ویژگی‌های فرمان‌پذیری خودرو، موضوعی است که در مرجع [۱۰] مورد بررسی قرار گرفت. در مطالعه‌ای دیگر، روش‌های بهینه‌سازی تطبیقی برای افزایش پایداری چرخشی خودرو و غلبه بر مشکلات و محدودیت‌هایی که در مدل‌سازی خودرو و دینامیک غیرخطی تأیر پیش می‌آید، ارائه گردید [۱۱].

یک ساختار یکپارچه کنترل مستقیم گشتاور چرخشی جهت تقویت پایداری خودرو طراحی شده است که شامل سه لایه می‌باشد. در لایه اول، گشتاور چرخشی لازم جهت ردیابی سرعت چرخشی مطلوب خودرو تعیین می‌شود و در لایه میانی، توزیع بهینه تطبیقی نیروهای عرضی و ترمزی چرخ‌ها به دست می‌آید. در لایه سوم نیز، ورودی‌های کنترلی زاویه فرمان فعال و نیروهای ترمزی چرخ‌ها محاسبه می‌گردد. از یک مدل کامل غیرخطی نه درجه آزادی خودرو جهت تحلیل سیستم کنترلی استفاده شده است [۱۲]. رحیمی و همکارش [۱۳]، یک استراتژی براساس منطق فازی برای هماهنگ‌سازی زیرسیستم‌های فرمان فعال، دیفرانسیل فعال، ترمز فعال و میله پادغلت فعال پیشنهاد دادند که هدف از آن، بهبود پایداری چرخشی و غلتشی خودرو بوده است.

بوده که اجتناب‌ناپذیر هم می‌باشد؛ زیرا حرکات عمودی، جانبی و طولی خودرو به‌طور ذاتی، کوپل و به هم وابسته بوده و بهبود یکی می‌تواند باعث افت دیگری شود [۲].

برای غلبه بر این مشکلات در دهه اخیر، محققان و مهندسان خودرو رویکردی به نام «کنترل یکپارچه دینامیک خودرو»<sup>۱</sup> را مطرح نموده‌اند. در این‌گونه سیستم‌ها، هماهنگی بین همه سیستم‌های کنترلی و اجزای آن، به منظور بهبود در عملکرد دینامیکی کل خودرو از لحاظ ایمنی و راحتی انجام می‌پذیرد. در سال‌های اخیر، مطالعات زیادی جهت تحقیق و توسعه این‌گونه سیستم‌ها صورت گرفته است [۳-۱۰]. در مرجع [۴] یک الگوریتم کنترل تطبیقی جهت یکپارچه‌سازی سیستم‌های فرمان جلو فعال و ترمز فعال با استفاده از روش مستقیم لیاپانوف معرفی شد. در این روش، جهت تضمین مقاوم بودن کنترل‌کننده، تغییرات سختی کناری تایرها در قوانین تطبیقی الگوریتم در نظر گرفته شد و به منظور شبیه‌سازی، یک مدل غیرخطی خودرو هشت درجه آزادی به همراه مدل تأیر داگوف استفاده شد.

در یک تحقیق، روش‌های کنترلی چندورودی-چندخروجی و مقاوم اچ بی نهایت با پارامترهای قابل تنظیم با هم ترکیب شده‌اند که هدف از آن، یکپارچه‌سازی عملگرهای سیستم ترمز و فرمان فعال با در نظر گرفتن محدودیت‌های آنها به منظور افزایش پایداری چرخشی و جانبی خودرو بوده است. برای رسیدن به این اهداف، یک کنترل‌کننده با تغییرات خطی پارامتر<sup>۲</sup> همراه با بهینه‌سازی به روش نامساوی ماتریسی خطی<sup>۳</sup>، طراحی شده است [۵].

یک استراتژی جهت هماهنگی بهینه در یکپارچه‌سازی سیستم‌های فرمان جلو و عقب فعال و ترمز فعال که نیروهای ترمزی آن توسط هر تایر، به‌طور جداگانه تولید می‌شود، معرفی گردید. از یک مدل غیرخطی نه درجه آزادی استفاده شد که شامل دینامیک‌های مدل نشده، عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات خارجی بود. جهت تعیین نیروها و گشتاورهای لازم برای رسیدن به پاسخ مطلوب خودرو، مدل خطی دو درجه آزادی فرمان‌پذیری به کار گرفته شد و طراحی کنترل‌کننده نیز به روش کنترل مود لغزشی انجام گرفت [۶].

در پژوهشی دیگر، کنترل یکپارچه سیستم‌های میله پادغلت فعال

- 1 Integrated vehicle dynamics control
- 2 Linear parameter varying (LPV)
- 3 Linear matrix inequality (LMI)

این سیستم، باعث بهبود مانورپذیری، پایداری عرضی و همچنین جلوگیری از بیش‌غلطی خودرو شد. در مرجع [۱۹]، یک شاخص واژگونی خودرو در هر دو حالت لغزشی و غیرلغزشی بیش‌غلطی ارائه گردید. جاده‌های شبیه‌سازی‌شده، شامل حالات افقی و شیب‌دار پوشیده از خاک نرم و یا دارای سطوح برجسته، بودند. جهت ارزیابی کنترل‌کننده طراحی‌شده، یک مدل خودروی شاسی‌بلند اتخاذ گردید. در همین راستا، یک سیستم کنترل یکپارچه سیستم‌های فرمان و ترمز فعال برای کاهش احتمال واژگونی و همچنین ردیابی مسیر مطلوب راننده به‌کمک روش ترکیبی کنترل مود لغزشی و کنترل پیش‌بین پیشنهاد شد [۲۰].

تقریباً در کلیه مطالعات انجام‌گرفته در این حوزه، مدل‌های جرم متمرکز خودرو که کامل‌ترین آنها، معمولاً مدل چهارده درجه آزادی سواری و فرمان‌پذیری می‌باشد، استفاده شده است. این در حالی است که این مدل‌ها خصوصیات غیرخطی‌ها، بوش‌ها، فنرها و میراگرها را بیان نمی‌کنند. البته محققان در این زمینه، به طراحی سیستم‌های ترمز ضدقفل و ترمز فعال به‌ترتیب جهت کاهش فاصله ترمزگیری تا توقف و افزایش پایداری عرضی به‌کمک شبیه‌سازی مشترک دو نرم‌افزار متلب و آدامز<sup>۱</sup> پرداخته‌اند [۲۱-۲۳]. در هر یک از این مقالات، تنها یک سیستم ایمنی فعال به‌طور مجزا مورد بررسی قرار گرفته است بدون آنکه رویکرد ترکیب سیستم‌های کنترلی شاسی استفاده شود. به‌همین منظور در این تحقیق برای اولین بار، کنترل ترکیبی سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و ترمز فعال بر روی یک مدل کامل خودرو ساخته‌شده در نرم‌افزار آدامز طراحی می‌شود و الگوریتم کنترلی ارائه‌شده به‌کمک شبیه‌سازی مشترک دو نرم‌افزار متلب و آدامز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

براین‌اساس در بخش دوم این مقاله، ابتدا یک مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز ارائه می‌شود که قبلاً باتوجه به نتایج تست‌های آزمایشگاهی تصدیق شده است. سپس یک مدل کامل غیرخطی چهارده درجه آزادی خودرو با مدل تاپر پسجکا<sup>۲</sup> به‌منظور طراحی سیستم ترمز فعال بیان می‌شود. در انتهای این بخش، به صحنه‌گذاری این مدل از طریق نتایج حاصل از شبیه‌سازی مدل تصدیق‌شده در نرم‌افزار آدامز پرداخته می‌شود. سپس در قسمت سوم، سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال به‌ترتیب به‌کمک روش‌های کنترل مود

در اکثر مقالات ذکرشده، محققان به یکپارچه‌سازی سیستم‌های کنترل پایداری خودرو از جمله سیستم‌های چهارچرخ فرمان‌پذیر، فرمان جلو یا عقب‌فعال، ترمز فعال و کنترل فعال زاویه غلت پرداخته‌اند و کمتر به یکپارچه‌سازی سیستم تعلیق نیمه‌فعال و سیستم‌های کنترل پایداری خودرو توجه نموده‌اند. شایان ذکر است در این راستا، کنترل یکپارچه سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و چهارچرخ فرمان‌پذیر به‌روش کنترل بهینه مقاوم اچ بی‌نهایت مورد بررسی قرار گرفته و از یک مدل کامل یازده درجه آزادی خودرو جهت شبیه‌سازی استفاده شده است. روش ارائه‌شده در این تحقیق، باعث کاهش زاویه لغزش جانبی، سرعت چرخشی و شتاب جانبی در حالت کنترل یکپارچه شده که به دلیل کنترل نیروی عمودی تأیر توسط سیستم تعلیق نیمه‌فعال می‌باشد [۲].

گاسپار و همکارانش [۱۴]، یک ساختار کنترل یکپارچه سیستم‌های تعلیق و ترمز فعال جهت افزایش ایمنی خودرو به‌همراه یک فیلتر تشخیص عیب در عملگرهای سیستم تعلیق طراحی کردند. روش کنترلی در تضمین پایداری، استراتژی تغییرات خطی پارامتر بود. نتایج نشان می‌داد که کنترل یکپارچه سیستم‌های شاسی، توانسته با وجود سیستم عیب و خرابی در یکی از عملگرهای سیستم تعلیق فعال، سیستم فعال ترمز را به‌کار اندازد و احتمال واژگونی را کاهش دهد.

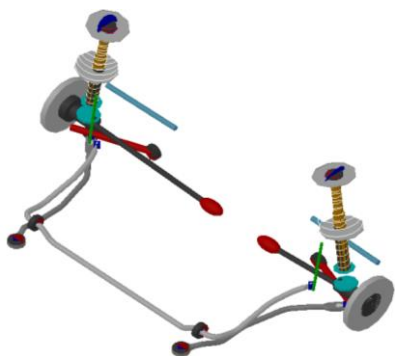
در تحقیقی دیگر، کنترل یکپارچه سیستم فرمان الکتریکی و سیستم تعلیق فعال مورد بحث قرار گرفته است [۱۵]. از یک مدل کامل غیرخطی خودرو شامل چهارده درجه آزادی سواری و فرمان‌پذیری جهت شبیه‌سازی دینامیکی به‌کار گرفته شد.

در مراجع [۱۶، ۱۷] نیز طراحی کنترل یکپارچه سیستم‌های تعلیق و ترمز فعال بر روی یک مدل چهارده درجه آزادی انجام گرفته به‌طوری که سبب بهبود سواری، کنترل بهتر زاویه غلت، کاهش شتاب جانبی و کاهش احتمال واژگونی خودرو شده است. چراکه یک میراگر نیمه‌فعال، نه تنها برای بهبود سواری اتخاذ می‌شود؛ بلکه در زمان ترمزگیری، می‌تواند در جهت افزایش پایداری جانبی، چرخشی و کاهش زاویه غلت خودرو، با تغییر نیروی عمودی تایرها به سیستم‌های ایمنی فعال نیز یاری رساند.

در مطالعه‌ای دیگر [۱۸]، طراحی سیستم فرمان فعال به‌روش کنترل مود لغزشی بر روی یک مدل چهارده درجه آزادی ارائه شد.

1 ADAMS

2 Pacejka tire model



شکل ۱. مدل سیستم تعلیق جلو در نرم افزار آدامز

Fig. 1. The model of front suspension system in ADAMS software



شکل ۲. مدل سیستم تعلیق عقب در نرم افزار آدامز

Fig. 2. The model of rear suspension system in ADAMS software



شکل ۳. مدل زیرسیستم مکانیزم فرمان در نرم افزار آدامز

Fig. 3. The model of steering mechanism subsystem in ADAMS software



شکل ۴. مدل کامل خودرو در نرم افزار آدامز

Fig. 4. The full vehicle model in ADAMS software

لغزشی و فازی و همچنین ترکیب کنترل آنها طراحی شده و در ادامه، نحوه ساخت سیستم کنترل در ماژول آدامز-کنترل و ارتباط آن با محیط سیمولینک متلب توضیح داده می شود. در قسمت چهارم نیز، عملکرد سیستم کنترل ترکیبی با شبیه سازی مشترک دو نرم افزار نامبرده مورد بررسی قرار می گیرد و توانایی رویکرد پیشنهادی سنجیده می شود.

