



## پیاده‌سازی تکنیک کنترل مقاوم جهت پایدارسازی عرضی خودرو الکتریکی موتور در چرخ

محمد امین قماش<sup>۱\*</sup>، رضا کاظمی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

<sup>۲</sup> استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۱۰/۰۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۰۱/۰۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۲/۲۶

### چکیده

در این پژوهش نسبت به ارائه و توسعه یک سیستم الگوریتم کنترل مقاوم جهت پایدارسازی خودرو الکتریکی موتور در چرخ با پیاده‌سازی تکنیک کنترل مود لغزشی اقدام می‌گردد. بر اساس الگوریتم کنترل پیشنهادی، یک کنترل وزنی اشتراکی مابین سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو پیاده‌سازی می‌گردد؛ همچنین از یک ضریب وزنی با استفاده از الگوریتم فازی جهت کنترل گشتاور چرخشی خودرو استفاده می‌گردد. در ادامه نسبت به توزیع بهینه گشتاور به چهار چرخ خودرو الکتریکی موتور در چرخ با لحاظ محدودیت حداکثر گشتاور موتور الکتریکی و با لحاظ ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر اقدام می‌گردد. سیستم کنترل پیشنهادی در نرم‌افزارهای متلب/سیمولینک- کارسیم به طور مشترک پیاده‌سازی می‌گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده عملکرد مطلوب و اثربخش سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی را به نمایش می‌گذارد.

**کلمات کلیدی:** سطح لغزش؛ پایدارسازی عرضی؛ زاویه لغزش جانبی خودرو؛ کنترل مقاوم.

## Implementation robust control technique to lateral stabilization for in-wheel motor electric vehicle

Mohammad amin Ghomashi<sup>1\*</sup>, Reza Kazemi<sup>2</sup>

<sup>1</sup> PhD student, Faculty of Mechanical Engineering, K.N.T University of Technology, Tehran, Iran

<sup>2</sup> Prof., Faculty of Mechanical Engineering, K.N.T University of Technology, Tehran, Iran

### Abstract

In this research, the presentation and development a robust control algorithm system for stabilization in-wheel motor electric vehicle by implementing the sliding mode control technique is carried out. Based on the proposed algorithm, a shared weight control is implemented between the yaw rate of vehicle and the sideslip angle of the vehicle. Also, a weighting coefficient is used using fuzzy algorithm to control the yaw torque of the vehicle. In the following, the optimal distribution of torque to the four wheels of in-wheel motor electric vehicle, considering the limit of the maximum torque of the electric motor and considering the coefficient of friction of the road surface and tire, is done. The proposed control system is jointly implemented in MATLAB/Simulink-Carsim softwares. The results of the performed simulations show the optimal and effective performance of the proposed control algorithm system.

**Keywords:** Sliding Surface; Lateral Stabilization; Vehicle Sideslip Angle; Robust Control.

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، فشار دوگانه ناشی از بحران سوخت و نیاز به افزایش حفاظت از محیط زیست، سبب توسعه سریع خودروهای الکتریکی گردیده‌است. به خصوص توسعه خودروهای الکتریکی موتور در چرخ در دستور کار صنعتگران و خودروسازان قرار گرفته‌است. با توجه به ویژگی‌های خودروهای الکتریکی موتور در چرخ در خروجی گشتاور قابل کنترل و پاسخ سریع سیستم، شرایط مناسبی جهت تحلیل، بررسی و تحقیق در خصوص کنترل پایدار خودرو فراهم گردیده‌است [۱]. همچنین در سال‌های اخیر سیستم‌های کمک راننده جهت بهبود ویژگی‌های مانورپذیری خودرو توسعه داده شده‌اند. ویژگی‌های مانورپذیری خودرو به طور نمونه پاسخ خودرو به دستورات فرمان راننده و همچنین پاسخ به ورودی‌های محیطی است. به طور نمونه از اغتشاشات جاده و وزش باد جانبی به عنوان ورودی‌های محیطی می‌توان نام برد که بر روی مسیر حرکت خودرو اثرگذار می‌باشند [۲]. در سال‌های اخیر سیستم‌های متفاوتی جهت کنترل مسیر حرکت خودرو طراحی شده‌است. این سیستم‌ها سبب افزایش ایمنی خودرو می‌گردد. به همین سبب به عنوان سیستم کنترل پایدار خودرو شناخته می‌شوند. در سیستم کنترل پایدار خودرو، کنترل دینامیک جانبی خودرو نقش کلیدی را ایفا می‌نماید که به پایدارسازی خودرو در مانورهای اضطراری و بحرانی کمک می‌نماید. سیستم کنترل پایدار خودرو<sup>۱</sup> دو نوع اصلی دارد. یک، سیستم فرمان جلو فعال<sup>۲</sup> و دوم، سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو حول محور یاو<sup>۳</sup>. سیستم فرمان جلو فعال به راننده در جهت بهبود دینامیک عرضی خودرو از طریق تصحیح زوایای چرخ جلو کمک می‌نماید [۸-۳]. مشکل عمده سیستم فرمان جلو فعال در کاهش توانایی این سیستم در محدوده‌های غیرخطی اشباع نیروهای عرضی تأیر است. به همین علت جهت پایدارسازی خودرو در حالت‌های خطی و غیرخطی نیروهای عرضی تأیر، سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو حول محور یاو توسعه داده شده‌است [۱۴-۹]. سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو حول محور یاو عملکرد عرضی خودرو را با ایجاد گشتاور اصلاحی تولید شده توسط نیروی طولی تأیرها بهبود می‌بخشد. این نیروهای طولی

تأیرها از سیستم ترمز خودرو حاصل می‌گردد. با توجه به اینکه شرایط جاده و محیط اطراف آن متغیر است، پیش‌بینی‌های دقیق در خصوص پایدارسازی دشوار است [۱۵]. در شرایط جاده مطلوب خودرو قادر به عمل مطابق با فرمان و قصد راننده است [۱۶]. در حالیکه، در جاده با شرایط بحرانی، خودرو قادر به عمل مطابق با فرمان و قصد راننده نمی‌باشد و این موضوع ممکن است، سبب انحراف خودرو و در نهایت ناپایداری خودرو گردد [۱۷]. با افزایش سرعت خودرو و تغییرات مداوم در جریان ترافیک، احتمال بروز تصادف را افزایش می‌دهد [۱۸]. در این میان، تضمین و ایجاد اطمینان زمان و مکان همگام‌سازی مابین سنسورهای مختلف جهت ورودی‌های سیگنال کنترل خودرو ضروری است [۱۹]. این موضوع یک چالش جهت کنترل پایدار خودرو است. بنابراین، کنترل پایدار تطبیقی جهت خودرو الکتریکی موتور در چرخ، توسط موتورهای درون چرخ به یک موضوع تحقیقاتی تبدیل شده است [۲۰]. با توجه به ویژگی‌های خودروهای الکتریکی موتور در چرخ، به طور گسترده‌ای در روش‌های کنترل پایدار مانند سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو، سیستم فرمان جلو فعال و برخی از سیستم‌های کنترل یکپارچه مورد استفاده واقع می‌گردد [۲۱]. سیستم فرمان جلو فعال با استفاده از یک زاویه فرمان اضافی مطابق با وضعیت خودرو قادر به بهبود پایدارسازی خودرو در پیچ‌ها است [۲۲]. سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو قادر است با یک گشتاور چرخشی انحرافی نسبت به کنترل حرکت عرضی خودرو جهت دستیابی به پایدارسازی مطلوب خودرو در مناطق کاری خطی و غیرخطی تأیرها اقدام نماید [۲۳]. در خودروهای الکتریکی موتور در چرخ، مسئله اصلی سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو، نحوه محاسبه گشتاور چرخشی بهینه، تولید گشتاور مطلوب و تخصیص گشتاور هر چرخ است. در تعدادی از سیستم‌ها جهت کنترل پایدارسازی خودرو نسبت به یکپارچه‌سازی سیستم فرمان جلو فعال و سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو اقدام می‌گردد. به طور نمونه، در پژوهشی نسبت به طراحی یک الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل تطبیقی تقسیم‌بندی شده اقدام شده است [۲۴]. کنترلر پیشنهادی با تنظیم وزن مابین سیستم فرمان جلو فعال و سیستم کنترل گشتاور چرخشی بر اساس پایدارسازی

<sup>3</sup> Direct yaw control system

<sup>1</sup> Vehicle stability control system

<sup>2</sup> Active front steering system

اقدام می‌نماید. با اینحال زمانیکه خودرو در حالت ناپایدار واقع می‌گردد، تایرها هم در محیط کاری غیرخطی قرار دارند. به دلیل چسبندگی محدود، نیروهای عرضی تایرها در حالت اشباع قرار می‌گیرد. در این حالت، تغییر وضعیت خودرو از طریق فرمان غیرممکن می‌باشد و سیستم کنترل پایداری الکترونیک بر اساس فرمان قادر به اثربخشی مطلوب در جهت بهبود پایداری و مانورپذیری خودرو نمی‌باشد [۲۴]. بنابراین، این پژوهش عمدتاً بر روی سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو جهت بهبود پایداری و مانورپذیری خودرو الکتریکی موتور در چرخ تمرکز دارد. سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو با توجه به اطلاعات دریافت شده از سنسورها یا روش‌های تخمین، نسبت به تعیین وضعیت پایداری خودرو اقدام می‌نماید. الگوریتم‌ها و استراتژی‌های کنترل متفاوتی جهت ردیابی و کنترل حالت‌های مرجع خودرو جهت حصول گشتاور چرخشی اضافی مورد نیاز برای کنترل پایداری خودرو مورد طراحی و استفاده واقع می‌گردد. سپس، تخصیص‌دهنده کنترل گشتاور چرخ جهت تولید گشتاور چرخشی مورد نیاز پیاده‌سازی می‌گردد [۲۵]. در حال حاضر، تعداد زیادی از تیوری‌های کنترل، به طور نمونه تناسبی-انتگرال-گیر-مشتق‌گیر، تنظیم‌کننده درجه دوم خطی، کنترل مود لغزان و کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل جهت مطالعه سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو مورد استفاده واقع گردیده است. در پژوهشی، یک الگوریتم سیستم کنترل گشتاور چرخشی خودرو بر اساس یک کنترلر تناسبی-مشتق‌گیر-انتگرال‌گیر جهت تنظیم سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو برای رسیدن به میزان مطلوب مورد استفاده واقع می‌گردد [۲۶]. در پژوهش دیگری نسبت به ارائه یک کنترلر بر اساس تنظیم‌کننده خطی درجه دوم جهت یم خودرو الکتریکی موتور در چرخ با چهار چرخ محرک با رفتار دینامیکی قابل تغییر اقدام می‌گردد [۲۷]. در پژوهشی نسبت به تقویت پایداری چرخشی خودرو الکتریکی موتور در چرخ با بکارگیری کنترل مود لغزشی تطبیقی و توزیع منتسب نیروهای طولی اقدام می‌گردد [۲۸]. یک روش کنترل پایداری چرخشی هماهنگ چند لایه بر اساس کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل لغزشی که سبب بهبود پایداری و مانورپذیری خودرو الکتریکی موتور در چرخ تحت شرایط پیچیده جاده پیشنهاد می‌گردد [۲۹]. در پژوهش دیگری نسبت به پیشنهاد الگوریتمی در جهت تضمین

پایداری جانبی تحت عدم قطعیت سرعت طولی خودرو اقدام می‌گردد. با اینحال، استحکام روش کنترل تناسبی-مشتق‌گیر-انتگرال‌گیر و تنظیم‌کننده درجه دوم خطی تحت شرایط پیچیده مطلوب نمی‌باشد. در حالت مشابه روش کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل هنگامیکه دقت مدل دینامیکی پائین است. با ایجاد راه‌حل‌های بهینه‌سازی تکرار شونده و با ارائه مدل‌های دقیق نسبت به حل مسئله اقدام می‌نماید [۳۰]. با لحاظ شرایط غیرخطی قوی و با در نظر گرفتن عدم قطعیت پارامترها در خودرو الکتریکی موتور در چرخ و با لحاظ شرایط کاری شدید و بحرانی، روش کنترل مود لغزان که دارای یک ساختار ساده و با راندمان مطلوب در حل سریع و دارای استحکام خوب و مطلوب تحت حضور اغتشاش‌های خارجی و خطاهای مدل‌سازی است؛ بنابراین روش الگوریتم کنترل مود لغزشی جهت طراحی یک استراتژی کنترل گشتاور چرخشی در این پژوهش مورد استفاده واقع می‌گردد. روش کنترل مود لغزان به دلیل عدم حساسیت و مقاومت بالا در مقابل اختلال‌های خارجی و عدم قطعیت‌ها پیاده‌سازی می‌گردد. به طور نمونه، در پژوهشی نسبت به طراحی یک الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی اضافی بر اساس کنترل مود لغزشی و با لحاظ زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو حول محور یاو و جابجایی خودرو به عنوان متغیرهای کنترل اقدام می‌گردد [۳۱]. در تحقیقی، یک سیستم کنترل مود لغزان با لحاظ انتقال بار سیستم تعلیق و ویژگی‌های دینامیکی جهت کنترل گشتاور خروجی هر موتور درون چرخ و بهبود پایداری جانبی خودرو مورد طراحی واقع می‌گردد [۳۲]. با اینحال، استفاده از ضرایب وزنی ثابت طراحی سطح لغزش در سیستم کنترل مود لغزشی تحت شرایط کاری مختلف، اطمینان لازم در سازگاری و تطبیق‌پذیری سیستم را دشوار می‌نماید. در پژوهش دیگری، نسبت به طراحی و پیشنهاد یک کنترلر مود لغزشی تطبیقی جهت حصول گشتاور چرخشی اصلاحی، ایجاد شده از طریق کنترل مستقیم گشتاورهای ترمزی و رانشی چهار موتور درون چرخ جهت بهبود پایداری جانبی و فرمان‌پذیری اقدام می‌گردد [۳۳]. در تحقیقی، یک الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی بر اساس کنترل مود لغزشی و توزیع گشتاورهای ترمزی و رانشی برای هر چرخ ارائه می‌گردد [۳۴]. این تحقیقات برخی از نقاط مراجع را جهت کنترل پایداری خودرو الکتریکی موتور در چرخ

## ۲- مدل‌سازی دینامیکی

### ۲-۱- مدل دینامیک خودرو

مدل‌سازی دینامیکی خودرو جهت کنترل دینامیک خودرو از اهمیت بالایی برخوردار است. با استفاده از یک مدل دو درجه آزادی می‌توان پایداری خودرو را تحلیل و بررسی نمود. مدل دو درجه آزادی پیشنهادی، شامل دو درجه آزادی، حرکت جانبی خودرو و حرکت چرخشی خودرو که به ترتیب با  $\gamma$  و  $\psi$  نمایش داده می‌شود و بیانگر ویژگی‌های دینامیکی مهم جهت تجزیه و تحلیل پایداری خودرو است. معادلات حرکت را در رابطه‌های شماره (۱) و (۲) می‌توان تعریف نمود [۲۷].

$$mu(\dot{\beta} + r) = C_f \left( \beta + \frac{l_f r}{u} - \delta \right) + C_r (\beta - \frac{l_r r}{u}) \quad (1)$$

$$I_z \dot{r} = l_f C_f (\beta + \frac{l_f r}{u} - \delta) - l_r C_r (\beta - \frac{l_r r}{u}) \quad (2)$$

که  $m$  معرف جرم خودرو است. سرعت طولی خودرو و زاویه لغزش جانبی خودرو به ترتیب با  $u$  و  $\beta$  نمایش داده می‌شود.  $r$  نشان‌دهنده سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو است. فاصله مابین محور جلو عقب خودرو تا مرکز ثقل خودرو به ترتیب با  $l_f$  و  $l_r$  نشان داده می‌شود.  $C_f$  و  $C_r$  به ترتیب معرف سفتی گوشه تایرهای عقب و جلو است. زاویه فرمان چرخ جلو و ممان اینرسی خودرو به ترتیب با  $\delta$  و  $I_z$  نمایش داده می‌شود. کنترل دینامیک خودرو همیشه یکی از شاخه‌های مهم تحقیقاتی در زمینه خودرو است. حالت‌های سینماتیکی و دینامیکی خودرو، مانده زاویه لغزش جانبی خودرو را می‌توان بر اساس یک فیلتر کالمن تخمین نمود. با توجه به تاثیر شرایط جاده و چسبندگی حالت خودرو، محدوده سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو بایستی در نظر گرفته شود؛ بنابراین، می‌توان زاویه لغزش جانبی مطلوب خودرو و سرعت زاویه چرخشی مطلوب خودرو حول محور یاو را در رابطه‌های شماره (۳) و (۴) تعریف نمود [۳۳].

$$\beta_a = \min \left[ \arctan(0.02\mu g), \left| \left( \frac{l_r}{L(1 + K_s u^2)} + \frac{m l_f u^2}{L^2(1 + K_s u^2)} \right) \delta \right| \right] \cdot \text{sgn}(\delta) \quad (3)$$

فراهم می‌نماید. با اینحال، عدم قطعیت از شرایط جاده در توزیع گشتاور لحاظ نشده است و الزامات تطبیق‌پذیری و سازگاری خودرو مطلوب نمی‌باشد. با لحاظ پیچیدگی محیط رانندگی و شرایط کاری پیچیده، تاثیر غیرخطی کنترل خودرو منجر به ایجاد اختلال در عملکرد ردیابی به عنوان یک مسئله کلیدی است که بایستی با طراحی و توسعه الگوریتم‌های کنترلی مورد بررسی و حل واقع گردد. در این پژوهش، یک سیستم الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی که قادر است با بکارگیری تنظیم هوشمند ضریب سطح مود لغزش از طریق استراتژی کنترل فازی سبب بهبود عملکرد تطبیق‌پذیری سیستم و پایداری خودرو گردد. هدف از این پژوهش، بهبود عملکرد تطبیقی الگوریتم کنترل با پیاده‌سازی تنظیم‌کننده پیشرفته و هوشمند از طریق قانون کنترل فازی است که باعث بهبود عملکرد پایداری خودرو الکتریکی موتور در چرخ در شرایط پیچیده جاده و تایر و در مانورهای اضطراری می‌گردد. نوآوری این پژوهش به شرح زیر قابل ذکر می‌باشد. در این پژوهش نسبت به طراحی و توسعه یک الگوریتم کنترل پایداری تطبیقی جهت یک خودرو الکتریکی موتور در چرخ اقدام می‌گردد. شامل یک لایه بالایی که وظیفه ردیابی حرکت جهت تولید گشتاور چرخشی اضافی را بر عهده دارد و یک لایه پائینی، که وظیفه توزیع گشتاور بهینه‌سازی شده جهت اختصاص به هر چرخ را بر عهده دارد. گشتاور چرخشی بهینه از طریق الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی تعیین می‌گردد که شامل ضریب اصطکاک سطح جاده و محدودیت حداکثر گشتاور موتور است؛ همچنین در این پژوهش ضریب چسبندگی سطح جاده و تایر با یک استراتژی فازی تخمین زده می‌شود و نهایتاً مسئله توزیع گشتاور به صورت یک مسئله حل بهینه با محدودیت‌ها تحلیل می‌گردد.

ساختار این مقاله به شرح زیر است: بخش دوم، به معرفی مدل دینامیکی خودرو الکتریکی موتور در چرخ می‌پردازد. سیستم کنترل پایداری تطبیقی بر اساس الگوریتم کنترل مود لغزشی به همراه جزئیات در بخش سوم معرفی می‌گردد. در بخش چهارم نسبت به تحلیل و بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده اقدام می‌گردد. در ادامه نتیجه‌گیری ارائه شده است.