## ۲- مدل سازی دینامیکی خودرو

### ۲-۱- مدل کامل خودرو در نرم افزار آدامز

در این بخش، یک مدل کامل خودرو در نرم افزار آدامز ارائه می شود که در زیر، به معرفی چند زیرسیستم<sup>۱</sup> مهم آن پرداخته می شود. در شکل ۱ شمای کلی سیستم تعلیق جلو از نوع مک فرسون<sup>۲</sup> نشان داده شده است. این مدل با توجه به مختصات هندسی نقاط مختلف، پارامترها و ضرایب فنرهای مارپیچ و میراگرهای به کاررفته در این سیستم ساخته شده و برای مدل کردن میله پادغلت از یک میله انعطاف پذیر<sup>۳</sup> استفاده شده است. شکل ۲، سیستم تعلیق عقب را نشان داده که از نوع مرکب (محور با تیر پیچشی<sup>۴</sup>) می باشد. تیر پیچشی به صورت یک جسم انعطاف پذیر مدل شده است. شکل ۳، زیرسیستم مکانیزم فرمان را که از نوع دنده-شانه ای<sup>۵</sup> است، نشان می دهد و براساس مشخصات هندسی و فیزیکی این سیستم ساخته شده است.

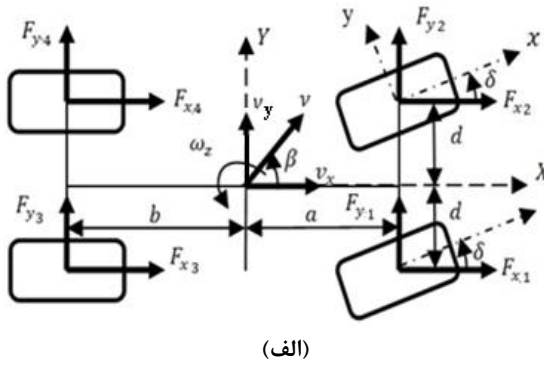
بعد از ساختن این زیرسیستم ها و مونتاژ آنها، مدل کامل خودرو در نرم افزار آدامز ساخته می شود که در شکل ۴ نشان داده شده است. پارامترهای این مدل در جداول ۱ و ۲ ذکر شده اند که به ترتیب مربوط به پارامترهای مدل تایر و پارامترهای هندسی و جرمی خودرو می باشند. برای نزدیک تر کردن رفتار مدل به واقعیت، فنر و کمک فنر به صورت غیرخطی در نرم افزار آدامز مدل شده اند. بنابراین ضریب ثابتی برای فنرها و میراگرهای سیستم تعلیق نمی توان لحاظ کرد بلکه به ترتیب به صورت منحنی های نیرو-جابجایی و نیرو-سرعت قابل بیان می باشند.

- 
- 1 Subsystem
  - 2 Mc-pherson
  - 3 Flexible rod
  - 4 Torsion beam axle
  - 5 Rack and pinion

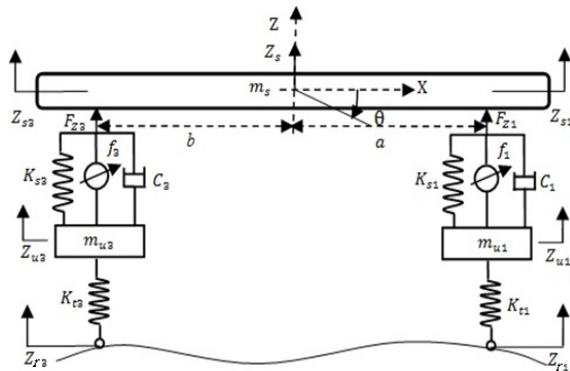
جدول ۱. پارامترهای مدل تایر [۲۴]

Table 1. The parameters of tire model [24]

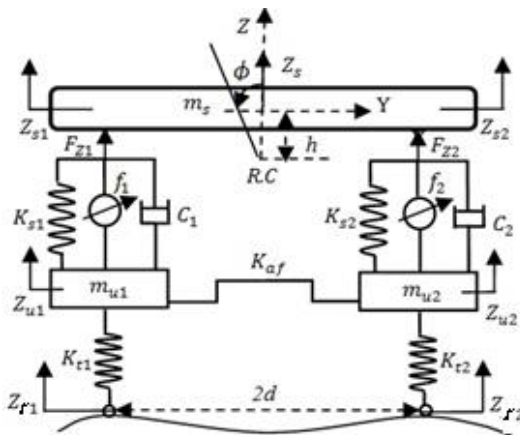
پارامتر	واحد	مقدار
ضریب لغزش نیروی طولی	N	۵۰۰۰۰
ضریب سفتی نیروی عرضی	N/deg	۷۲۲/۸
ضریب اصطکاک در لغزش صفر	-	۰/۹
ضریب اصطکاک در لغزش کامل	-	۰/۷
ضریب مقاومت غلتشی	-	۰/۰۱۵
جرم تایر	kg	۱۴/۹
ضریب سفتی عمودی	N/m	۱۵۳۰۰۰
ضریب میرایی	N.s/m	۱۰۰
شعاع تایر	m	۰/۲۸۳



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۵. سه حرکت دورانی معمول خودرو حول محورهای (الف): عمودی، (ب): عرضی، (ج): طولی [۱۷]

Fig. 5. Three typical vehicle rotational motions: (a) yaw motion; (b) pitch motion; (c) roll motion [17]

۶ درجه) فرض شده است. همچنین چرخ‌های عقب فرمان نمی‌گیرند.

\* زوایای کله‌زنی  $\theta$  و غلت  $\phi$  کوچک (کمتر از ۶ درجه) لحاظ شده است.

\* از نیروهای آیرودینامیک صرف‌نظر شده است.

\* سرعت چرخشی ( $\omega_z$ ) و عرضی خودرو در مقایسه با سرعت

طولی آن، ناچیز است.

جدول ۲. پارامترهای مدل کامل خودرو در ADAMS [24]

Table 2. The parameters of full vehicle model in ADAMS [24]

پارامتر	واحد	مقدار
جرم خودرو	kg	۱۰۰۰
ممان اینرسی حول محور عمودی	kg.m <sup>2</sup>	۱۲۴۰
ممان اینرسی چرخ	kg.m <sup>2</sup>	۱/۲
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ‌های جلو	m	۱
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ‌های عقب	m	۱/۴
فاصله عمودی مرکز جرم خودرو تا مرکز غلت	m	۰/۴۹۷
فاصله بین چرخ‌های جلو یا عقب	m	۱/۴

## ۲-۲-۲ مدل کامل چهارده درجه آزادی خودرو

### ۱-۲-۲ معادلات دینامیک خودرو

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، برای طراحی سیستم کنترل ترمز تفاضلی فعال جهت استفاده در مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز، یک مدل کامل غیرخطی خودرو با چهارده درجه آزادی (شامل شش درجه حرکات انتقالی و چرخشی بدنه خودرو، چهار درجه جابجایی عمودی جرم‌های نامعلق و چهار درجه حرکت دورانی چرخ‌ها) استفاده شده است. در شکل ۵ حرکت چرخشی حول محورهای عمودی، عرضی و طولی را می‌توان مشاهده نمود. فرض‌های زیر برای مدل‌سازی دینامیک خودرو لحاظ شده‌اند:

\* دستگاه مختصات متحرک بدنه، محورهای مختصات اصلی می‌باشند و ممان اینرسی‌های حاصل ضرب بدنه خودرو، قابل صرف‌نظر هستند.

\* زاویه فرمان چرخ‌های جلو با هم برابر و مقداری کوچک (کمتر از

معادلات حرکات طولی و عرضی، به ترتیب به صورت زیر خواهند

بود:

$$m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) - m_s h \dot{\omega}_z \phi = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \quad (3)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \omega_z) + m_s h \ddot{\phi} = \sum_{i=1}^4 F_{yi} \quad (4)$$

معادلات حرکات چرخشی حول محورهای عرضی و طولی نیز

به صورت زیر می‌باشند:

$$I_y \ddot{\theta} = b(F_{z3} + F_{z4}) - a(F_{z1} + F_{z2}) \quad (5)$$

$$I_x \ddot{\phi} + m_s (\dot{v}_y + v_x \omega_z) h = m_s g h \phi - d (F_{z2} + F_{z4} - F_{z1} - F_{z3}) \quad (6)$$

همچنین معادلات حرکات عمودی جرم‌های معلق و نامعلق،

به ترتیب به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$m_s \ddot{z}_s = \sum_{i=1}^4 F_{zi} \quad (7)$$

$$m_{ui} \ddot{z}_{ui} = k_{ti} (z_{ri} - z_{ui}) - F_{zi} \quad (8)$$

مقدار شمارنده  $i$ ، برای چرخ‌های جلو-راست، جلو-چپ، عقب-

راست و عقب-چپ به ترتیب برابر ۱، ۲، ۳ و ۴ می‌باشد. نیروی  $F_{zi}$  نیز

از روابط زیر به دست می‌آید:

$$F_{zi} = k_{si} (z_{ui} - z_{si}) + c_i (\dot{z}_{ui} - \dot{z}_{si}) + (-1)^i \frac{k_{af}}{2d} \left[ \phi - \frac{(z_{u2} - z_{u1})}{2d} \right] + f_i \quad (i=1, 2) \quad (9)$$

$$F_{zi} = k_{si} (z_{ui} - z_{si}) + c_i (\dot{z}_{ui} - \dot{z}_{si}) + (-1)^{i+1} \frac{k_{ar}}{2d} \left[ \phi - \frac{(z_{u3} - z_{u4})}{2d} \right] + f_i \quad (10)$$

(for  $i = 3, 4$ )

\* بدنه خودرو به صورت مدل جرم-متمركز و صلب در نظر گرفته

شده است.

\* گشتاور خودتنظیم تایلر، ناچیز فرض شده است.

\* از زاویه فرمان اضافی ایجاد شده در اثر نرمی سیستم فرمان،

صرف نظر شده است.

\* توزیع جرمی خودرو در جهت عرضی، متقارن فرض شده است

یعنی فاصله عمودی چرخ‌های چپ و راست از مرکز ثقل خودرو برابر

در نظر گرفته شده است.

معادله حرکت چرخش حول محور عمودی در کامل‌ترین حالت را

باتوجه به مرجع [۲۵]، به صورت زیر می‌توان نوشت:

$$I_z \dot{\omega}_z + (I_z \theta_r - I_{xz}) \ddot{\phi} - mh(\dot{v}_x - v_y \omega_z) \phi = M_z + M_{zc} \quad \text{۱- الف}$$

که در آن،  $\theta_r$  زاویه انحراف محور غلت<sup>۱</sup> می‌باشد که در این تحقیق،

محور غلت، موازی محور طولی  $X$  فرض شده است. در نتیجه  $\theta_r = 0$

خواهد بود. از ممان اینرسی حاصل ضرب  $I_{xz}$  نیز بنا بر فرض اول

ذکر شده در صفحه قبل صرف نظر شده است. باتوجه به اینکه در این

پژوهش، کنترل مانورپذیری خودرو براساس ردیابی سرعت چرخشی

مطلوب، مورد بررسی قرار گرفته است؛ شتاب طولی خودرو مقدار

قابل ملاحظه‌ای نخواهد بود. زیرا خودرو تحت ترمزگیری شدید فعال

قرار نمی‌گیرد و با ترمزگیری، تنها یکی از چرخ‌ها که منطبق آن در

قسمت‌های بعدی ارائه می‌شود، کنترل سرعت چرخشی انجام می‌شود.

همچنین زاویه غلت برحسب رادیان نیز بنا به فرض لحاظ شده، میزان

بسیار کمی خواهد داشت. بنابراین از حاصل ضرب دو عبارت کوچک

ذکر شده می‌توان صرف نظر کرد. از این رو در این مقاله، رابطه (۱-الف)

به شکل معادله (۱-ب) به کار گرفته شده است.  $M_{zc}$ ، گشتاور چرخشی

اصلاح شده توسط سیستم ترمز فعال است.