۲-۳- دینامیک تایر

با فرض وابستگی خطی نیروی اصطکاک تایرها به نیروی عمودی هر تایر، می‌توان نیروی اصطکاک طولی یا عرضی تایر را با رابطه شماره (۸) بیان نمود.

$$F_{Y_{\tau,\varepsilon}} = \mu_{K_{\tau,\varepsilon}} F_{Z_{\tau,\varepsilon}} \cdot K \in \{x, y\}, \tau \in \{f, r\}, \varepsilon \in \{l, r\} \quad (8)$$

که  $F_{Z_{\tau,\varepsilon}}$  معرف بار عمودی هر یک از تایرهای جلو و عقب بوده و  $\mu_{K_{\tau,\varepsilon}}$  نیز بیانگر ضریب اصطکاک طولی یا عرضی تایر است. نیروی عمودی تایر با روابط شماره (۹) الی (۱۲) توصیف می‌گردد.

$$F_{Z_{f,l}} = m \left[ \frac{gl_r - a_x h_{cg} - F_{aero} h_{aero} / m}{2(l_f + l_r)} - \frac{l_r a_y h_{cg}}{(l_f + l_r) t_w} - \frac{0.6 F_{aero}}{4} \right] \quad (9)$$

$$F_{Z_{f,r}} = m \left[ \frac{gl_r - a_x h_{cg} - F_{aero} h_{aero} / m}{2(l_f + l_r)} + \frac{l_r a_y h_{cg}}{(l_f + l_r) t_w} - \frac{0.6 F_{aero}}{4} \right] \quad (10)$$

$$F_{Z_{r,l}} = m \left[ \frac{gl_f + a_x h_{cg} + F_{aero} h_{aero} / m}{2(l_f + l_r)} - \frac{l_f a_y h_{cg}}{(l_f + l_r) t_w} - \frac{0.6 F_{aero}}{4} \right] \quad (11)$$

$$F_{Z_{r,r}} = m \left[ \frac{gl_f + a_x h_{cg} + F_{aero} h_{aero} / m}{2(l_f + l_r)} + \frac{l_f a_y h_{cg}}{(l_f + l_r) t_w} - \frac{0.6 F_{aero}}{4} \right] \quad (12)$$

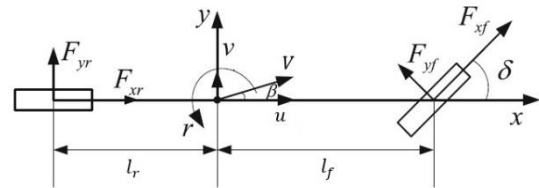
که  $h_{cg}$  و  $h_{aero}$  به ترتیب معرف شتاب جاذبه، ارتفاع مرکز اعمال نیروی آیرودینامیکی از سطح جاده و ارتفاع مرکز جرم از سطح جاده است. عبارت  $0.6 F_{aero}$  بیانگر نیروی آیرودینامیکی است که در جهت قائم به خودرو اعمال می‌گردد. در این پژوهش فرض می‌شود که این نیرو به صورت برابر بین تایرها تقسیم شده است. همچنین ضریب  $\mu_{K_{\tau,\varepsilon}}$  نیز می‌تواند با استفاده از فرمول پژو کا جادویی محاسبه گردد [۲۹].

$$r_d = \min \left[ \frac{0.85 \mu g}{u}, \left| \frac{u \delta}{L(1 + K_s u^2)} \right| \right] \cdot \text{sgn}(\delta) \quad (4)$$

که  $r_d$  و  $\beta_d$  به ترتیب معرف زاویه لغزش جانبی مطلوب خودرو و سرعت زاویه چرخشی مطلوب خودرو حول محور یاء است.  $L$  نشان‌دهنده فاصله محورهای جلو و عقب خودرو است.  $\mu$  و  $g$  به ترتیب معرف ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر و شتاب گرانشی است. تابع علامت با  $(\text{Sign}())$  نشان داده می‌شود و  $K_s$  معرف ضریب پایداری است که در رابطه شماره (۵) توصیف می‌گردد [۳۴].

$$K_s = \frac{m}{(l_f + l_r)} \left( \frac{l_f}{C_r} - \frac{l_r}{C_f} \right) \quad (5)$$

مدل دوچرخه خودرو در شکل شماره (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱- مدل دوچرخه خودرو

۲-۲- معادله چرخ

چرخ یکی از زیرسیستم‌ها در تحلیل رفتار دینامیکی خودرو در حالت‌های شتابگیری و ترمزگیری است.

$$I_w \frac{d\omega_j}{dt} = T_{d_j} - T_{b_j} - F_{x_j} R - T_{Roll} \quad (6)$$

که  $I_w$  ممان اینرسی دورانی چرخ،  $F_x$  نیروی طولی تایر،  $R$  شعاع موثر چرخ،  $T_b, T_d$  به ترتیب معرف گشتاور ترمزی و رانشی است. همچنین گشاور مقاوم غلتشی نیز با استفاده از رابطه شماره (۷) قابل محاسبه است.

$$T_{Roll} = f_r R F_z \quad (7)$$

که  $f_r$  و  $F_z$  به ترتیب معرف مقاومت غلتشی تایر و نیروی نرمال تایر است.

را می‌توان با استفاده از روابط شماره (۲۲) الی (۲۵) تعیین نمود.

$$\alpha_{f,l} = \delta - \arctan\left(\frac{v + rl_f}{u - r t_w/2}\right) \quad (22)$$

$$\alpha_{f,r} = \delta - \arctan\left(\frac{v + rl_f}{u + r t_w/2}\right) \quad (23)$$

$$\alpha_{r,l} = -\arctan\left(\frac{v - rl_r}{u - r t_w/2}\right) \quad (24)$$

$$\alpha_{r,r} = -\arctan\left(\frac{v - rl_r}{u + r t_w/2}\right) \quad (25)$$

حال که زاویه لغزش مشخص گردید، با کمک روابط (۲۶) و (۲۷) می‌توان لغزش عرضی را محاسبه نمود. حالت اول ( $\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} \leq 0$ ):

$$\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau,\varepsilon}} \sin(\alpha_{\tau,\varepsilon})}{v_{cw_{\tau,\varepsilon}}}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (26)$$

حالت دوم ( $\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} > 0$ ):

$$\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}} = \tan(\alpha_{\tau,\varepsilon}) \cdot \tau \in \{f,r\} \cdot \varepsilon \in \{l,r\} \quad (27)$$

پارامترهای مدل دینامیکی خودرو مورد نظر در جدول شماره (۱) ارائه شده‌اند [۲۷].

جدول ۱- پارامترهای خودرو [۲۷]

مقدار	واحد	نماد پارامتر
۱۴۱۱	kg	$m$
۰/۴۵	-	$C_d$
۲/۶	kgm <sup>2</sup>	$I_w$
۱/۴۸	m	$t_w$
۱/۵۶	m	$l_f$
۱/۰۴	m	$l_r$
۰/۵۴	m	$h_s$
۲۰۳۱/۴	kgm <sup>2</sup>	$I_z$

### ۳- الگوریتم کنترل پایداری

در این پژوهش نسبت به طراحی و توسعه یک سیستم الگوریتم کنترل پایداری جهت یک خودرو الکتریکی موتور در چرخ اقدام می‌گردد. شامل دو لایه کنترلی است که لایه اول، وظیفه

$$\mu_{k_{\tau,\varepsilon}} = \frac{\sigma_{k_{\tau,\varepsilon}}}{\sigma_{\tau,\varepsilon}} \mu_{\tau,\varepsilon} \cdot k \in \{x,y\}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (13)$$

$$\mu_{\tau,\varepsilon} = D_{\tau,\varepsilon} \sin(C_{\tau,\varepsilon} \arctan(B_{\tau,\varepsilon} \sigma_{\tau,\varepsilon})) \cdot \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (14)$$

که  $B_{\tau,\varepsilon}, C_{\tau,\varepsilon}, D_{\tau,\varepsilon}$  ضرایب ثابتی هستند که برای تایر و جاده مورد نظر مشخص می‌باشند. همچنین در این پژوهش فرض می‌شود که این ضرایب برای چهار تایر یکسان باشند.  $\sigma_{\tau,\varepsilon}$  بیانگر لغزش کل تایر بوده که تابعی از لغزش‌های طولی و عرضی تایر است [۲۹].

$$\sigma_{\tau,\varepsilon} = \sqrt{\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}}^2 + \sigma_{y_{\tau,\varepsilon}}^2}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (15)$$

لغزش طولی هر یک از تایرهای جلو یا عقب تابعی از سرعت طولی نقطه تماس تایر با سطح جاده ( $v_{cw_{\tau,\varepsilon}}$ ) و سرعت طولی معادل دوران چرخ ( $v_{rw_{\tau,\varepsilon}}$ ) بوده و با رابطه شماره (۱۶) قابل تعریف است.

$$\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau,\varepsilon}} - v_{cw_{\tau,\varepsilon}}}{\max(v_{rw_{\tau,\varepsilon}}, v_{cw_{\tau,\varepsilon}})}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (16)$$

سرعت طولی نقطه تماس هر یک از تایرها با سطح جاده برای را می‌توان با کمک روابط شماره (۱۷) الی (۲۰) محاسبه نمود.

$$v_{cw_{f,l}} = v_{cg} - r \left( \frac{T}{2} - l_f \beta \right) \quad (17)$$

$$v_{cw_{f,r}} = v_{cg} + r \left( \frac{T}{2} + l_f \beta \right) \quad (18)$$

$$v_{cw_{r,l}} = v_{cg} - r \left( \frac{T}{2} + l_r \beta \right) \quad (19)$$

$$v_{cw_{r,r}} = v_{cg} + r \left( \frac{T}{2} - l_r \beta \right) \quad (20)$$

همچنین سرعت طولی معادل دوران چرخ نیز از رابطه شماره (۲۱) قابل محاسبه است [۳۰].

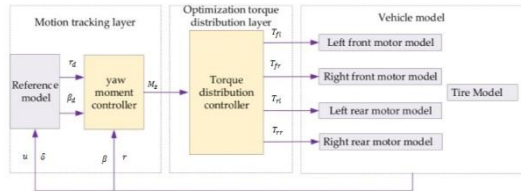
$$v_{rw_{\tau,\varepsilon}} = r_{w_{\tau,\varepsilon}} \omega_{\tau,\varepsilon}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (21)$$

که  $\omega_{\tau,\varepsilon}$  سرعت دورانی چرخ است.

جهت محاسبه لغزش عرضی تایر، ابتدا باید زاویه لغزش تایر معین گردد [۳۵] زوایه‌های لغزش تایرهای جلو و عقب

$$|k_1\beta - k_2\beta| \leq 1 \quad (29)$$

که  $k_1$  و  $k_2$  نشان‌دهنده ضرایب قضاوت مرز پایداری می‌باشند.



شکل ۲- ساختار سیستم الگوریتم کنترل پایداری پیشنهادی

### ۳-۱- سیستم کنترل گشتاور چرخشی

سیستم الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی خودرو الکتریکی موتور در چرخ بر اساس الگوریتم کنترل مود لغزشی جهت دستیابی به کنترل ترکیبی سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو مورد طراحی و توسعه واقع می‌گردد. خروجی الگوریتم کنترلی، گشتاور چرخشی است که قادر به بهبود پایداری خودرو است. طراحی و انتخاب سطح مود لغزش، یک مسئله کلیدی در توسعه سیستم کنترل مود لغزشی است که بر روی کیفیت دینامیک سیستم موثر است. برای تحقق کنترل پایداری تطبیقی خودرو الکتریکی موتور در چرخ، سطح مود لغزش در رابطه شماره (۳۰) مورد توصیف واقع می‌گردد.

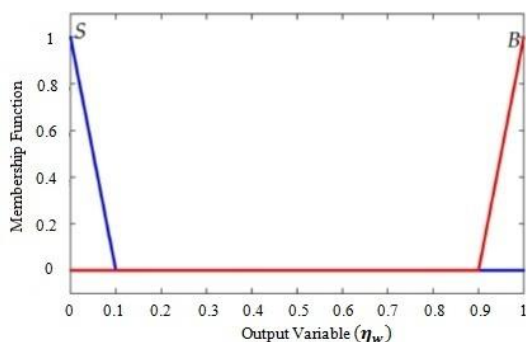
$$s = \eta_w(r - r_d) + (1 - \eta_w)(\beta - \beta_d) \quad (30)$$

که  $\eta_w$  بیانگر ضریب وزنی کنترل ترکیبی زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو است. به دلیل تفاوت در شرایط سطح جاده و تایر، درجات مختلفی از ناپایداری اتفاق خواهد افتاد. از اینرو، برای دستیابی به آن لازم است که سطح مود لغزشی با ضرایب مختلف جهت دستیابی به اثرات کنترل سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو و جهت دستیابی به کنترل پایداری تطبیقی خودرو مورد طراحی واقع گردد. زمانیکه میزان واقعی زاویه لغزش جانبی خودرو کمتر از  $k_1$  (میزان حد پائین‌تر از زاویه لغزش جانبی خودرو) باشد، خودرو دارای درجه کمی از ناپایداری می‌گردد. در این شرایط، سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به کنترل نیاز داشته و  $\eta_w$  روی عدد یک

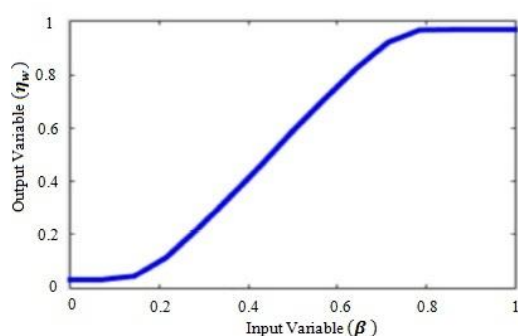
ردیابی حرکت را بر عهده دارد و لایه دوم، وظیفه توزیع گشتاور بهینه را ایفا می‌نماید. در لایه اول، یک الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی جهت دستیابی به هدف ردیابی حالت مطلوب در زمان واقعی و بلادرنگ مورد طراحی واقع می‌گردد. در لایه دوم، یک الگوریتم کنترل توزیع گشتاور جهت تخصیص گشتاورهای مورد نیاز به موتورهای درون چرخ خودرو الکتریکی طراحی و توسعه داده می‌شود. شکل شماره (۲) ساختار الگوریتم کنترل پایداری تطبیقی جهت یک خودرو الکتریکی موتور در چرخ را نمایش می‌دهد. زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو حول محور یاو دو فاکتور کلیدی در تجزیه و تحلیل پایداری خودرو است [۲۷ و ۳۱]. سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو نشان‌دهنده درجه چرخش خودرو حول محور چرخشی خودرو است و برای توصیف پایداری خودرو در جهت چرخشی مورد استفاده واقع می‌گردد. زاویه لغزش جانبی خودرو، زاویه مابین جهت سرعت طولی خودرو و جهت حرکت خودرو در مرکز گرانشی را به خوبی منعکس می‌نماید [۳۵ و ۳۲]. این دو فاکتور به خوبی قادر به منعکس نمودن پایداری خودرو است [۲۹]. از اینرو، در این پژوهش از ترکیب زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به عنوان متغیرهای پایداری جهت ارزیابی پایداری خودرو استفاده می‌گردد. خطا سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو که میزان اختلاف مابین سرعت زاویه چرخشی واقعی خودرو حول محور یاو و با پیاده‌سازی مدل دو درجه آزادی غیرخطی خودرو مورد حصول واقع می‌گردد. در غیر این صورت، خودرو در وضعیت پایداری است. رابطه شماره (۲۸) قضاوت در خصوص سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو را توصیف می‌نماید [۳۰].

$$|r - r_d| < \varphi r_d \quad (28)$$

که  $\varphi$  نشان‌دهنده ضریب قضاوت پایداری سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو است. پایداری خودرو را می‌توان بر اساس تجزیه و تحلیل صفحه فاز هم تعیین نمود. مطابق با تئوری تجزیه و تحلیل صفحه فاز، از صفحه فاز زاویه لغزش جانبی خودرو-سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو می‌توان جهت قضاوت در خصوص پایداری خودرو استفاده نمود [۳۳].



شکل ۴- تابع عضویت متغیر خروجی



شکل ۵- تابع عضویت رابطه مابین متغیرهای ورودی و خروجی

با توجه به رابطه شماره (۳۰) و انجام فرآیند مشتق‌گیری، مشتق سطح لغزش در رابطه شماره (۳۱) قابل تعریف است.

$$\dot{s} = \eta_w(\dot{r} - \dot{r}_d) + (1 - \eta_w)(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) \quad (31)$$

که رابطه شماره (۳۲) هم قابل حصول است.

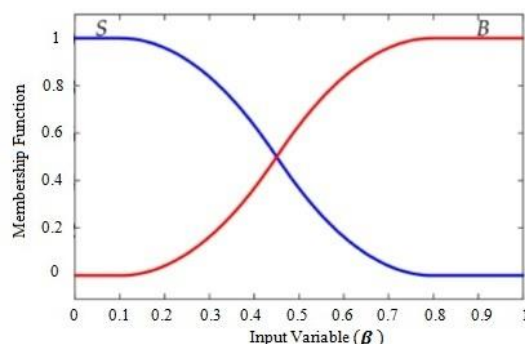
$$\dot{r} = \frac{\dot{s} - (1 - \eta_w)(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d)}{\eta_w} + \dot{r}_d \quad (32)$$

در این پژوهش نسبت به انتخاب و پیاده‌سازی قانون رویکرد سرعت ثابت به شرح رابطه شماره (۳۳) اقدام می‌گردد.

$$\dot{s} = -\gamma \text{sign}(s) \quad , \quad \gamma > 0 \quad (33)$$

که  $\gamma$  بیانگر سرعت رویکرد و نزدیک شدن است.  $M_{eq}$  معرف آیتم معادل و  $M_s$  معرف آیتم سوئیچینگ است. سپس قانون کنترل در رابطه شماره (۳۴) قابل توصیف است.

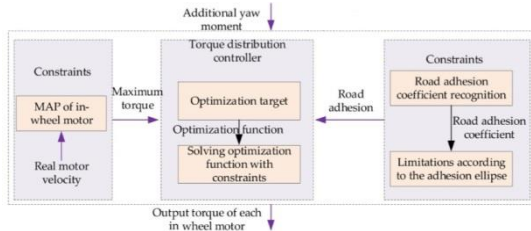
تنظیم می‌گردد. زمانیکه میزان واقعی زاویه لغزش جانبی خودرو بین  $k_1$  و  $k_2$  (میزان حد بالایی زاویه لغزش جانبی خودرو)، خودرو در چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو بایستی به طور همزمان مورد کنترل واقع گردند. میزان  $\eta_w$  مابین صفر و یک است. زمانیکه میزان واقعی زاویه لغزش جانبی خودرو بیشتر از  $k_2$  باشد، خودرو به طور جدی پایداری را از دست می‌دهد و از مسیر مورد انتظار دچار انحراف می‌گردد. بنابراین زاویه لغزش جانبی بایستی مورد کنترل واقع گردد و میزان  $\eta_w$  روی صفر تنظیم می‌گردد. در این پژوهش نسبت به پیاده‌سازی یک الگوریتم فازی جهت طراحی ضریب وزنی کنترل ترکیبی زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو اقدام می‌گردد. ورودی، میزان قدرمطلق زاویه لغزش جانبی خودرو است. در حالیکه خروجی، ضریب وزنی  $\eta_w$  است. هم متغیر ورودی و هم متغیر خروجی در محدوده صفر و یک تنظیم می‌گردد. زبان فازی بر متغیرهای ورودی و خروجی، بزرگ و کوچک است. تابع عضویت ورودی، خروجی و رابطه آنها به ترتیب در شکل‌های شماره (۳) الی (۵) قابل نمایش است.



شکل ۳- تابع عضویت متغیر ورودی



فازی، موردتخمین واقع می‌گردد و در نهایت مسئله توزیع گشتاور به یک مسئله حل بهینه با وجود محدودیت‌ها تبدیل می‌گردد.