$M_z$  نیز با رابطه (۲) بیان می‌شود:

$$I_z \dot{\omega}_z = M_z + M_{zc} \quad \text{۱- ب}$$

$$M_z = d(F_{x1} + F_{x3}) - d(F_{x2} + F_{x4}) + a(F_{y1} + F_{y2}) - b(F_{y3} + F_{y4}) \quad (2)$$



در روابط فوق،  $\omega_z$  سرعت چرخشی خودرو حول محور عمودی،  $V_x$  و  $V_y$  به ترتیب سرعت طولی و عرضی خودرو،  $Z_u$  و  $Z_s$  به ترتیب جابجایی عمودی مرکز جرم و جرم نامعلق،  $Z_{si}$  جابجایی عمودی بدنه بالای چرخ  $i$  ام،  $Z_r$  ناهمواری‌های پروفیل جاده،  $k_s$  و  $k_t$  به ترتیب ضریب سفتی فنر سیستم تعلیق و تایر،  $k_{af}$  و  $k_{ar}$  به ترتیب ضریب سختی میله پادغلت جلو و عقب،  $C$  ضریب میرایی سیستم تعلیق،  $m_s$  و  $m_u$  به ترتیب جرم کل، جرم معلق و جرم نامعلق خودرو،  $I_x$ ،  $I_y$  و  $I_z$  ممان اینرسی خودرو حول محورهای طولی، عرضی و عمودی آن،  $I_w$  و  $R_w$  به ترتیب ممان اینرسی و شعاع چرخ،  $T_{bi}$  و  $\omega_i$  به ترتیب گشتاور ترمزی و سرعت دورانی چرخ  $i$  ام،  $\mu_r$  ضریب اصطکاک غلتشی تایر،  $d$  فاصله عرضی مرکز جرم تا چرخ‌های راست یا چپ،  $a$  و  $b$  فاصله طولی مرکز جرم تا چرخ‌های جلو و عقب،  $h$  ارتفاع مرکز جرم خودرو از زمین،  $L$  طول خودرو که برابر مجموع  $a$  و  $b$  است. همچنین از آنجاکه در این مقاله، فقط چرخ‌های جلو تحت فرمان راننده هستند،

$$\delta_r = \delta_p = \delta \quad \text{و} \quad \delta_p = \delta_r = \delta$$

### ۲-۲-۲- مدل تایر

باتوجه به اینکه نیروهای طولی و عرضی تایر به هر دو مقدار لغزش طولی و زاویه لغزش تایر وابسته است، به همین جهت در این مقاله از مدل غیرخطی تایر پسجکا با در نظر گرفتن لغزش ترکیبی تایرها، استفاده شده است. ابتدا روش تعیین نیروی طولی تایر،  $F_{x0}$ ، به طوری که فقط تابع نسبت لغزش بوده و مستقل از زاویه لغزش چرخ می‌باشد، بیان می‌شود [۲۶]:

$$F_{x0} = D_x \sin[C_x \arctan(B_x \phi_x)] \quad (18)$$

$$\phi_x = (1-E) \lambda + \frac{E}{B_x} \arctan(B_x \lambda) \quad (19)$$

$$D = \mu (a_1 F_z^2 + a_2 F_z) \quad (20)$$

$$C_x = 1.65 \quad (21)$$

$$B_x = (2-\mu) \cdot \left( \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{C_x D e^{a_5 F_z}} \right) \quad (22)$$

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \quad (23)$$

که در آن،  $D$ ،  $C$ ،  $B$  و  $E$  به ترتیب ضریب سفتی، ضریب شکل، ضریب ماکزیمم و ضریب انحنای تایر می‌باشد. چون ضرایب  $C$  و  $B$

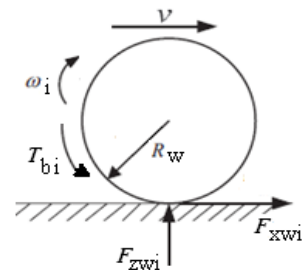
که در آن،  $f_i$  نیروی کنترلی سیستم تعلیق نیمه‌فعال است و توسط میراگر مغناطیسی ایجاد می‌شود. در صورتی که زوایای  $\theta$  و  $\phi$  کوچک باشند، تقریب‌های زیر را می‌توان به کار برد:

$$z_{si} = z_s - a\theta + (-1)^i d\phi \quad (\text{for } i=1, 2) \quad (11)$$

$$z_{si} = z_s + b\theta + (-1)^i d\phi \quad (\text{for } i=3, 4) \quad (12)$$

با در نظر گرفتن دوران چرخ که در شکل ۶ نشان داده شده، معادله دینامیکی چرخ  $i$  ام به صورت زیر بیان می‌شود:

$$I_w \dot{\omega}_i = -R_w (F_{xwi} - F_{zwi} \mu_r) - T_{bi} \quad (13)$$



شکل ۶. مدل دینامیک چرخ

Fig. 6. Wheel dynamic model

همچنین باید توجه نمود که به علت زاویه‌ای که بین محورهای مختصات چسبیده به چرخ  $i$  ام  $(X-Y)_w$  و محورهای مختصات متصل به بدنه و در امتداد طولی خودرو،  $(X-Y)$ ، وجود دارد که همان زاویه فرمان  $\delta_i$  می‌باشد، رابطه‌ای بین نیروهای طولی و عرضی تایر در مختصات چسبیده به چرخ  $(F_{xwi}, F_{ywi})$  و مختصات بدنه خودرو  $(F_{xi}, F_{yi})$  وجود دارد که برای چرخ  $i$  ام به صورت زیر بیان می‌شود:

$$F_{xi} = F_{xwi} \cos \delta_i - F_{ywi} \sin \delta_i \quad (14)$$

$$F_{yi} = F_{xwi} \sin \delta_i + F_{ywi} \cos \delta_i \quad (15)$$

نیروی عمودی وارد بر چرخ  $i$  ام، از روابط زیر به دست می‌آید:

$$F_{zwi} = k_{ti} (z_{ri} - z_{ui}) + \frac{0.5mgb}{L} \quad (i=1, 2) \quad (16)$$

$$F_{zwi} = k_{ti} (z_{ri} - z_{ui}) + \frac{0.5mga}{L} \quad (i=3, 4) \quad (17)$$

جدول ۳. مقادیر ضرایب مدل تایر پسجکا [۲۶]

Table 3. The values of coefficients for pacejka tire model [26]

مقدار $(F_y)$	مقدار $(F_x)$	ضریب
-۲۲/۱	-۲۱/۳	$a_1$
۱۰/۱۱	۱۱۴۴	$a_2$
۱۰/۷۸	۴۹/۶	$a_3$
۱/۸۲	۲۲۶	$a_4$
۰/۲۰۸	۰/۰۶۹	$a_5$
.	-۰/۰۰۶	$a_6$
-۰/۳۵۴	۰/۰۵۶	$a_7$
۰/۷۰۷	۰/۴۸۶	$a_8$
۰/۰۲۸	-	$a_9$
.	-	$a_{10}$
۱۴/۸	-	$a_{11}$
۰/۰۲۲	-	$a_{12}$

$$\lambda_i = \frac{R_{\omega} \omega_i - v_{xwi}}{\max(R_{\omega} \omega_i, v_{x})} \quad (33)$$

که در آن،  $v_{xwi}$  و  $v_{ywi}$  به ترتیب سرعت طولی و جانبی چرخ  $i$  ام در مختصات متصل به چرخ (XY) می‌باشند [۲۶]. زاویه لغزش جانبی نیز از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (34)$$

۲-۳- بررسی اعتبار مدل چهارده درجه آزادی خودرو

جهت صحت‌گذاری مدل چهارده درجه آزادی خودرو، نتایج حاصل از شبیه‌سازی آن در نرم‌افزار متلب با نتایج حاصل از تحلیل مدل ساخته‌شده در نرم‌افزار آدامز تحت ورودی‌های یکسان مورد مقایسه قرار می‌گیرد. بدین منظور، دو مانور ورودی پله فرمان<sup>۱</sup> یا چرخش  $J$  شکل<sup>۲</sup> و تغییر مسیر<sup>۳</sup> خودرو شبیه‌سازی شده است. در هر دو تحلیل، خودرو روی جاده خشک با ضریب اصطکاک ۰/۹ حرکت می‌کند و سرعت آن، برابر ۲۵m/s می‌باشد. لازم‌به‌ذکر است که مدل آدامز قبلاً باتوجه به نتایج تست آزمایشگاهی تصدیق شده است [۲۴]. پارامترهای مدل چهارده درجه آزادی در جدول ۴ ارائه شده‌اند.

در تعیین نیروهای طولی متفاوت از مقادیر متناظر خود در محاسبه نیروهای جانبی هستند، به‌همین دلیل با اندیس‌های  $X$  و  $Y$  از هم متمایز می‌شوند. نیروی عرضی تایر،  $F_{y0}$ ، به‌طوری که فقط وابسته به زاویه لغزش چرخ بوده و مستقل از نسبت لغزش باشد، به‌صورت زیر تعیین می‌شود:

$$F_{y0} = D \sin[C_y \arctan(B_y \phi_y)] + \Delta S_v \quad (24)$$

$$\phi_y = (1-E)(\alpha + \Delta S_h) + \frac{E}{B_y} \arctan[B_y(\alpha + \Delta S_h)] \quad (25)$$

$$C_y = 1.3 \quad (26)$$

$$B_y = (2-\mu) \cdot \frac{a_3 \cdot \sin[a_4 \cdot \arctan(a_5 F_z)]}{C_y D} (1-a_{12} |\gamma|) \quad (27)$$

$$\Delta S_h = a_9 \cdot \gamma \quad (28)$$

$$\Delta S_v = (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) \cdot \gamma \quad (29)$$

$S_h$  و  $S_v$  ضرایب انتقال بوده که وابسته به زاویه کمبر چرخ می‌باشند. در شرایط ترکیبی، نیروهای طولی و عرضی، هر یک تابع هر دو کمیت نسبت لغزش و زاویه لغزش چرخ می‌باشند و به‌صورت زیر بدست می‌آیند:

$$F_{xw} = \frac{\delta_x}{\delta_t} F_{x0} \quad (30)$$

$$F_{yw} = \frac{\delta_y}{\delta_t} F_{y0} \quad (31)$$

که در آن  $\delta_t = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2}$  و  $\delta_y = \frac{\tan \alpha}{1+\lambda} \cdot \delta_x = \frac{\lambda}{1+\lambda}$  می‌باشد.

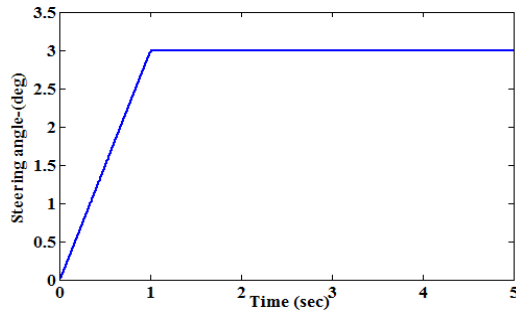
$\mu$  ضریب اصطکاک جاده،  $F_{x0}$  معرف نیروی طولی تایر است اگر چرخ فقط دارای لغزش طولی ( $\lambda$ ) باشد و زاویه لغزش ( $\alpha$ ) در آن صفر باشد.  $F_{y0}$  نیز نشانگر نیروی عرضی تایر است اگر چرخ فقط زاویه لغزش داشته باشد و فاقد لغزش طولی باشد. در حالت اعمال زاویه فرمان و چرخش خودرو، هر یک از نیروهای طولی و عرضی تایر تابع ترکیبی از هر دو کمیت لغزش طولی و زاویه لغزش می‌باشد که از طریق روابط (۳۰) و (۳۱) محاسبه می‌شوند. ضرایب  $a_1, \dots, a_{12}$  در جدول ۳ ذکر شده‌اند.

همچنین روابط نسبت لغزش طولی و زاویه لغزش چرخ  $i$  ام، به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\alpha_i = \delta_i - \arctan\left(\frac{v_{ywi}}{v_{xwi}}\right) \quad (32)$$

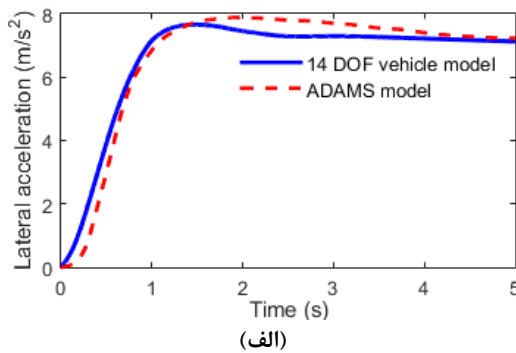
- 1 Step steering input
- 2 J-turn maneuver
- 3 Lane change



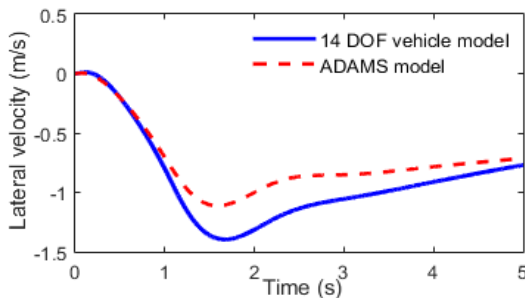


شکل ۷. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور چرخش J شکل

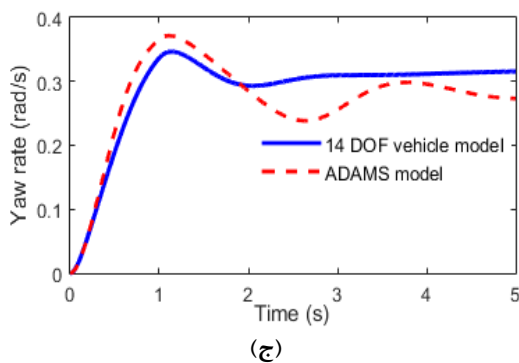
Fig. 7. Steering angle of front wheels for J-turn maneuver