شکل ۶- ساختار الگوریتم کنترل توزیع گشتاور

میزان نرخ چسبندگی تایرها یک شاخص ارزیابی در پایداری خودرو می‌باشد [۳۱]. میزان بهره‌برداری تایرها به میزان عددی اشاره می‌گردد که هر تایر از چسبندگی سطح جاده استفاده می‌نماید. زمانیکه میزان آن به محدوده صد درصد نزدیک می‌گردد، تایر به محدوده چسبندگی جاده می‌رسد و در این زمان، تایر در یک حالت اشباع قرار می‌گیرد و در نهایت خودرو در معرض خطر از دست دادن پایداری واقع می‌گردد. و زمانیکه میزان بهره‌برداری از تایر کوچک باشد، میزان چسبندگی تایر بزرگتر می‌گردد و خودرو در یک حالت پایدار قرار می‌گیرد. بالعکس، هنگامیکه میزان بهره‌برداری از تایر بزرگ باشد، میزان چسبندگی تایر کوچکتر می‌گردد و خودرو ممکن است وارد حالت ناپایداری گردد. بنابراین، حداقل مجموع میزان بهره‌برداری از هر تایر به عنوان یک هدف توزیع گشتاور بهینه لحاظ می‌گردد و در رابطه شماره (۴۰) قابل تعریف است.

$$\min \xi = \min \sum_{j=1}^4 \frac{F_{xj}^2 + F_{yj}^2}{(\mu F_{zj})^2} \quad (40)$$

که  $\xi$  معرف تابع هدف است.  $\mu$  بیانگر ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر است. نیروهای نرمال، عرضی و طولی به ترتیب با  $F_{xj}$ ،  $F_{yj}$ ،  $F_{zj}$  نمایش داده می‌شود. با توجه به قضیه چسبندگی تایر، نیروهای وارد بر تایر به دو دسته نیروهای طولی و جانبی تایر تقسیم‌بندی می‌گردد. این دو نیرو با همدیگر رابطه کوپلینگی دارند و تحت تاثیر قرار می‌گیرند. به واسطه محدودیت بیضی چسبندگی، بایستی رابطه شماره (۴۱) برآورده گردد.

$$M_z = M_{eq} + M_s \quad (34)$$

که  $M_z$  معرف گشتاور چرخشی اضافی است. آیتم‌های کنترل سوئیچینگ و معادل به ترتیب با  $M_{eq}$  و  $M_s$  نمایش داده می‌شود. با توجه به مدل دو درجه آزادی خودرو و رابطه‌های شماره (۱) و (۲) و لحاظ گشتاور چرخشی اضافی، رابطه‌های شماره (۳۵) و (۳۶) حاصل می‌گردد.

$$mu(\beta + r) = C_f \left( \beta + \frac{r l_f}{u} - \delta \right) - C_r \left( \frac{r l_r}{u} - \beta \right) \quad (35)$$

$$I_z \dot{r} = l_f C_f \left( \frac{r l_f}{u} + \beta - \delta \right) + l_r C_r \left( \frac{r l_r}{u} - \beta \right) + M_z \quad (36)$$

مطابق با رابطه‌های شماره (۳۵) و (۳۶)، گشتاور چرخشی اضافی در رابطه شماره (۳۷) قابل تعریف است.

$$M_z = I_z \left[ \dot{r}_d + \frac{\dot{s} - (1 - \eta_w)(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d)}{\eta_w} \right] - l_f C_f \left( \beta - \delta + \frac{r l_f}{u} \right) - l_r C_r \left( \frac{r l_r}{u} - \beta \right) \quad (37)$$

جهت اثبات پایداری کنترل، نسبت به تعریف تابع لیاپانوف به صورت رابطه شماره (۳۸) اقدام می‌گردد.

$$V_s = 0.5s^2 \quad (38)$$

مطابق با تابع لیاپانوف و پیاده‌سازی روابط مربوطه، تجزیه و تحلیل پایداری الگوریتم کنترل با توجه به رابطه شماره (۳۹) مورد اثبات واقع می‌گردد.

$$s\dot{s} = -s \text{sign}(s) = -\gamma |s| \leq 0 \quad (39)$$

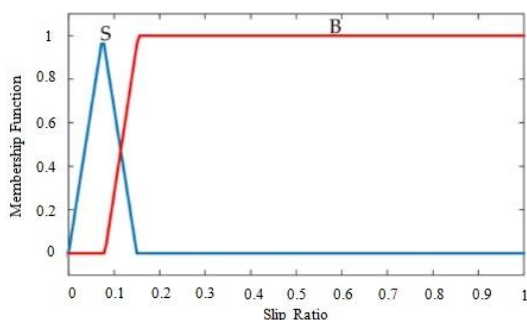
### ۳-۲- الگوریتم کنترل توزیع گشتاور

شکل شماره (۶) الگوریتم توزیع گشتاور را با لحاظ محدودیت‌ها به نمایش می‌گذارد. لایه سطح بالایی الگوریتم کنترل، گشتاور چرخشی بهینه را جهت ارسال به توزیع‌کننده گشتاور بهینه با پیاده‌سازی یک کنترلر مود لغزشی تطبیقی و ترکیبی از ضریب چسبندگی سطح جاده و تایر و حداکثر محدودیت گشتاور موتور است که در آن ضریب چسبندگی سطح جاده و تایر به طور هوشمند با پیاده‌سازی یک استراتژی

جدول ۲- حداکثر ضریب اصطکاک برای هر جاده مرجع [۲۹]

ردیف	سطح جاده	حداکثر ضریب اصطکاک
۱	جاده شماره (۳)	۱/۳
۲	سیمان خشک	۱/۱۲
۳	آسفالت مرطوب	۰/۸۵
۴	جاده شماره (۲)	۰/۶۲
۵	جاده شماره (۱)	۰/۴۷
۶	جاده سنگریزه مرطوب	۰/۳۲
۷	جاده برفی	۰/۲۱
۸	جاده یخی	۰/۰۹

یک الگوریتم فازی جهت تعیین ضریب وزنی هر جاده مرجع مورد استفاده واقع می‌گردد. میزان نسبت لغزش هر چرخ و میزان ضریب پیاده‌سازی چسبندگی به عنوان ورودی و میزان ضریب وزنی جاده مرجع به عنوان خروجی لحاظ می‌گردد. دامنه نسبت لغزش [۱ و ۰] در نظر گرفته می‌شود. زیرمجموعه فزایش نسبت لغزش، کوچک و بزرگ لحاظ می‌گردد. زمانیکه نسبت لغزش کوچک باشد، دامنه ضریب پیاده‌سازی چسبندگی سطح جاده [۱/۲۵ و ۰] لحاظ می‌گردد و هنگامیکه میزان نسبت لغزش بزرگ باشد، دامنه ضریب اصطکاک پیاده‌سازی اصطکاک سطح جاده و تایر [۱/۵۹ و ۰] لحاظ می‌گردد. دامنه ضریب وزنی سطح جاده مرجع [۱ و ۰] است. زیرمجموعه فازی ضریب پیاده‌سازی چسبندگی،  $[R_{S1}, R_{S2}, R_{S3}, R_{S4}, R_{S5}, R_{S6}, R_{S7}, R_{S8}]$  که به ترتیب بیانگر سطح جاده یخی، سطح جاده برفی، سطح جاده سنگریزه مرطوب، سطح جاده شماره (۱)، سطح جاده شماره (۲)، سطح جاده آسفالت مرطوب، سطح جاده سیمان خشک و سطح جاده شماره (۳) است. زیرمجموعه فازی ضریب وزنی جاده،  $[S_D, S_G, S_M, S_S, S_V]$  است. تابع عضویت ورودی و خروجی در شکل‌های شماره (۷) الی (۱۰) قابل نمایش است.



شکل ۷- تابع عضویت برای نسبت لغزش

$$\left(\frac{F_{xj}}{\mu F_{zj}}\right)^2 + \left(\frac{F_{yj}}{\mu F_{zj}}\right)^2 \leq 1 \quad (41)$$

زمان توزیع گشتاور، تابع هدف بایستی طوری لحاظ گردد که گشتاور هر چرخ قادر به برآورده نمودن الزامات گشتاور چرخشی اضافی جهت حفظ پایداری خودرو باشد. با توجه به خواص فیزیکی موتور درون چرخ، گشتاور توزیع شده به وسیله هر موتور نمی‌تواند از حداکثر گشتاور موتور درون چرخ افزایش یابد. تایرها توسط قانون بیضی چسبندگی محدود می‌گردد و نیروی رانشی بایستی با حداکثر چسبندگی سطح جاده و تایر ایجاد می‌گردد. بر اساس محدودیت‌های مذکور، گشتاور چرخشی اضافی، حداکثر گشتاور خروجی موتور درون چرخ و محدودیت‌های شرایط چسبندگی به طور همزمان در روابط شماره (۴۲) الی (۴۵) مورد توصیف واقع می‌گردد.

$$T_d = (T_{x_{fl}} + T_{x_{fr}}) \cos \delta + (T_{x_{rl}} + T_{x_{rr}}) \quad (42)$$

$$-T_{max} \leq T_{ij} \leq T_{max} \quad (43)$$

$$M_z = \frac{l_f + l_r}{2R} [(T_{x_{fr}} - T_{x_{fl}}) \cos \delta + (T_{x_{rr}} - T_{x_{rl}})] \quad (44)$$

$$\left(F_{xj}^2 + F_{yj}^2\right)^{1/2} \leq \mu F_{zj} \quad (45)$$

که  $T_d$  معرف گشتاور رانشی کل است.  $T_{max}$  بیانگر حداکثر گشتاور موتور در چرخ است.  $T_{rl}, T_{fr}, T_{fl}, T_{rr}$  به ترتیب معرف گشتاور تایرهای جلوچپ، جلو راست، عقب چپ و عقب راست است.  $R$  نشان‌دهنده شعاع تایر است. جاده‌های مرجع معمولاً شش نوع شرایط: یخ، برفی، سنگریزه مرطوب، آسفالت مرطوب، سیمان خشک و آسفالت خشک است [۲۹]. با اینحال، اختلاف مابین میزان حداکثر ضریب اصطکاک سنگریزه مرطوب و آسفالت مرطوب زیاد است که برای شناخت کل شرایط جاده کافی نمی‌باشد. لذا در این پژوهش دو نوع جاده مرجع مابین سطح جاده سنگریزه مرطوب و سطح جاده آسفالت مرطوب به نام جاده شماره (۱) و جاده شماره (۲) مورد اضافه واقع می‌گردد. علاوه بر این، با توجه به اینکه حداکثر ضریب اصطکاک سطح جاده آسفالت خشک مشابه با سیمان خشک است، لذا سطح جاده شماره (۳) برای تنظیم و جایگزینی سطح جاده آسفالت خشک جهت بهبود دقت تخمین چسبندگی مورد استفاده واقع می‌گردد. حداکثر ضریب چسبندگی هر جاده مرجع در جدول شماره (۲) بیان می‌گردد.

که  $n_{\epsilon}$  معرف ضریب وزنی جاده‌ها است.  $\mu_{\epsilon}$  بیانگر حداکثر میزان ضریب اصطکاک سطح جاده است.  $\mu_{estimated}$  معرف حداکثر میزان ضریب چسبندگی تخمینی است.

جدول ۳- قوانین فازی ضریب اصطکاک

$R_{S8}$	$R_{S7}$	$R_{S6}$	$R_{S5}$	$R_{S4}$	$R_{S3}$	$R_{S2}$	$R_{S1}$	ضریب اصطکاک	نسبت لغزش
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_G$	$S_V$	$R_{S1}$	S
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_V$	$S_M$	$R_{S2}$	
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_G$	$S_M$	$S_M$	$S_S$	$S_G$	$R_{S3}$	
$S_D$	$S_D$	$S_G$	$S_M$	$S_V$	$S_V$	$S_D$	$S_D$	$R_{S4}$	
$S_D$	$S_D$	$S_S$	$S_V$	$S_M$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$R_{S5}$	
$S_M$	$S_S$	$S_V$	$S_S$	$S_M$	$S_G$	$S_D$	$S_D$	$R_{S6}$	
$S_M$	$S_V$	$S_S$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$R_{S7}$	
$S_V$	$S_S$	$S_M$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$R_{S8}$	
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_G$	$S_V$	$R_{S1}$	B
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_G$	$S_V$	$R_{S2}$	
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_G$	$S_V$	$S_M$	$R_{S3}$	
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_S$	$S_S$	$S_V$	$S_S$	$S_G$	$R_{S4}$	
$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_S$	$S_V$	$S_M$	$S_D$	$S_D$	$R_{S5}$	
$S_S$	$S_M$	$S_S$	$S_V$	$S_M$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$R_{S6}$	
$S_M$	$S_S$	$S_V$	$S_S$	$S_M$	$S_G$	$S_D$	$S_D$	$R_{S7}$	
$S_V$	$S_M$	$S_M$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$S_D$	$R_{S8}$	

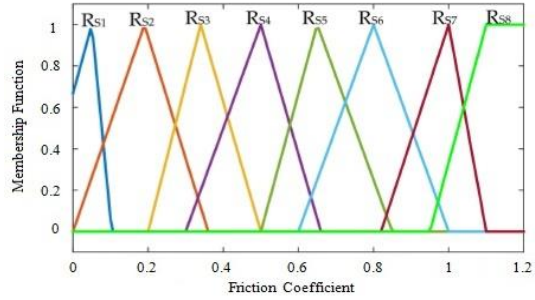
#### ۴- نتایج حاصل از شبیه‌سازی

در این بخش عملکرد سیستم الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی پیشنهادی بر اساس الگوریتم مود لغزشی تطبیقی و الگوریتم کنترل توزیع گشتاور بر اساس تشخیص ضریب اصطکاک سطح جاده مورد تجزیه و تحلیل واقع می‌گردد.

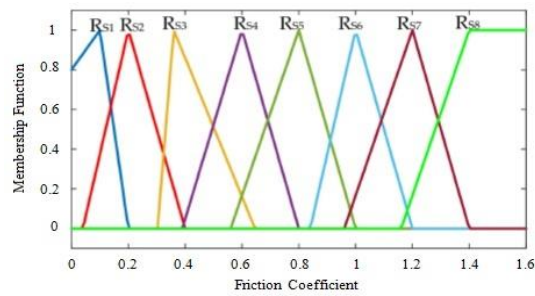
جهت صحت‌گذاری پایداری و تطبیق‌پذیری الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی، ضرایب وزنی مختلف کنترل هماهنگ سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور باو و زاویه لغزش جانبی خودرو به ترتیب با ضرایب‌های وزنی  $\eta_w$ ،  $0.15$ ،  $1$  و قابل تغییر مطابق با وضعیت خودرو پیاده‌سازی می‌گردد. در این پژوهش جهت تحلیل عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی نسبت به پیاده‌سازی مانور تعویض خط دوگانه اقدام می‌گردد.

#### ۴-۱- سناریو اول

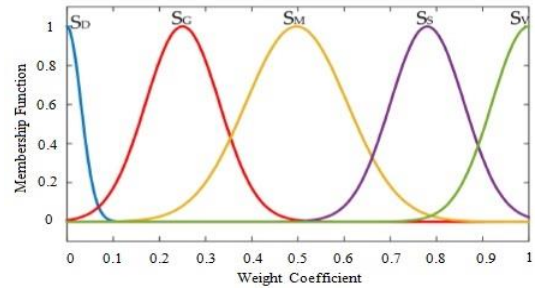
در این سناریو سرعت طولی خودرو ۹۵ کیلومتر بر ساعت لحاظ می‌گردد و میزان ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر  $0.3$  در نظر گرفته می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در شکل‌های شماره (۱۱) الی (۱۶) قابل مشاهده است. در شکل شماره (۱۱) مسیر حرکت در مانور تعویض خط دوگانه را به نمایش می‌گذارد. شکل شماره (۱۲) تغییرات ضریب وزنی در سطح مود لغزشی را نشان می‌دهد. میزان ضریب وزنی به



شکل ۸- تابع عضویت ضریب چسبندگی با لحاظ نسبت لغزش کوچک



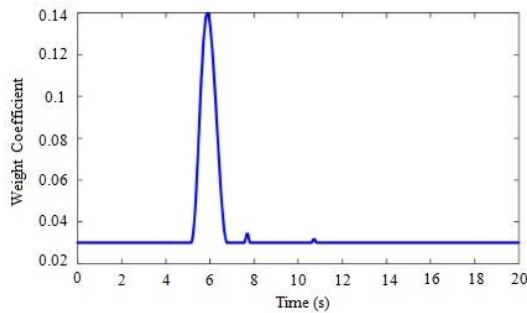
شکل ۹- تابع عضویت ضریب چسبندگی با لحاظ نسبت لغزش بزرگ



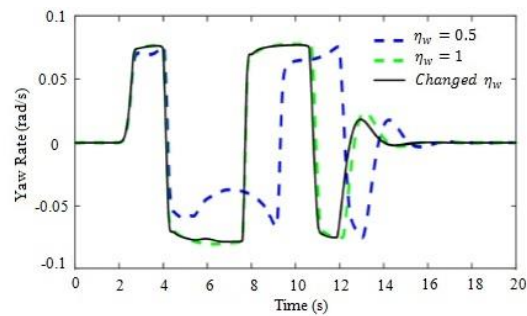
شکل ۱۰- تابع عضویت ضریب وزنی جاده

ضریب وزنی هشت جاده مرجع با پیاده‌سازی قوانین الگوریتم کنترل فازی جهت حصول حداکثر ضریب اصطکاک تخمینی به شرح رابطه شماره (۴۶) قابل دستیابی است.

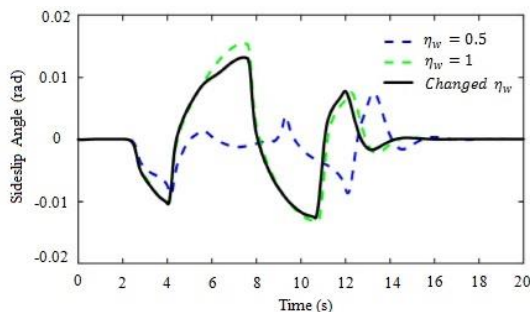
$$\mu_{estimated} = \frac{\sum_{\epsilon=1}^8 n_{\epsilon} \mu_{\epsilon}}{\sum_{\epsilon=1}^8 n_{\epsilon}} \quad (46)$$



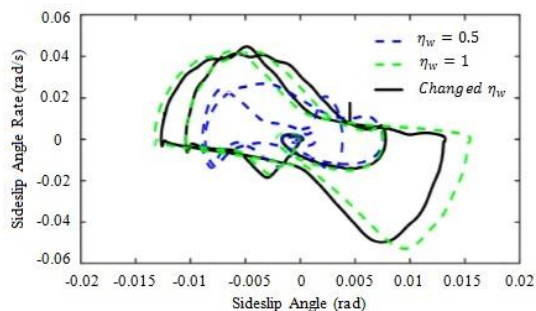
شکل ۱۲- تغییرات ضریب وزنی



شکل ۱۳- تغییرات سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو

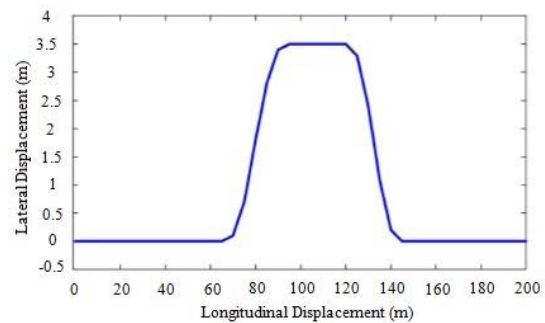


شکل ۱۴- تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو بر حسب زمان



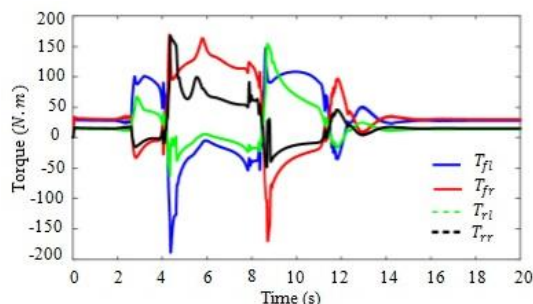
شکل ۱۵- صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی-زاویه لغزش جانبی