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۸. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل ارائه‌شده خودرو، الف: شتاب جانبی، ب: سرعت جانبی، ج: سرعت چرخشی خودرو

Fig. 8. Comparison of simulation results of two presented vehicle model, (a) lateral acceleration, (b) lateral velocity, (c) vehicle yaw rate

جدول ۴. پارامترهای مدل ۱۴ درجه آزادی خودرو [۱۷]

Table 4. The parameters of vehicle model with 14 degrees of freedom [17]

مقدار	واحد	نماد	مقدار	واحد	نماد
۱۸۶۰۰	N/m	$k_{s1}/k_{s2}$	۱۰۳۰	kg	$m$
۱۹۶۰۰	N/m	$k_{s3}/k_{s4}$	۸۱۰	kg	$m_s$
۱۳۲۰۰۰	N/m	$k_t$	۳۱	kg	$m_{u1}/m_{u2}$
۶۶۹۵	N.m/rad	$k_{af}/k_{ar}$	۲۴	kg	$m_{u3}/m_{u4}$
۰/۶۴	m	$d$	۳۰۰	kg.m <sup>2</sup>	$I_x$
۰/۹۷	m	$a$	۱۰۵۸	kg.m <sup>2</sup>	$I_y$
۱/۳۹	m	$b$	۱۰۸۸	kg.m <sup>2</sup>	$I_z$
۰/۵	m	$h$	۲/۱	kg.m <sup>2</sup>	$I_w$
۰/۳	m	$R_w$	۱۳۰۰	N.s/m	$c_{s1}/c_{s2}$
۰/۰۱۵	-	$\mu_r$	۱۴۰۰	N.s/m	$c_{s3}/c_{s4}$

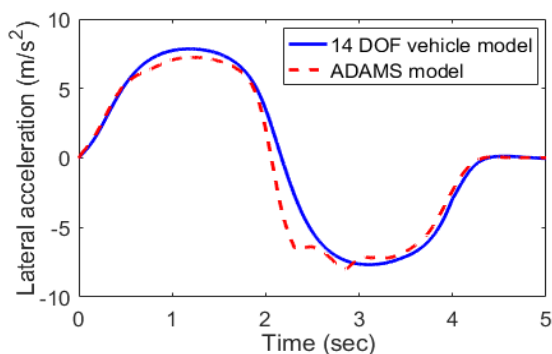
### ۲-۳-۱- مانور ورودی پله فرمان

در این مانور، زاویه فرمان چرخ‌های جلو مطابق شکل ۷، در ثانیه اول، از صفر به سه درجه رسیده است. زمان کل و گام زمانی شبیه‌سازی به ترتیب برابر ۵ s و ۰/۰۱ s فرض شده است. نتایج به‌دست‌آمده در شکل‌های ۸-الف تا ۸-ج رسم شده‌اند. مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطا در نمودار شکل ۸-الف که مربوط به شتاب جانبی است، به ترتیب ۰/۱۳۲ و ۰/۴۰۶ می‌باشد. این مقادیر برای نمودار شکل ۸-ب، به ترتیب ۰/۳۱۳ و ۰/۱۸۴ و در شکل ۸-ج، ۰/۰۶۸ و ۰/۰۳۴ به‌دست آمده‌است که در مجموع، مقادیر نسبتاً قابل‌قبولی است.

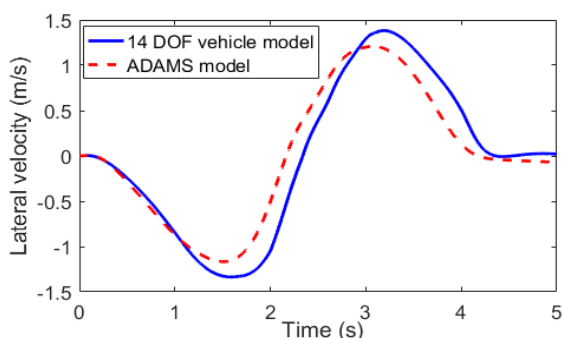
### ۲-۳-۲- مانور تغییر مسیر

در این بخش، مانور تغییر مسیر که زاویه فرمان چرخ‌های آن، مطابق شکل ۹ است، شبیه‌سازی می‌شود. نتایج به‌دست‌آمده در شکل‌های ۱۰-الف تا ۱۰-د رسم شده‌اند.

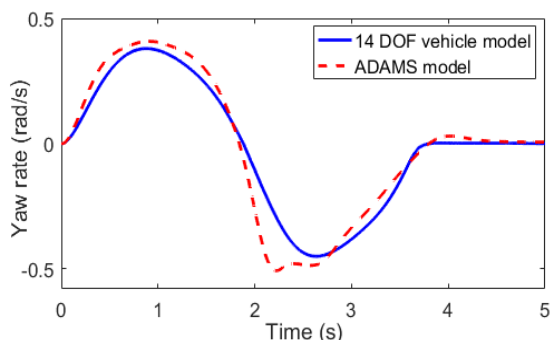
این نمودارها توافق نسبتاً خوبی را بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل نشان می‌دهند. البته تفاوت‌هایی در نمودارها مشاهده می‌شود که دلیل آن می‌تواند مدل‌سازی تمامی قطعات سیستم تعلیق و فرمان از جمله بوش‌های لاستیکی بالا و پایین فنرها و میراگرها و میله پایدارنده در نرم‌افزار آدامز باشد و همچنین مدل‌سازی دقیق‌تر و واقعی‌تر تاثیر خودرو در این نرم‌افزار نسبت به مدل ارائه‌شده در نرم‌افزار متلب باشد. بنابراین می‌توان گفت پاسخ دینامیکی دو مدل به‌زای اعمال این دو ورودی به‌طور جداگانه، تقریباً مشابه هم شده‌اند. البته ورودی‌های مذکور به‌منظور بررسی رفتار فرمان‌پذیری خودرو



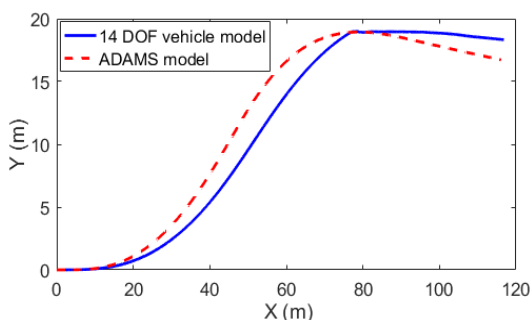
(الف)



(ب)



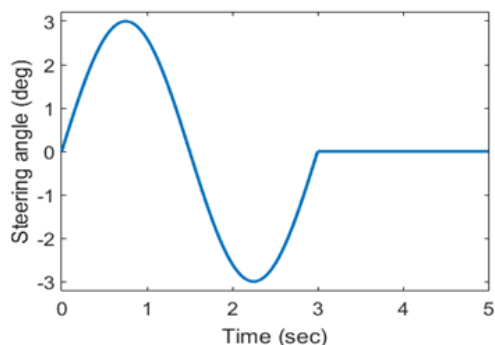
(ج)



(د)

شکل ۱۰. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل ارائه شده خودرو، الف: شتاب جانبی، ب: سرعت جانبی، ج: سرعت چرخشی، د: مسیر خودرو

Fig. 10. Comparison of simulation results of two presented vehicle model, (a) lateral acceleration, (b) lateral velocity, (c) vehicle yaw, (d) vehicle trajectory



شکل ۹. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور تغییر مسیر خودرو

Fig. 9. Steering angle of front wheels for lane change maneuver

می‌باشند. برای بررسی رفتار ارتعاشی و سواری خودرو، معمولاً از ورودی جاده‌های مختلفی مثل برآمدگی جاده، جاده سینوسی و یا جاده‌های اتفاقی از نوع نرم تا خشن، مطابق با استانداردهای انجمن مهندسیین خودرو استفاده می‌شود. اما از آنجاکه هدف اصلی این مقاله، بررسی پایداری چرخشی و غلتشی است، از بررسی رفتار ارتعاشی خودرو صرف‌نظر شده است.

### ۳- طراحی سیستم کنترل

#### ۳-۱- طراحی سیستم ترمز فعال

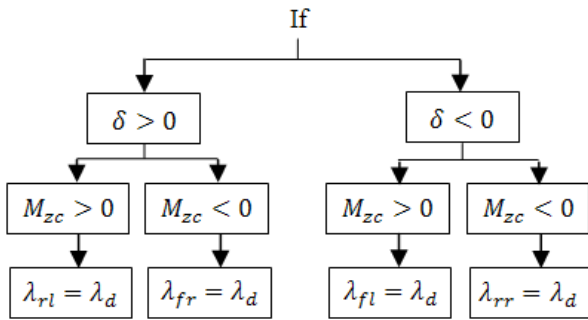
هدف از طراحی این کنترل‌کننده، ایجاد فرمان‌پذیری مناسب خودرو تحت مانورهای اعمال‌شده است به طوری که بتواند در مقابل تغییر پارامترها و اغتشاش، مقاوم بوده و سرعت چرخشی مطلوب ( $\omega_{zd}$ ) و زاویه لغزش جانبی مطلوب ( $\beta_d$ ) را به خوبی ردیابی کند. مقدار مطلوب سرعت چرخشی از مدل دو چرخ خطی دو درجه آزادی محاسبه می‌شود [۲۶]:

$$\omega_{zd} = \frac{v_x \delta}{L(1 + K_{us} v_x^2)} \quad (35)$$

در رابطه (۳۵)،  $K_{us}$  ضریب کم‌فرمانی،  $L$  طول خودرو،  $\delta$  زاویه فرمان و  $v_x$  سرعت طولی خودرو است [۲۶]:

$$K_{us} = m \left( \frac{b}{\mu C_f} - \frac{a}{\mu C_r} \right) L^2 \quad (36)$$

که در آن،  $C_f$  و  $C_r$  به ترتیب سفتی کناری تایرهای جلو و عقب



شکل ۱۱. اصول منطقی کنترل در سیستم ترمز فعال [۱۷]

Fig. 11. Basic control logic of the active braking system [17]

$$d(t) = I_z \dot{\omega}_{zd} - \frac{I_z \dot{\beta}}{k_{y1}} - \frac{k_{y2} I_z e_y}{k_{y1}} \quad (37)$$

در عبارت بالا،  $k_{y1} < 0$  و  $\beta_d$  طبق آنچه ذکر شد، صفر خواهد بود. سپس یک سطح لغزش که شامل تابع خطا و انتگرال آن است به شکل زیر انتخاب می‌شود.

$$s_y = e_y + k_{y2} \int_0^t e_y dt \quad (38)$$

$k_{y1}$ ، یک پارامتر مثبت است. مشتق رابطه (۳۸) خواهد شد:

$$\dot{s}_y = k_{y1} (\dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{zd}) + \dot{\beta} + k_{y2} e_y \quad (39)$$

در رابطه (۳۹)،  $\dot{\omega}_z$  از معادلات دینامیکی خودرو، رابطه (۱-ب) جایگزین می‌شود:

$$\dot{s}_y = k_{y1} \left( \frac{M_z + M_{zc}}{I_z} - \dot{\omega}_{zd} \right) + \dot{\beta} + k_{y2} e_y \quad (40)$$

$\dot{\omega}_z$  با مشتق‌گیری از رابطه (۳۵) به دست آمده و  $\dot{\beta}$  نیز با مشتق‌گیری از رابطه (۳۴) به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{1 + \tan^2(\beta)} \left( \frac{\dot{v}_y}{v_x} - \frac{\dot{v}_x}{v_x} \tan(\beta) \right) \quad (41)$$

رابطه شرط لغزشی نیز به صورت زیر می‌باشد:

$$\dot{s}_y = -\eta_y \operatorname{sgn}(s_y); \quad (\eta_y > 0) \quad (42)$$

در نتیجه:

$$\frac{1}{2} \left( \frac{d}{dt} \right) s_y^2 = \dot{s}_y s_y = -\eta_y \operatorname{sgn}(s_y) s_y < 0 \quad (43)$$

بوده و هر دو برابر  $40000 \text{ N/rad}$  می‌باشند [۱۷].  $m$  جرم خودرو،  $a$  و  $b$  به ترتیب، فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ‌های جلو و عقب می‌باشد. مقدار مطلوب زاویه لغزش جانبی نیز صفر در نظر گرفته شده است،  $(\beta_d = 0)$ .