یک حداکثر میزان  $0.14$  در ثانیه  $6$  می‌رسد و سپس کمی دارای نوسان است. شکل‌های شماره (۱۳) و (۱۴) به ترتیب سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو را در سه حالت ضریب وزنی نمایش می‌دهد. با توجه به شکل شماره (۱۳)، سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو در محدوده  $\pm 0.1$  رادیان بر ثانیه متغیر است و با توجه به سه حالت ضریب وزنی، به ترتیب دارای حداکثر میزان  $0.0761$  رادیان بر ثانیه،  $0.0770$  رادیان بر ثانیه و  $0.0765$  رادیان بر ثانیه است. با توجه به شکل شماره (۱۴)، میزان زاویه لغزش جانبی خودرو در محدوده  $\pm 0.2$  رادیان متغیر است و با توجه به سه حالت ضریب وزنی، به ترتیب دارای حداکثر میزان  $0.073$  رادیان،  $0.0151$  رادیان و  $0.0127$  رادیان است. الگوریتم کنترل پینهادی با ضریب وزنی متفاوت، اثرات کنترلی مختلفی را حاصل می‌نماید. هنگامیکه میزان ضریب وزنی  $0.5$  است، میزان سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و میزان زاویه لغزش جانبی خودرو کوچک است. با اینحال، یک پدیده تاخیر جدی هم وجود دارد. زمانیکه میزان ضریب وزنی  $1$  و میزان ضریب وزنی قابل تغییر باشد، میزان سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و میزان زاویه لغزش جانبی خودرو بزرگ است، اما پاسخ سیستم سریع است. در شکل شماره (۱۵) نتایج شبیه‌سازی صفحه فاز قابل مشاهده است که ناحیه محصور شده صفحه فاز زاویه لغزش جانبی خودرو زمانیکه ضریب وزنی  $0.5$  است، نسبت به زمانیکه ضریب وزنی  $1$  و قابل تغییر است، کوچکتر است، یعنی تغییر در زاویه لغزش جانبی خودرو همگراتر است و اثر کنترل مطلوب‌تر است.



شکل ۱۱- مسیر حرکت خودرو در سناریو تعویض خط دوگانه

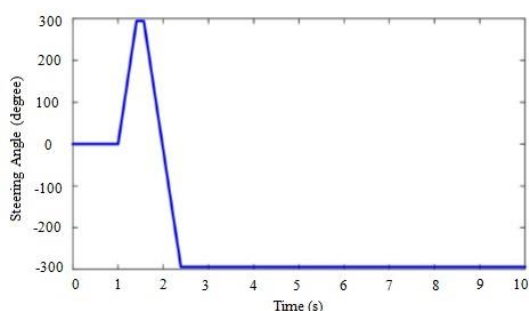
جانبی خودرو- زاویه لغزش جانبی خودرو در دو حالت ضریب وزنی ۰/۵ و ضریب وزنی قابل تغییر دارای منحنی کوچکتري است. پاسخ الگوریتم کنترل سریع می‌باشد و صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی- زاویه لغزش جانبی کوچک است؛ یعنی تغییر در زاویه لغزش جانبی همگراتر است و اثر مهار زاویه لغزش جانبی خودرو بهتر و کارآمدتر است. از نتایج حاصل از شبیه‌سازی مانور تعویض خط دوگانه و سناریو قلاب ماهی، می‌توان مشاهده نمود که الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی با ضریب وزنی مختلف تحت شرایط کاری متفاوت برای شرایط پیچیده حاصل می‌گردد. در این پژوهش الگوریتم کنترل پیشنهادی با ضریب وزنی متفاوت، اثرات کنترلی مطلوبی را در پایداری خودرو تحت شرایط کاری مختلف بر جای می‌گذارد که می‌تواند سبب بهبود پایداری و مانورپذیری خودرو می‌گردد.



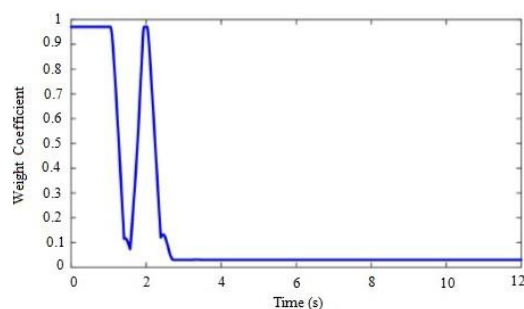
شکل ۱۶- تغییرات گشتاور بر حسب زمان

#### ۴-۲- سناریو دوم

برای تست اثر کنترل پایداری خودرو بر اجتناب از برخورد تحت شرایط سرعت بالا و بحرانی، مانور قلاب ماهی تحت شرایط بحرانی پیاده‌سازی می‌گردد. در این سناریو سرعت طولی خودرو ۱۱۵ کیلومتر بر ساعت و میزان ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر ۰/۵۵ در نظر گرفته می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در شکل‌های شماره (۱۷) الی (۲۲) قابل مشاهده است. شکل شماره (۱۶) ورودی زاویه فرمان در مانور قلاب ماهی را به نمایش می‌گذارد. با توجه به شکل شماره (۱۷)، فرمان چرخ یک مانور اضطراری ر ثانیه یک به میزان ۲۹۱ درجه به سمت چپ انجام می‌گردد. پس از ۰/۳ ثانیه، فرمان چرخ مانور اضطراری را به سمت چپ از طریق ۵۸۲ درجه و سپس در یک حالت فرمان به میزان ۲۹۱ درجه به سمت راست انجام می‌گردد. شکل شماره (۱۸) تغییرات در میزان ضریب وزنی سطح مود لغزشی در این شرایط را به نمایش می‌گذارد. ضریب وزنی اولیه عدد یک است. در حین فرایند فرمان‌دهی اضطراری، ضریب وزنی نیز مابین اعداد صفر و یک تغییر می‌نماید و سپس یک مقدار کم را حفظ می‌نماید. شکل‌های شماره (۱۹) و (۲۰) به ترتیب سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو را در سه حالت ضریب وزنی نمایش می‌دهد. با توجه به شکل شماره (۱۹)، میزان حداکثر سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو در سه حالت ضریب وزنی به ترتیب ۰/۲۱۶۷- رادیان بر ثانیه ، ۰/۲۷۰۹- رادیان بر ثانیه و ۰/۱۷۱۱- رادیان بر ثانیه است. زمانیکه میزان ضریب وزنی عدد یک است، سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو می‌تواند میزان مورد انتظار را به طور موثر ردیابی نماید؛ اما زاویه لغزش جانبی خودرو افزایش می‌یابد. مطابق با صفحه فاز، صفحه فاز سرعت زاویه لغزش



شکل ۱۷- تغییرات زاویه فرمان بر حسب زمان



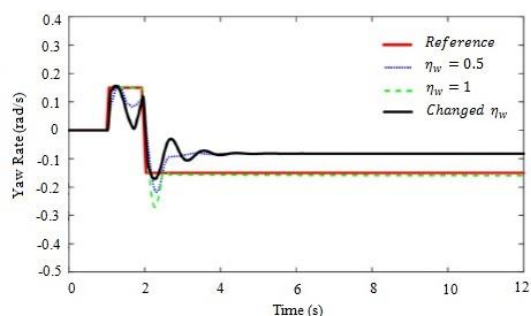
شکل ۱۸- تغییرات ضریب وزنی بر حسب زمان

### ۵- نتیجه گیری

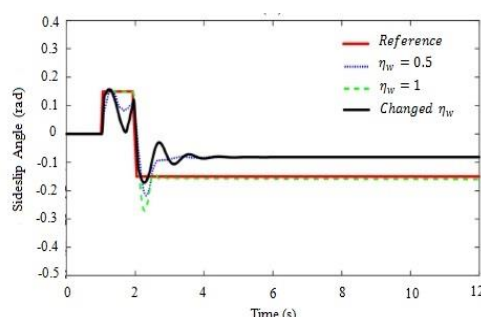
در این پژوهش نسبت به طراحی و توسعه یک سیستم الگوریتم کنترل مقاوم برای پایداری عرضی خودرو الکتریکی موتور در چرخ با بکارگیری روش کنترل مود لغزشی اقدام می‌گردد. بر اساس الگوریتم کنترل پیشنهادی، لایه اول، بر اساس پیاده‌سازی الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی نسبت به کنترل گشتاور چرخشی اقدام می‌نماید. در لایه دوم نسبت به توزیع گشتاور با بکارگیری تشخیص ضریب چسبندگی با لحاظ محدودیت‌ها اقدام می‌گردد. سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی بر اساس مود لغزشی تطبیقی شبیه‌سازی می‌گردد و در مانورهای تعویض خط دوگانه و قلاب ماهی نسبت به بررسی، تحلیل و صحت‌گذاری الگوریتم کنترل پیشنهادی اقدام می‌گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده اثربخشی و عملکرد مطلوب الگوریتم کنترل پیشنهادی را به نمایش می‌گذارد.