عملکرد کنترل‌کننده به این نحو است که خطای تعقیب زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی خودرو توسط کنترل‌کننده محاسبه شده و گشتاور تصحیح‌کننده گردشی توسط مکانیزم ترمزگیری اختلافی با اعمال ترمز بر روی یکی از چرخ‌ها تولید می‌گردد. نیروهای ایجادشده توسط تایر به مقدار لغزش طولی چرخ وابسته است، لذا با تنظیم لغزش هر چرخ بر روی مقدار مطلوب خود،  $\lambda_d$  می‌توان نیروی ترمزی لازم و درنهایت گشتاور تصحیح‌کننده چرخشی را تولید نمود. باتوجه به توضیحات فوق، سیستم کنترل طراحی شده شامل دو لایه کنترلی است. در لایه بالا، میزان گشتاور لازم جهت پایدارسازی خودرو تعیین می‌شود و لایه پایین به عنوان عملگر سیستم، باتوجه به علامت گشتاور تصحیح‌کننده، تصمیم بر انتخاب چرخ مناسب جهت تنظیم لغزش طولی گرفته و با اعمال ترمز بر روی این چرخ، گشتاور چرخشی مورد نیاز را ایجاد می‌کند. در هر دو لایه کنترلی، روش کنترل مود لغزشی به کاررفته است. برای این منظور، مناسب‌تر است ترمزگیری فقط روی چرخ عقب‌داخلی یا جلوخارجی صورت پذیرد تا نیروی جانبی مزاحم که گشتاور چرخشی نامطلوب تولید می‌کند، کاهش یابد. زیرا عموماً، افزایش نیروی ترمزی تایرها باعث کاهش نیروی عرضی در آنها شده و این تغییر متفاوت در نیروها، سبب تولید گشتاور چرخشی با علامت‌های مختلف در یک تایر می‌شود [۱۷]. همچنین جهت زاویه فرمان نیز در عمل تصمیم‌گیری بر انتخاب چرخ مناسب در کنترل لغزش طولی تایر موثر است. برای این منظور، از روشی که در شکل ۱۱ نشان داده شده، استفاده شده است. در قسمت بعد، الگوریتم طراحی سیستم کنترل ترمز تفاضلی فعال ارائه شده است. در این شکل،  $\lambda_{fl}$ ،  $\lambda_{fr}$ ،  $\lambda_{rl}$ ،  $\lambda_{rr}$  به ترتیب بیانگر لغزش طولی چرخ‌های جلو-راست، جلو-چپ، عقب-راست و عقب-چپ می‌باشد.

### ۳-۱-۱-۱- کنترل‌کننده لایه بالایی در سیستم ترمز فعال

در این بخش، روش کنترل مود لغزشی به کار گرفته شده است که در مرحله اول طراحی آن، یک تابع خطای ترکیبی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{V} = k_{y1} s_y d(t) - \hat{I}_z |s_y| \eta_y \leq k_{y1} |s_y| |d(t)| - \quad (49)$$

$$\hat{I}_z |s_y| \eta_y \leq k_{y1} |s_y| \left( |d(t)| - \frac{\hat{I}_z \eta_y}{k_{y1}} \right)$$

از رابطه (۴۶)، نامساوی  $V > 0$  نتیجه می‌شود. باتوجه به اینکه تابع لیاپانوف تعریف شده در رابطه (۴۷) یک تابع مثبت معین و مشتق آن،  $V$ ، تابع منفی معین است، بنابراین از روش مستقیم لیاپانوف می‌توان نتیجه گرفت سیستم کنترلی طراحی شده پایدار می‌باشد.

### ۳-۱-۲- کنترل کننده لایه زیرین در سیستم ترمز فعال

پس از تعیین مقدار گشتاور چرخشی تصحیح کننده  $M_{zc}$  در لایه بالایی، در لایه پایینی کنترل، باید میزان نیرو و گشتاور ترمزی لازم جهت ایجاد گشتاور  $M_{zc}$  و همچنین چرخشی که باید تحت ترمزگیری قرار گیرد، تعیین شوند. سپس باید نیروی ترمزی لازم،  $F_{xb}$ ، طبق رابطه (۵۰) محاسبه شود. برای مثال، اگر قرار است گشتاور ترمزی بر چرخ جلو-راست وارد شود:

$$F_{xb} = \frac{M_{zc}}{d} \quad (50)$$

در مرحله بعد، با استفاده از محاسبه مقدار تابع وارون نیروی تایلر بر حسب لغزش طولی، می‌توان لغزش طولی مطلوب تایلر مربوطه،  $\lambda_d$ ، را به دست آورد. چراکه در مدل تایلر، پس از تعیین ضرایب مربوطه، نهایتاً تابع نیرو بر حسب لغزش طولی، به طور مثال تابع  $F=g(\lambda)$ ، به دست می‌آید. اما در این قسمت ابتدا نیروی تایلر،  $F_{xb}$ ، مشخص می‌شود و با استفاده از آن، لغزش طولی مطلوب تعیین می‌شود. بنابراین لازم است به کمک محاسبه تابع وارون به صورت  $\lambda_d = g^{-1}(F_{xb})$  لغزش طولی مطلوب به دست آید. این عمل ریاضی در نرم افزار متلب انجام شده است. در انتها، با استفاده از یک کنترل کننده مود لغزشی، گشتاور ترمزی لازم،  $T_b$ ، جهت تعقیب  $\lambda_d$  محاسبه می‌شود. بنابراین، یک تابع خطا و سطح لغزش دیگر تعریف می‌شود:

$$e_b = \lambda - \lambda_d \quad (51)$$

$$s_b = e_b + k_b \int_0^t e_b dt; \quad (k_b > 0) \quad (52)$$

که در آن،  $\text{sgn}$  تابع علامت می‌باشد. با برابر قراردادن روابط (۴۰) و (۴۲)، گشتاور تصحیح کننده چرخشی  $M_{zc}$  به روش کنترل مود لغزشی از رابطه (۴۴) به دست می‌آید.

$$M_{zc} = \hat{I}_z \frac{k_{y1} \dot{\omega}_{zd} - \hat{\beta} - k_{y2} e_y - \eta_y \text{sgn}(s_y)}{k_{y1}} - M_z \quad (44)$$

در قانون کنترلی بالا،  $\hat{I}_z$  مقدار تقریبی  $I_z$  است. حال به اثبات پایداری سیستم می‌پردازیم. ابتدا تابع  $d(t)$  را به عنوان گشتاور اغتشاشی در دینامیک چرخشی سیستم تعریف می‌کنیم که از تمامی نامعینی‌ها در مدل سازی نیروهای طولی و عرضی تایلرها به علت نامشخص بودن و همچنین متغیر بودن ضریب اصطکاک جاده به وجود آمده است:

$$d(t) = I_z \dot{\omega}_{zd} - \frac{I_z \hat{\beta}}{k_{y1}} - \frac{k_{y2} I_z e_y}{k_{y1}} \quad (45)$$

$\tilde{I}_z$  نیز، اختلاف میان مقدار تخمینی  $\hat{I}_z$  و مقدار واقعی  $I_z$  را نشان می‌دهد. بنابراین،  $\tilde{I}_z = \hat{I}_z - I_z$ . فرض می‌کنیم تابع گشتاور اغتشاشی دارای محدودیت زیر باشد:

$$|d(t)| < \frac{\hat{I}_z \eta_y}{k_{y1}} \quad (46)$$

برای بررسی پایداری سیستم، یک تابع لیاپانوف به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$V = \frac{1}{2} I_z s_y^2 \quad (47)$$

با استفاده از روابط (۴۰) و (۴۴) و همچنین رابطه  $s_y \text{sgn}(s_y) = |s_y|$ ، مشتق تابع لیاپانوف به صورت زیر خواهد شد:

$$\dot{V} = s_y \left( k_{y1} \tilde{I}_z \dot{\omega}_{zd} - \tilde{I}_z \hat{\beta} - k_{y2} \tilde{I}_z e_y \right) - \hat{I}_z |s_y| \eta_y \quad (48)$$

با در نظر گرفتن روابط (۴۵) و (۴۶)، رابطه (۴۸) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$T_{bi} = -R_{\omega} F_{XW} - \frac{I_{\omega} a_{xw} \omega_i}{v_x} + \frac{I_{\omega} v_x k_b e_b}{R_{\omega}} + \frac{I_{\omega} v_x}{R_{\omega}} \eta_b \operatorname{sat}(s_b) \quad (59)$$

### ۲-۳- طراحی سیستم تعلیق نیمه‌فعال

تاکنون روش‌های زیادی برای طراحی کنترل‌کننده سیستم‌های تعلیق ارائه شده‌اند از جمله کنترل‌کننده‌های خطی-تناسبی-انتگرالی-مشتقی و یا بهینه به روش تنظیم‌کننده خطی مرتبه دو<sup>۱</sup> و روش‌های غیرخطی مانند کنترل مود لغزشی و کنترل فازی. در طراحی کنترل سیستم‌های غیرخطی شدید چند ورودی-چند خروجی که خطی‌سازی آنها با مشکلات فراوانی روبه‌رو می‌شود و یا ارائه مدل دقیقی از دینامیک آنها، دشوار و یا غیرممکن است، استفاده از روش‌های کلاسیک، چندان توصیه نمی‌شود. در این‌گونه سیستم‌ها، طراحی کنترل‌کننده‌هایی که مستقل از معادلات دینامیکی سیستم باشند، مانند کنترل فازی، روشی کارآ به‌نظر می‌رسد و عملکردی بسیار بهتر از کنترل‌کننده‌های کلاسیک و یا آنهایی که برپایه مدل مرجع هستند، از خود نشان می‌دهند. زیرا تهیه مدل دینامیکی دقیق، به دلیل وجود مشخصه‌های غیرخطی و متغیر-بازمان و اغتشاش خارجی، دشوار است. استفاده از روش کنترل فازی برای غلبه بر حساسیت در برابر تغییرات زیاد پارامترها و عدم قطعیت‌های سیستم، رویکردی مناسب محسوب می‌شود و قابلیت استفاده از دانش و تجربه افراد خبره در خصوص ویژگی‌های سیستم موردنظر را دارد.

از دیگر مزایای کنترل فازی، کاهش قابل‌توجه جرک<sup>۲</sup> (مشتق شتاب) در سیستم تعلیق نیمه‌فعال خودرو در مقایسه با روش‌های دیگر کنترلی می‌باشد [۲۷]. بروز جرک زیاد می‌تواند باعث صدای زیاد در اتصالات و کاهش عمر آنها و همچنین اعمال شوک و ضربه به سیستم شود.

همان‌طور که به آن اشاره شد، سیستم ترمز فعال، موثرترین زیرسیستم شاسی در بهبود فرمان‌پذیری و افزایش پایداری می‌باشد. چراکه تاثیر بسزایی بر نیروهای طولی و عرضی تایر در هنگام چرخش دارد. اما از آنجاکه این نیروها متأثر از نیروی عمودی وارد بر چرخ می‌باشند، کنترل نیروی عمودی تایرها هم می‌تواند در مباحث پایداری و فرمان‌پذیری خودرو مطرح شود. در این‌صورت، با یک استراتژی کنترلی می‌توان طوری سیستم تعلیق نیمه‌فعال را طراحی نمود که

با مشتق‌گیری از روابط (۵۱) و (۵۲)، نتیجه می‌شود:

$$\dot{s}_b = \dot{\lambda} + k_b e_b = \dot{\lambda} + k_b e_b \quad (53)$$

از طرفی با استفاده از رابطه (۳۳)، لغزش طولی تایر حین ترمزگیری به‌صورت زیر تعیین می‌شود:

$$\lambda = \frac{R_{\omega} \omega}{v_{xw}} - 1 \quad (54)$$

که در آن،  $v_{xw}$  سرعت طولی چرخ می‌باشد. مشتق رابطه (۵۴) خواهد شد:

$$\dot{\lambda} = \frac{R_{\omega} \dot{\omega}}{v_{xw}} - \frac{R_{\omega} \omega \dot{v}_{xw}}{v_{xw}^2} \quad (55)$$

با جایگذاری رابطه (۵۵) در (۵۳):

$$\dot{s}_b = \frac{R_{\omega} \dot{\omega}}{v_{xw}} - \frac{R_{\omega} \omega a_{xw}}{v_{xw}^2} + k_b e_b \quad (56)$$

از رابطه (۱۳)،  $\omega$  را در (۵۶) قرار می‌دهیم:

$$\dot{s}_b = \frac{-R_{\omega}^2 F_{XW}}{I_{\omega} v_{xw}} - \frac{R_{\omega} T_{bi}}{I_{\omega} v_{xw}} - \frac{R_{\omega} \omega a_{xw}}{v_{xw}^2} + k_b e_b \quad (57)$$

که در آن،  $F_{XW} = F_{xwi} - F_{zwi} \mu_r$  و  $a_{xw}$  به‌ترتیب، نیروی خالص طولی و شتاب طولی تایر می‌باشد. در صورتی که متغیرهای حالت بر روی سطح لغزش  $s_b$  نباشند، برای مینیمم کردن سطح مود لغزشی و همچنین تضمین اینکه کنترل‌کننده مود لغزشی باعث صفر کردن  $s_b$  در زمان محدود با نرخ همگرایی مشخص شود، از شرط لغزشی زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{s}_b = -\eta_b \operatorname{sat}(s_b) \quad (58)$$

تابع  $\operatorname{sat}$  تابع اشباع است. به دلیل ناپیوستگی تابع  $\operatorname{sgn}$ ، نوساناتی در قانون کنترلی ظاهر می‌شوند که برای حذف آنها، تابع اشباع جایگزین تابع علامت می‌شود. مقدار گشتاور ترمزی چرخ  $i$  ام که همان ورودی کنترلی به مدل آدامز است، با مساوی قراردادن روابط (۵۷) و (۵۸) طبق فرمول (۵۹) محاسبه می‌شود.