### ۶- علائم، نشانه‌ها و ارقام

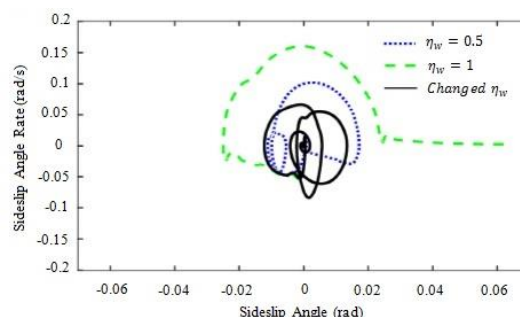
جرم خودرو (kg)	m
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور جلو خودرو (m)	$l_f$
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور عقب خودرو (m)	$l_r$
ضریب بازدارندگی آیرودینامیکی (-)	$C_d$
سطح آیرودینامیکی جلو خودرو ( $m^2$ )	$A_F$
نیروی بازدارندگی آیرودینامیکی (N)	$F_{aero}$
ارتفاع محل اعمال نیروی آیرودینامیکی از سطح جاده (m)	$h_{aero}$
سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو	$r$
شتاب زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو	$\dot{r}$
سرعت دورانی چرخ	$\omega$
شتاب دورانی چرخ	$\dot{\omega}$
ضریب اصطکاک	$\mu$
لغزش کل	$\sigma$
لغزش طولی خودرو	$\sigma_x$
لغزش عرضی خودرو	$\sigma_y$
زاویه فرمان	$\delta$
زاویه لغزش تایر	$\alpha$
محور جلو خودرو	$( )_f$
محور عقب خودرو	$( )_r$
تایر جلو سمت چپ	$( )_{fl}$
تایر جلو سمت راست	$( )_{fr}$
تایر عقب سمت چپ	$( )_{rl}$
	$( )_{rr}$



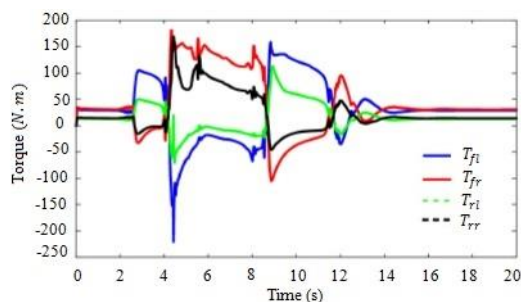
شکل ۱۹- تغییرات سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو



شکل ۲۰- تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو بر حسب زمان



شکل ۲۱- صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی-زاویه لغزش جانبی



شکل ۲۲- تغییرات گشتاور بر حسب زمان

[11] J. Zhang, H. Wang, M. Ma, M. Yu, A. Yazdani, (2020) Active front steering-based electronic stability control for steer-by-wire vehicles via terminal sliding mode and extreme learning machine, *IEEE Trans. Veh. Technol.*, 69 .

[12] K. Mei, S. Ding, W. X. Zheng, (2022) Fuzzy adaptive SOSM based control of a type of nonlinear systems, *IEEE Trans. Circuits Syst. II*, 69.

[13] Rahman M, Masrur M, Uddin MN (2012) Impacts of interior permanent magnet machine technology for electric vehicles. In: 2012 IEEE International Electric Vehicle Conference, pp. 1–5: IEEE

[14] Hartani K, Merah A, Draou A (2015) Stability enhancement of four-in-wheel motor-driven electric vehicles using an electric differential system. *J Power Elect*

[15] Sekour M, Hartani K, Merah A (2017) Electric vehicle longitudinal stability control based on a new multimachine nonlinear model predictive direct torque control. *J Adv Transp* 2017

[16] Mousavinejad E, Han Q-L, Yang F, Zhu Y, Vlacic L (2017) Integrated control of ground vehicles dynamics via advanced terminal sliding mode control. *Veh Syst Dyn* 55(2):268–294

[17] Ghomashi M.A., Kazemi R., " (2024) Motion path following coordinated control for in-wheel motor electric vehicle via implementation robust control and optimal control" *J. Model. Engin.* doi: 10.22075/JME.2024.31752.2531.

[18] Ahmed T, Kada H, Allali A (2020) New DTC strategy of multi machines single-inverter systems for electric vehicle traction applications. *Int J Power Electron Drive Syst* 11(2):641

[19] Cabrera, A., Gowal, S. and Martinoli, A. (2012). A new collision warning system for lead vehicles in rear-end collisions. *IEEE Intelligent Vehicles Symp. (IV)*, Madrid, Spain.

[20] Lee, H. K., Shin, S. G. and Kwon, D. S. (2017). Design of emergency braking algorithm for pedestrian protection based on multi-sensor fusion. *Int. J. Automotive Technology* 18, 6, 1067–1076.

[21] Lopez, A., Sherony, R., Chien, S., Li, L., Qiang, Y. and Chen, Y. (2015). Analysis of the braking behaviour in pedestrian automatic emergency braking. *IEEE 18th Int. Conf. Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, Las Palmas de Gran Canaria, Spain

[22] Wang, X., Zhu, M., Chen, M. and Tremont, P. (2016). Drivers' rear end collision avoidance behaviors under different levels of situational urgency. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 71, 419–433.

[23] Guo, N., Zhang, X., Zou, Y., Lenzo, B., Zhang, T., Göhlich, D.: (2020) A fast model predictive control allocation of distributed drive electric vehicles for

تاير عقب سمت راست	
شتاب گرانش	g
زاويه لغزش جانبى خودرو	$\beta$
سرعت عرضى خودرو	v
سرعت طولى خودرو	u

## مراجع

[1] Hang, P.; Chen (2019) X. Integrated chassis control algorithm design for path tracking based on four-wheel steering and direct yaw-moment control. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control. Eng.*, 233, 625–641.

[2] Chindamo, D.; Lenzo, B.; Gadola, M (2018) On the Vehicle Sideslip Angle Estimation: A Literature Review of Methods, Models, and Innovations. *Appl. Sci*, 8, 355.

[3] Chen, T.; Chen, L.; Xu, X.; Cai, Y.; Jiang, H.; Sun, X (2019) Sideslip Angle Fusion Estimation Method of an Autonomous Electric Vehicle Based on Robust Cubature Kalman Filter with Redundant Measurement Information. *World Electr. Veh. J.*, 10, 34.

[4] Zhou T (2016) Adaptive sliding control based on a new reaching law. *Control Decis*; 31: 1335–1338.

[5] Berntorp K, Quirynen R, Uno T, et al (2021) Trajectory tracking for autonomous vehicles on varying road surfaces by friction-adaptive nonlinear model predictive control. *Veh Syst Dyn*; 58: 705–725.

[6] Zhai, L.; Hou, R.; Sun, T.; Kavuma, S (2018) Continuous steering stability control based on an energy-saving torque distribution algorithm for a four in-wheel-motor independent-drive electric vehicle. *Energies*, 11, 350.

[7] Zhang K, Sun Q and Shi Y (2021) Trajectory tracking control of autonomous ground vehicles using adaptive learning MPC. *IEEE Trans Neural Netw Learn Syst*; PP: 1–11.

[8] Zhang S, Zhao X, Zhu G, et al (2021) Adaptive trajectory tracking control strategy of intelligent vehicle. *Int J Distrib Sens Netw*; 16: 1–14.

[9] Soudbakhsh D and Eskandarian A. (2012) Comparison of linear and nonlinear controllers for active steering of vehicles in evasive manoeuvres. *Proc IMechE, Part I: J Systems and Control Engineering*; 226: 215–232.

[10] Q. K. Hou, S. H. Ding, X. H. Yu, (2021) Composite super-twisting sliding mode control design for PMSM speed regulation problem based on a novel disturbance observer, *IEEE Trans. Energy Convers.*, 36 , 2591–2599.

- [29] Funke, J., Brown, M., Erlien, S.M., Gerdes, J.C.: (2016) Collision avoidance and stabilization for autonomous vehicles in emergency scenarios. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 25(4), 1204–1216.
- [30] Li H, Li P, Yang L, et al. (2022) Safety research on stabilization of autonomous vehicles based on improved-LQR control. *AIP Adv*; 12(1): 015313.
- [31] Pacejka, H. (2005) *Tire and Vehicle Dynamics*; Elsevier: Amsterdam, Netherlands.
- [32] Liang Y, Li Y, Khajepour A, et al. (2020) Holistic adaptive multi-model predictive control for the path following of 4WID autonomous vehicles. *IEEE Trans Veh Technol*; 70(1): 69–81.
- [33] Ding S, Liu L and Zheng WX. (2020) Sliding mode direct yaw moment control design for in-wheel electric vehicles. *IEEE Trans Ind Electron* 2020; 64(8): 6752–6762.
- [34] K. Mei, C. Qian, S. Ding, (2023) Design of adaptive SOSM controller subject to disturbances with unknown magnitudes, *IEEE Trans. Circuits Syst. I*, 70, 2133–2142. <https://doi.org/10.1109/TCSI.2023.3241291>
- [35] Fu C, Hoseinnezhad R, Bab-Hadiashar A, et al. (2021) Direct yaw moment control for electric and hybrid vehicles with independent motors. *Int J Veh*; 69(1–4): 1–24.
- tire slip energy saving with stability constraints. *Control Eng. Pract.* 102(1), 104554.
- [24] Hu, C., Wang, R., Yan, F., Chadli, M.: (2021) Composite nonlinear feedback control for path following of four-wheel independently actuated autonomous ground vehicles. *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.* 17(7), 2063–2074
- [25] Mernone. A. V., Mazumdar. J. N., ” February (2014) A Mathematical Study of Peristaltic Transport of a Casson Fluid”, *Mathematical and Computer Modelling* 35, Volume 35, Issues 7–8, pp 895-912.
- [26] Xia Q, Chen L, Xu X, et al. April (2022) Coordination control method of autonomous ground electric vehicle for simultaneous trajectory tracking and yaw stability control. *Proc IMechE, Part D: J Automobile Engineering*. Epub ahead of print 3. DOI: 10.1177/09544070221087485.
- [27] Ghomashi M.A., Kazemi R., (2024) "Motion trajectory control and robust control based on nonlinear bicycle model to stabilization for in-wheel motor electric vehicle in emergency scenario" *J. Aero. Mech./ 2024/ Vol.20/ No.1/ 109-124.*
- [28] Hu C, Wang R, Yan F, et al. (2015) Output constraint control on path following of four-wheel independently actuated autonomous ground vehicles. *IEEE Trans Veh Technol*; 65(6): 4033–4043.