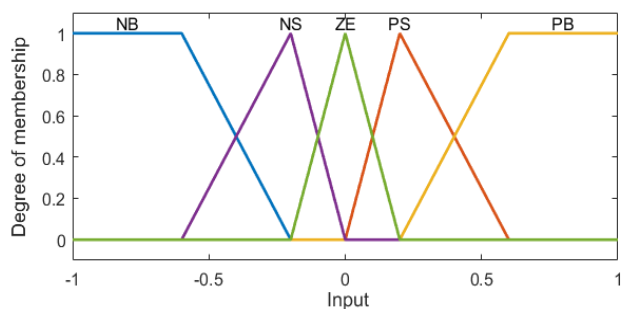
1 Linear quadratic regulator (LQR)

2 Jerk

جدول ۵. قوانین فازی برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال [۱۷]

Table 5. The fuzzy rules of SAS system [17]

سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق					نیروی کنترلی
NB	NS	ZE	PS	PB	سیستم تعلیق
PB	PB	PB	ZE	ZE	NB
PB	PB	PS	ZE	ZE	NS
PB	PS	PS	ZE	NS	ZE
PS	PS	ZE	NS	NB	PS
ZE	ZE	ZE	NS	NB	PB



شکل ۱۲. توابع عضویت برای متغیرهای فازی

Fig. 12. Membership functions of fuzzy variables

برسد، سیستم تعلیق نیمه‌فعال شروع به کار می‌کند.

آستانه واژگونی یا بیش‌غلته خودروها توسط شاخص‌های مختلفی تعریف می‌شود. در این پژوهش، نسبت انتقال بار جانبی<sup>۳</sup> به‌عنوان شاخص واژگونی در نظر گرفته شده و از رابطه (۶۱) محاسبه می‌شود [۲۸].

$$LTR = \frac{m_s}{mgd} |h_{cm} a_y + h(g\phi - h_{cm}\ddot{\phi})| \quad (61)$$

که در آن،  $h_{cm}$  فاصله عمودی مرکز جرم خودرو تا سطح زمین بوده و برابر  $0.95 \text{ m}$  فرض شده است.  $m_s$  جرم معلق خودرو،  $d$  فاصله عرضی مرکز جرم تا چرخ‌های راست یا چپ،  $h$  فاصله مرکز جرم تا مرکز غلت خودرو،  $g$  شتاب جاذبه زمین،  $\phi$  زاویه غلت خودرو و  $a_y$  نیز، شتاب جانبی می‌باشد.

### ۳-۳- ساخت سیستم کنترل در آدامز-کنترل و ارتباط آن با محیط سیمولینک متلب

در این بخش، نحوه ارتباط محیط‌های آدامز-کنترل و سیمولینک جهت طراحی سیستم کنترل ترکیبی ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال

با تغییر ضریب میرایی بتواند باعث کاهش انحراف معیار جابجایی عمودی تایلر نسبت به زمین<sup>۱</sup> و به دنبال آن، بهبود قرارپذیری خودرو روی جاده<sup>۲</sup> شود.

براین‌اساس، ابتدا یک کنترل‌کننده فازی طراحی شده است به‌طوری که بتواند به‌خوبی جابجایی عمودی تایلر نسبت به زمین را بکاهد. ورودی‌های این سیستم، سرعت جرم معلق و سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق و خروجی آن، نیروی کنترلی سیستم تعلیق نیمه‌فعال بوده که همان ورودی کنترلی سیستم محسوب می‌شود. برای هر یک از ورودی‌ها و خروجی سیستم، پنج تابع عضویت مثلثی شکل و پنج متغیر زبانی NB، NS، ZE، PS، PB تعریف شده که به‌ترتیب بیانگر "منفی بزرگ"، "منفی کوچک"، "صفر"، "مثبت کوچک" و "مثبت بزرگ" می‌باشد. از روش استنتاجی ماکزیمم-می‌نیمم در سیستم استنتاج فازی ممدانی و غیرفازی‌ساز مرکز سطح استفاده شده است. قوانین فازی را در جدول ۵ می‌توان مشاهده نمود. نمودار توابع عضویت مثلثی تعریف‌شده برای متغیرهای فازی را می‌توان در شکل ۱۲ مشاهده نمود. ضرایب مقیاس به‌روش سعی و خطا برای توابع عضویت ورودی اول (سرعت جرم معلق) و ورودی دوم (سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق) به‌ترتیب  $1/43$  و  $0/91$  می‌باشند. همچنین جهت مثبت سرعت جرم معلق و سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق، به سمت بالا فرض شده است.

شرایط نیمه‌فعالی نیروی کنترلی میراگر نیز به‌صورت زیر اعمال می‌شود:

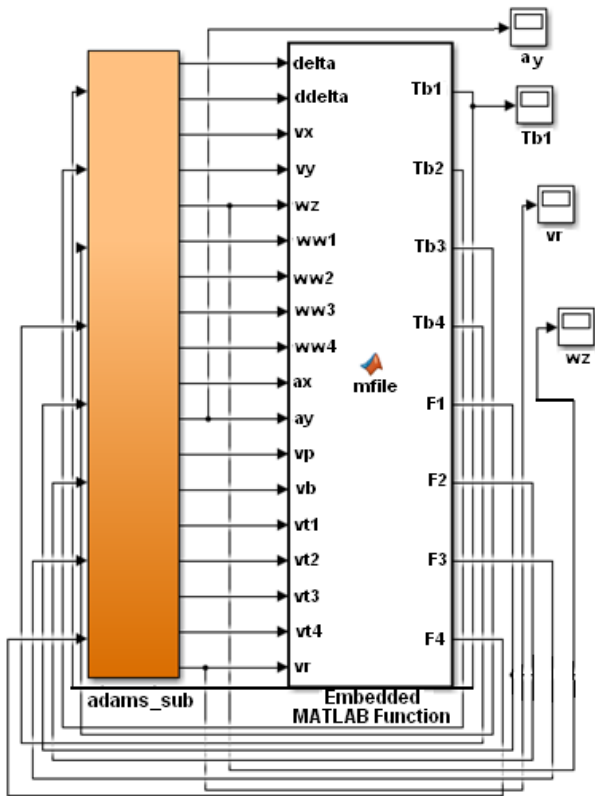
$$F(t) = \begin{cases} f(t) & \text{if } f(t)\dot{z}_{su}(t) < 0 \\ 0 & \text{if } f(t)\dot{z}_{su}(t) \geq 0 \end{cases} \quad (60)$$

اکنون باید هماهنگی بین سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال جهت بهبود پایداری برقرار شود. سیستم تعلیق نیمه‌فعال تاثیر بسزایی بر زاویه غلت و نیروی عمودی وارد بر چرخ‌ها می‌تواند داشته باشد. شتاب جانبی خودرو در مانورهای معمولی و غیربحرانی در محدوده  $3 \text{ m/s}^2$  تا  $5 \text{ m/s}^2$  است. در این محدوده، سیستم تعلیق نیمه‌فعال قابلیت بهبود دینامیک جانبی و کاهش احتمال واژگونی خودرو را از طریق کاهش تغییرات نیروی عمودی تایرها و کاهش زاویه غلت دارد. وقتی شتاب جانبی به مقدار خاصی (در این مطالعه،

- 1 Tire deflection
- 2 Road holding

3 Lateral-load transfer ratio (LTR)





شکل ۱۳. مدل شبیه‌سازی مشترک سیستم کنترل ترکیبی شاسی  
 Fig. 13. Co-simulation model of combined control of chassis system

اولیه خودرو نیز  $25 \text{ m/s}$  لحاظ شده‌اند. ورودی جاده به‌صورت اتفاقی از نوع B فرض شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیستم‌های غیرفعال<sup>۴</sup>، ترمز فعال به‌تنهایی<sup>۵</sup>، سیستم تعلیق نیمه‌فعال به‌تنهایی<sup>۶</sup> و کنترل ترکیبی سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال<sup>۷</sup> نمایش داده شده‌اند.

#### ۴-۱- مانور ورودی پله فرمان

در این سناریو، دامنه ورودی پله زاویه فرمان برابر  $3/2$  درجه بوده که در بازه زمانی  $0.2 \text{ s}$  تا  $0.8 \text{ s}$  مطابق شکل ۱۴ اعمال شده است. در شکل ۱۵، نمودار سرعت چرخشی خودرو رسم شده است. همانطور که نمایان است، سیستم کنترل ترکیبی با دقت بهتری نسبت به سیستم ترمز فعال توانسته مقدار مطلوب نرخ چرخش خودرو را ردیابی کند. جهت ارزیابی، از مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی سرعت چرخشی استفاده شده که در

توضیح داده می‌شود. در این راستا، می‌بایست مازول آدامز-کنترل را فعال نموده و با استفاده از مدل دینامیکی خودروی موجود، یک سیستم کنترلی ساخته شود. از آنجاکه ممکن است برخی از ورودی‌ها و خروجی‌های مورد نیاز در طراحی کنترل‌کننده، از ابتدا در مدل موجود تعریف نشده باشند، لازم است با تعریف عملگر یا متغیرهای جدید، مدلی مناسب جهت طراحی سیستم کنترل ایجاد نمود. به‌همین منظور، پس از بازنمودن الگوی زیرسیستم ترمز مدل خودروی موردنظر در محیط آدامز-ویو، باید چهار گشتاور ترمزی کنترلی برای هر یک از ترمزها تعریف شود. در طراحی سیستم تعلیق نیمه‌فعال نیز، چهار نیروی عمودی قابل کنترل بین چرخ‌ها و بدنه خودرو به مدل اضافه می‌شود. این چهار نیرو باید در شرایط نیروهای سیستم تعلیق نیمه‌فعال صدق کنند. پس از انجام این مراحل، مدل شبیه‌سازی مشترک سیستم کنترل ترکیبی شاسی با استفاده از سیمولینک و آدامز مطابق شکل ۱۳ ساخته می‌شود.

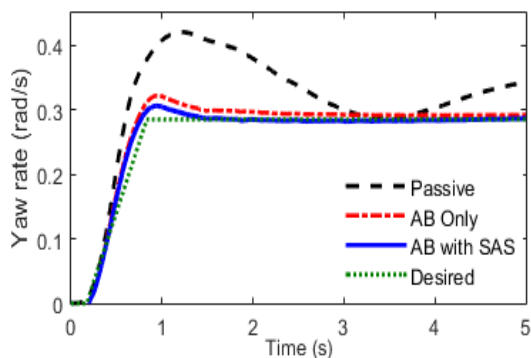
در شکل ۱۳، بلوک سمت چپ (آدامز-ساب)<sup>۱</sup>، بیانگر مدل دینامیکی خودرو می‌باشد که از محیط آدامز به محیط سیمولینک ارسال شده است و برنامه کامپیوتری کنترل‌کننده نیز در داخل بلوک سمت راست (تابع جانمایی‌شده)<sup>۲</sup>، نوشته می‌شود. در داخل این بلوک، قسمت سمت راست، ورودی‌های کنترلی سیستم مشاهده می‌شوند که به‌ترتیب از بالا به پایین، چهار گشتاور ترمزی چرخ‌ها و چهار نیروی سیستم تعلیق نیمه‌فعال می‌باشد و خروجی‌های مدل آدامز که همان ورودی‌های کنترل‌کننده هستند در قسمت سمت چپ این بلوک ظاهر می‌شوند که به‌ترتیب از بالا به پایین، زاویه غریبک فرمان و مشتق آن، سرعت‌های طولی، عرضی و چرخشی خودرو، سرعت زاویه‌ای چهار چرخ، شتاب‌های طولی و عرضی خودرو، سرعت کله‌زنی<sup>۳</sup>، سرعت عمودی مرکز جرم خودرو، سرعت عمودی چهار چرخ و سرعت زاویه غلت خودرو در نظر گرفته شده‌اند.

#### ۴- نتایج شبیه‌سازی

شبیه‌سازی کامپیوتری مانورهای ورودی پله فرمان و تغییر مسیر، روی جاده خشک به‌منظور ارزیابی سیستم کنترلی طراحی‌شده انجام می‌پذیرد. در هر دو تحلیل، گام زمانی شبیه‌سازی،  $0.01 \text{ s}$  و سرعت

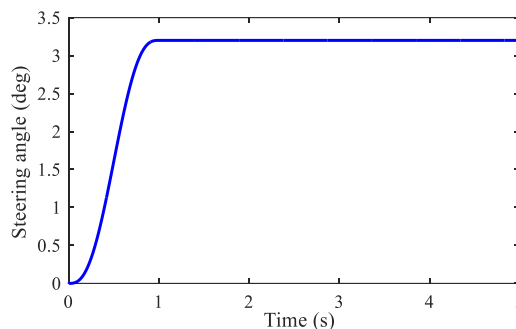
4 Passive  
 5 AB only  
 6 SAS only  
 7 AB with SAS

1 adams\_sub  
 2 Embedded MATLAB Function  
 3 Pitch velocity



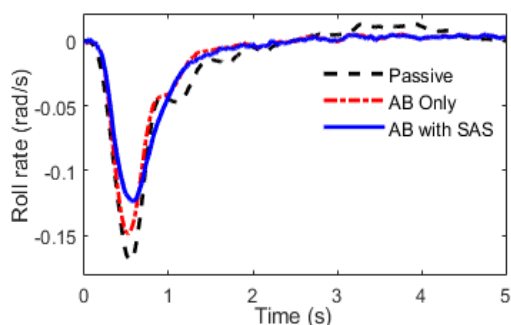
شکل ۱۵. سرعت چرخشی خودرو

Fig. 15. Vehicle yaw rate



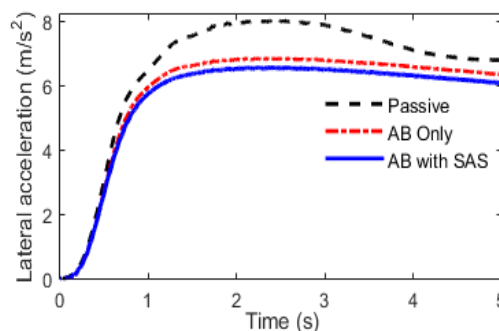
شکل ۱۴. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور ورودی پله فرمان (چرخش J شکل)

Fig. 14. Steering angle of front wheels for step steering input maneuver (J-turn)



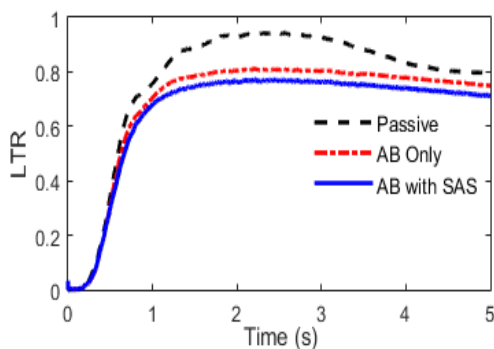
شکل ۱۷. سرعت غلت خودرو

Fig. 17. Vehicle roll rate



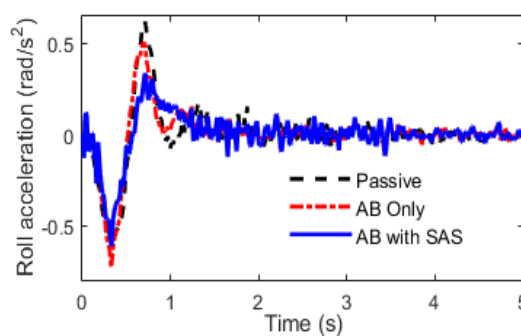
شکل ۱۶. شتاب جانبی خودرو

Fig. 16. Vehicle lateral acceleration



شکل ۱۹. نسبت انتقال بار جانبی

Fig. 19. Lateral load transfer ratio



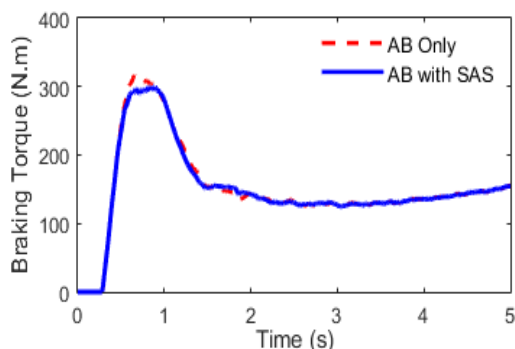
شکل ۱۸. شتاب غلت خودرو

Fig. 18. Vehicle roll acceleration

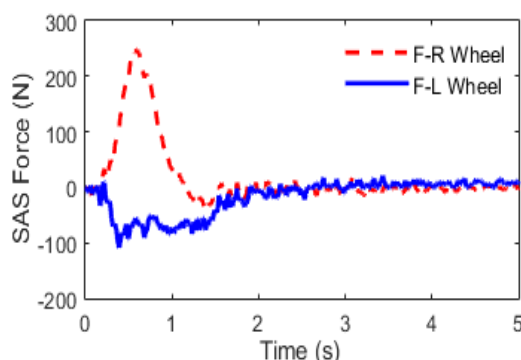
می‌شود. برای بررسی بهتر این موضوع، نمودار تغییرات کمیت نسبت انتقال بار جانبی به‌عنوان شاخص واژگونی خودرو در شکل ۱۹ نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، مقدار ماکزیمم این کمیت در سیستم ترمز فعال تنها، به‌میزان ۱۴ درصد نسبت به حالت غیرفعال کاهش یافته درحالی‌که این مقدار در سیستم کنترل ترکیبی به مرز ۱۹ درصد رسیده است.

نمودار نیروهای سیستم تعلیق نیمه‌فعال چرخ‌های جلو-راست و

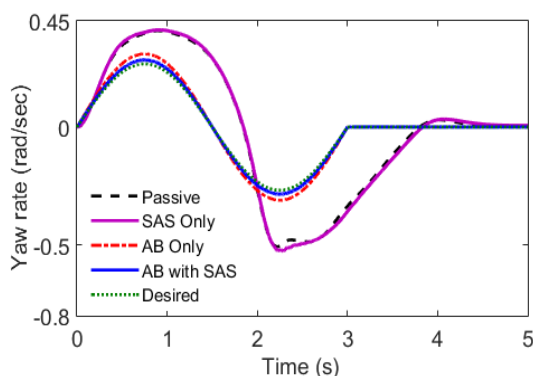
جدول ۶ ذکر شده‌اند. در شکل ۱۶ که نشانگر شتاب جانبی است، دیده می‌شود این کمیت در حالت کنترل ترکیبی، کاهش بیشتری داشته است. سرعت و شتاب زاویه غلت که از شاخص‌های ارزیابی کاهش بیش‌غلتي می‌باشد، به‌ترتیب در شکل ۱۷ و شکل ۱۸ نشان داده شده‌اند. کاهش این کمیت‌ها در سیستم کنترل ترکیبی شاسی بیشتر از سیستم ترمز فعال مشاهده شده که مطلوب می‌باشد؛ چراکه در مانورهای شدید، کاهش سرعت و شتاب غلت مانع بروز واژگونی



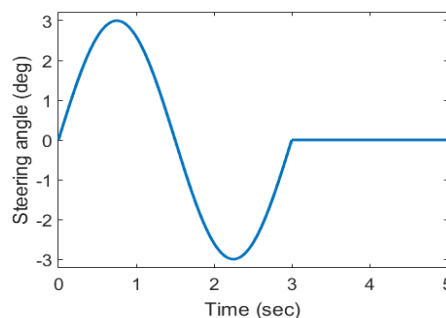
شکل ۲۱: گشتاور ترمزی فعال چرخ جلو-راست  
Fig. 21. Active braking torque of front-right wheel



شکل ۲۰: نیروهای سیستم تعلیق نیمه‌فعال برای چرخ‌های جلو  
Fig. 20. SAS control forces of front wheels



شکل ۲۳: نرخ چرخش خودرو در مانور تعویض خط  
Fig. 23. Vehicle yaw rate for lane change maneuver



شکل ۲۲: زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور تغییر مسیر خودرو  
Fig. 22. Steering angle of front wheels for vehicle lane change maneuver

نسبت به سیستم ترمز فعال ردیابی شده است.

#### ۴-۲- مانور تغییر مسیر

در این بخش، مانور تغییر مسیر که زاویه فرمان چرخ‌های آن، مطابق شکل ۲۲ است، جهت شبیه‌سازی انتخاب می‌شود.

در شکل ۲۳، نمودار سرعت چرخشی خودرو رسم شده است. همانطور که آشکار است، سیستم کنترل ترکیبی با دقت بالاتری نسبت به سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و ترمز فعال توانسته مقدار مطلوب سرعت چرخشی خودرو را دنبال کند. جهت ارزیابی عملکرد سیستم‌های کنترلی طراحی شده، از مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی نرخ چرخش خودرو استفاده شده به طوری که نتایج آن را می‌توان در جدول ۷ مشاهده نمود. با توجه به این جدول، مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطا در سیستم کنترل ترکیبی، کاهش قابل‌ملاحظه‌ای نسبت به حالات دیگر داشته است. البته در سیستم ترمز فعال نیز نتایج نسبتاً خوبی حاصل شده است. در شکل ۲۴، نمودار مسیر خودرو در مانور تعویض خط رسم

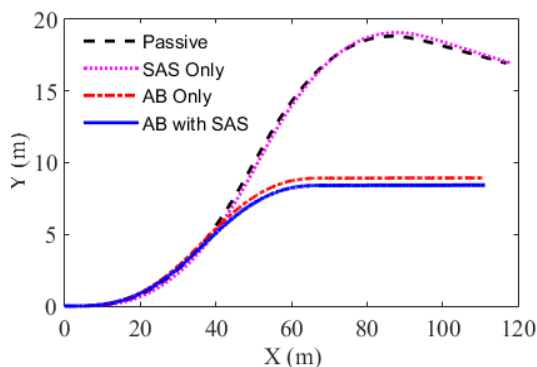
جدول ۶: بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی سرعت چرخشی در مانور ورودی پله فرمان

Table 6. The Maximum value and RMS of tracking error of yaw rate for step steering input maneuver

بیشینه خطا (rad/s)	میانگین مجذور مربعات خطا (rad/s)	استراتژی کنترلی
۰/۱۳۷	۰/۱۲۴	غیرفعال
۰/۰۳	۰/۰۱۵	فقط سیستم ترمز
۰/۰۱۹	۰/۰۰۶	ترکیب سیستم ترمز و تعلیق نیمه‌فعال

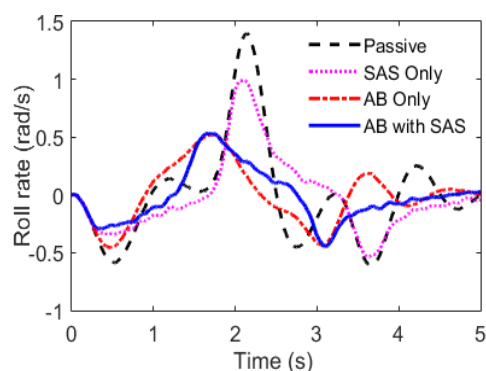
جلو-چپ در شکل ۲۰ رسم شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، دامنه تغییرات این نیروها در محدوده قابل‌قبولی است و نمودارها نیز هموار می‌باشند. نمودارهای گشتاور ترمزی فعال چرخ جلو-راست برای هر دو سیستم ترمز به‌تنهایی و کنترل ترکیبی در شکل ۲۱ رسم شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، دامنه گشتاور ترمزی در حد قابل‌قبولی بوده و تغییرات ناگهانی در آن دیده نمی‌شود.

باتوجه به نتایج به‌دست‌آمده در بالا، در مجموع می‌توان گفت ساختار کنترل ترکیبی سیستم‌های فعال شاسی نسبت به سیستم جداگانه ترمز فعال، بهتر توانسته پایداری غلتشی، جانبی و چرخشی خودرو را بهبود بخشد. سرعت چرخشی مطلوب نیز با دقت بالاتری



شکل ۲۴. مسیر خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 24. Vehicle trajectory for lane change maneuver



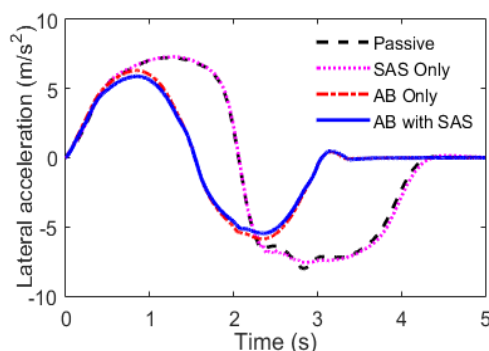
شکل ۲۶. سرعت غلت خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 26. Vehicle roll rate for lane change maneuver

جدول ۷. بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی سرعت چرخشی

Table 7. The Maximum value and RMS of tracking error of yaw rate

بیشینه خطا (rad/s)	میانگین مجذور مربعات خطا (rad/s)	استراتژی کنترلی
۰/۳۳۵	۰/۱۸۱	غیرفعال
۰/۳۵۷	۰/۱۸۸	فقط سیستم تعلیق نیمه‌فعال
۰/۰۴۲	۰/۰۲۳	فقط سیستم ترمز
۰/۰۱۶	۰/۰۰۹	ترکیب سیستم ترمز و تعلیق نیمه‌فعال



شکل ۲۵. شتاب جانبی خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 25. Vehicle lateral acceleration for lane change maneuver

شده است. همانطور که مشاهده می‌شود مسیر خودروهای مجهز به کنترل ترکیبی و سیستم تنها ترمز فعال به‌خوبی توانسته پس از تغییر مسیر، در خط مستقیم قرار گیرد؛ در حالی که در این ارتباط، عملکرد خودروهای غیرفعال و همراه با سیستم تعلیق نیمه‌فعال دچار ضعف زیادی شده است.

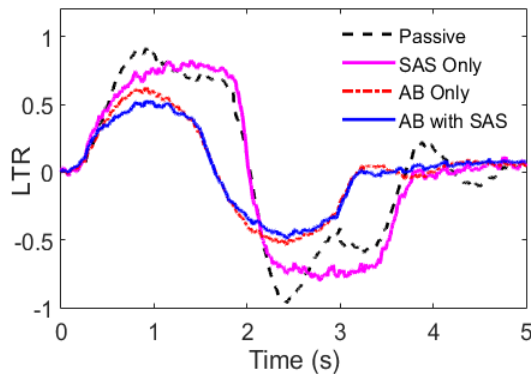
در شکل ۲۵ که شتاب جانبی خودرو رسم شده، این کمیت در سیستم کنترل ترکیبی شاسی و سیستم ترمز فعال نسبت به سیستم بدون کنترل به‌ترتیب به‌میزان ۱۸/۱ و ۱۲/۵ درصد کاهش یافته است که مطلوب می‌باشد. در خودرو با سیستم تعلیق نیمه‌فعال کاهش محسوسی مشاهده نمی‌شود.

و شتاب زاویه غلت که از فاکتورهای مهمی در بررسی واژگونی خودروها به‌شمار می‌آیند، به‌ترتیب در شکل ۲۶ و شکل ۲۷ نشان داده شده‌اند. کاهش این کمیت‌ها که احتمال بیش‌غلتي را می‌کاهد. شتاب زاویه‌ای غلت در سیستم کنترل ترکیبی شاسی، سیستم ترمز فعال و سیستم تعلیق نیمه‌فعال نسبت به سیستم غیرفعال به‌ترتیب به‌میزان

۷۴، ۶۴ و ۱۳ درصد کاهش یافته است که مطلوب می‌باشد. جهت ارزیابی احتمال واژگونی خودرو، نمودار تغییرات کمیت نسبت انتقال بار جانبی مورد بررسی قرار می‌گیرد که در شکل ۲۸ رسم شده است. همانطور که نمایان است، این کمیت در سیستم کنترل ترکیبی شاسی، سیستم ترمز فعال و سیستم تعلیق نیمه‌فعال نسبت به سیستم غیرکنترلی به‌ترتیب به‌میزان ۴۸، ۳۸ و ۲۰ درصد کاهش یافته که نشانگر این است که احتمال واژگونی خودرو در سیستم کنترل ترکیبی نسبت به سیستم غیرفعال بسیار کمتر شده و حتی نسبت به سیستم‌های کنترلی جداگانه نیز بهبود حاصل شده است. همچنین با توجه به نتایج شبیه‌سازی می‌توان گفت تفاوت محسوسی بین سیستم غیرفعال و به‌کارگیری تنها تعلیق نیمه‌فعال در بهبود پایداری خودرو ظاهر نمی‌شود.

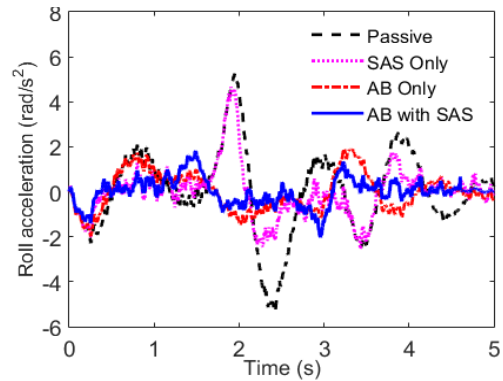
#### ۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، یک سیستم کنترل ترکیبی شاسی جهت بهبود



شکل ۲۸. نسبت انتقال بار جانبی در مانور تعویض خط

Fig. 28. Lateral load transfer ratio for lane change maneuver



شکل ۲۷. شتاب غلت خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 27. Vehicle roll acceleration for lane change maneuver

chassis control based on vertical and lateral tyre behaviour correlativity, *Vehicle System Dynamics*, 44(sup1) (2006) 506-519.

- [3] J. Zhang, J. Li, Integrated vehicle chassis control for active front steering and direct yaw moment control based on hierarchical structure, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 41(9) (2019) 2428-2440.
- [4] N. Ding, S. Taheri, An adaptive integrated algorithm for active front steering and direct yaw moment control based on direct Lyapunov method, *Vehicle System Dynamics*, 48(10) (2010) 1193-1213.
- [5] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, S.M. Savaresi, Vehicle dynamic stability improvements through gain-scheduled steering and braking control, *Vehicle System Dynamics*, 49(10) (2011) 1597-1621.
- [6] A. Tavasoli, M. Naraghi, H. Shakeri, Optimized coordination of brakes and active steering for a 4WS passenger car, *ISA transactions*, 51(5) (2012) 573-583.
- [7] S. Yim, K. Jeon, K. Yi, An investigation into vehicle rollover prevention by coordinated control of active anti-roll bar and electronic stability program, *International Journal of Control, Automation and Systems*, 10(2) (2012) 275-287.
- [8] M. Doumiati, O. Sename, L. Dugard, J.-J. Martinez-Molina, P. Gaspar, Z. Szabo, Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking, *European Journal of*

پایداری چرخشی و غلتشی خودرو با استفاده از سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال بر روی یک مدل کامل صحنه‌گذاری شده خودرو در نرم‌افزار آدامز ارائه گردید. سیستم ترمز فعال تفاضلی بر پایه کنترل مود لغزشی و سیستم تعلیق نیمه‌فعال بر اساس کنترل فازی طراحی شد.

سیستم ترمز فعال، باعث کاهش احتمال واژگونی خودرو با کم کردن سرعت طولی و شتاب جانبی می‌شود. از آنجاکه نیروهای طولی و عرضی تاثیر متاثر از نیروی عمودی وارد بر چرخ می‌باشند، کنترل نیروی عمودی تایرها هم می‌تواند در مباحث پایداری و فرمان‌پذیری خودرو مطرح شود. به همین منظور، سیستم تعلیق نیمه‌فعال در این مقاله به کار گرفته شد. نرخ انتقال بار جانبی که بر پایه زاویه غلت و شتاب‌های عرضی و غلتشی می‌باشد، به عنوان معیار واژگونی انتخاب گردید. الگوریتم کنترلی تحت مانورهای تغییر مسیر و زاویه پله فرمان با استفاده از شبیه‌سازی مشترک نرم‌افزارهای آدامز و متلب مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی، حاکی از عملکرد مناسب‌تر سیستم کنترل ترکیبی شاسی ارائه شده نسبت به سیستم جداگانه ترمز فعال، در تعقیب دقیق سرعت چرخشی مطلوب، کاهش انتقال بار جانبی، بهبود پایداری چرخشی و همچنین جلوگیری از بیش‌غلته می‌باشد.

#### مراجع

- [1] A.T. Van Zanten, R. Erhardt, K. Landesfeind, G. Pfaff, VDC systems development and perspective, *SAE transactions*, (1998) 424-444.
- [2] X. Shen, F. Yu, Investigation on integrated vehicle

- Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 232(3) (2018) 314-329.
- [18] M.A. Saeedi, A new robust combined control system for improving manoeuvrability, lateral stability and rollover prevention of a vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 234(1) (2020) 198-213.
- [19] M. Ataei, A. Khajepour, S. Jeon, A general rollover index for tripped and un-tripped rollovers on flat and sloped roads, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of automobile engineering, 233(2) (2019) 304-316.
- [20] X. Qian, C. Wang, W. Zhao, Rollover prevention and path following control of integrated steering and braking systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 234(6) (2020) 1644-1659.
- [21] S. Li, L. He, Co-simulation Study of Vehicle ESP System Based on ADAMS and MATLAB, JSW, 6(5) (2011) 866-872.
- [22] F. Ying, G. Yiming, Z. Hongni, Control for vehicle handling stability based on ADAMS and Matlab, in: 2010 International Conference on Computer Application and System Modeling (ICCASM 2010), IEEE, 2010, pp. V8-546-V548-549.
- [23] Z. Xiu-qin, Y. Bo, Y. Chao, X. Guan-neng, Research on ABS of multi-axle truck based on ADAMS/Car and Matlab/Simulink, Procedia Engineering, 37 (2012) 120-124.
- [24] S. Azadi, M. Vaziri, M. Hoseini, Vehicle dynamic control of a passenger car applying flexible body model, Vehicle system dynamics, 48(5) (2010) 587-617.
- [25] Z. Qi, S. Taheri, B. Wang, H. Yu, Estimation of the tyre-road maximum friction coefficient and slip slope based on a novel tyre model, Vehicle System Dynamics, 53(4) (2015) 506-525.
- [26] A. Bagheri, S. Azadi, A. Soltani, A combined use of adaptive sliding mode control and unscented Kalman filter estimator to improve vehicle Control, 19(2) (2013) 121-143.
- [9] P. Song, M. Tomizuka, C. Zong, A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles, Vehicle System Dynamics, 53(2) (2015) 215-236.
- [10] S. Yim, S. Kim, H. Yun, Coordinated control with electronic stability control and active front steering using the optimum yaw moment distribution under a lateral force constraint on the active front steering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 230(5) (2016) 581-592.
- [11] H. Her, E. Joa, K. Yi, K. Kim, Integrated chassis control for optimized tyre force coordination to enhance the limit handling performance, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 230(8) (2016) 1011-1026.
- [12] A. Tavasoli, M. Naraghi, Interior-point method to optimize tire force allocation in 4-wheeled vehicles using high-level sliding mode control with adaptive gain, Asian Journal of Control, 15(4) (2013) 1188-1200.
- [13] S. Rahimi, M. Naraghi, Design of an integrated control system to enhance vehicle roll and lateral dynamics, Transactions of the Institute of Measurement and Control, 40(5) (2018) 1435-1446.
- [14] P. Gáspár, J. Bokor, Z. Szabo, Active suspension in integrated vehicle control, INTECH Open Access Publisher, 2009.
- [15] H. Xiao, W. Chen, H. Zhou, J.W. Zu, Integrated control of active suspension system and electronic stability programme using hierarchical control strategy: theory and experiment, Vehicle System Dynamics, 49(1-2) (2011) 381-397.
- [16] S.-B. Lu, Y.-N. Li, S.-B. Choi, L. Zheng, M.-S. Seong, Integrated control on MR vehicle suspension system associated with braking and steering control, Vehicle System Dynamics, 49(1-2) (2011) 361-380.
- [17] A. Soltani, A. Bagheri, S. Azadi, Integrated vehicle dynamics control using semi-active suspension and active braking systems, Proceedings of the



- 263.
- [28] B. Zhu, Q. Piao, J. Zhao, L. Guo, Integrated chassis control for vehicle rollover prevention with neural network time-to-rollover warning metrics, *Advances in Mechanical Engineering*, 8(2) (2016) 1687814016632679.
- yaw stability, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 231(2) (2017) 388-401.
- [27] M. Salem, A.A. Aly, Fuzzy control of a quarter-car suspension system, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 53(5) (2009) 258-

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

*A. Soltani, Sh. Azadi, Combination of active braking and semi-active suspension systems to improve the roll and yaw vehicle stability, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(6) (2021) 3549-3570.*

DOI: [10.22060/mej.2020.18448.6817](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18448.6817)



