

طراحی سیستم کنترل بهینه توزیع گشتاور با رویکرد پیش بین به منظور بهبود پایداری و کاهش مصرف انرژی در خودروی الکتریکی

دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

بهروز نجاری

*مهدي ميرزائي

امين طاحوني

چکیده

در این مقاله، یک سیستم کنترل دو لایه با استفاده از روش کنترل بهینه با ایده پیش بین برای دینامیک غیرخطی خودرو به صوت تحلیلی طراحی شده است. در لایه اول، گشتاور چرخشی بهینه برای پایداری دینامیک جانبی محاسبه شده است. پس از تبدیل این گشتاور چرخشی به نیروهای تفاضلی بین چرخها و استفاده از مدل معکوس تایر برای استخراج لغزش های طولی مطلوب، این مقادیر به سیستم کنترلی لایه دوم ارسال می شوند. در لایه دوم، موتور الکتریکی چرخها، گشتاور وارد شده به چرخ را طوری تنظیم می کند که لغزش مطلوب رذیابی شده و پایداری خودروی الکتریکی تأمین گردد. با توجه به اهمیت مصرف انرژی در خودروهای الکتریکی، استفاده از ایده کنترل بهینه می تواند مصرف باتری را حد ممکن کاهش دهد. بنابراین با انتخاب ضرایب وزنی مناسب در قوانین کنترلی سعی شده تا موتورهای الکتریکی در محدوده مجاز خود کار کنند و همچنین حداقل استفاده از انرژی باتریها برای رذیابی مجاز فراهم گردد. نتایج شبیه سازی ها نشان می دهند که سیستم کنترلی طراحی شده به خوبی از عهده اثرات غیرخطی برآمده و پایداری خودرو را تأمین می نماید.

واژه های کلیدی: کنترل بهینه پیش بین، خودروی الکتریکی، پایداری خودرو، توزیع گشتاور، مصرف انرژی.

Design of optimal torque vectoring control system with predictive approach for improvement of stability and energy consumption in electric vehicle

B. Najjari

M. Mirzaei

A. Tahouni

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

Abstract

In this paper, a control system with two layers is analytically designed using prediction-based optimal control method for nonlinear vehicle dynamics. In the first layer, an optimal external yaw moment for stabilizing the vehicle lateral dynamics is designed. After transforming this external yaw moment to differential forces between the four wheels and by using the inverse tire model for extraction of desired longitudinal slips, the desired values are sent to the second layer. In the second layer, each wheel motor regulates the control torque to track the desired slip. Since the energy consumption of battery is important in electric vehicles, considering the optimal control idea for designing the torque vectoring system reduces the battery consumption. Therefore, by examining suitable weighting factors, the electric motors are forced to operate within the admissible range and also the minimum usage of batteries are provided. The simulation results demonstrate that the designed control system has a suitable performance to cope with nonlinearities and consequently stabilizes the vehicle.

Keywords: Predictive optimal control, Electric vehicle, Vehicle stability, Torque vectoring, Energy consumption.

محرك^۱ و چهار چرخ محرك^۲ تکامل و گسترش یافته است و انتظار مصرف کننده از دینامیک رانندگی و پایداری خودروها بالا رفته است. از مسائل مهمی که در مطالعه دینامیک و کنترل خودروهای الکتریکی مورد بررسی قرار می گیرد کنترل پایداری این خودروها می باشد.

سیستم های کنترل پایداری متعددی جهت بهبود دینامیک طولی و جانبی و کاهش مصرف سوخت خودروها وجود دارد که این سیستم ها بر اساس کنترل نیروهای تایر و زاویه فرمان و گشتاور توزیع شده بین چرخها طراحی می شوند. از بهروزترین این سیستم ها، سیستم توزیع گشتاور^۳ می باشد که توانایی توزیع گشتاور متفاوت به چرخ های خودرو

۱- مقدمه

صرف روز افزون سوخت های فسیلی باعث کاهش منابع زیزمیانی نفت شده است. پیش بینی می شود که اگر مصرف سوخت فسیلی مانند ساقی ادامه داشته باشد، در سال های آتی بحران نفتی اتفاق خواهد افتاد. همچنین استفاده از سوخت های فسیلی تأثیرات مخربی روی انسفر می گذارد که شامل گرم شدن زمین و آلایندگی ها می باشد. بنابراین با کاهش مصرف سوخت های فسیلی و آلایندگی وسایل نقلیه، می توان کاهش بسزایی در آلایندگی و مصرف سوخت جهان را باعث شد. از آنجایی که خودروهای الکتریکی پتانسیل بالای در افزایش بهره وری، کاهش گازهای آلاینده و کاهش وابستگی به سوخت های فسیلی دارند، بنابراین یکی از راه های کاهش مصرف سوخت های فسیلی در خودروها، جایگزین کردن خودروهای الکتریکی به جای خودروهای احتراق داخلی است [۱]. همچنین در سال های اخیر، بازار برای خودروهای تمام چرخ

^۱All-Wheel Drive (AWD)

^۲Four-Wheel Drive (4WD)

^۳Torque Vectoring System

بسته به مانورهای رانندگی و شرایط جاده‌ای دارد. سیستم‌های دیگر کمبودهایی دارند، از جمله سیستم کنترل فرمان که در نواحی غیرخطی عملکرد مناسبی ندارد. همچنین سیستم کنترل پایداری الکترونیکی که با توزیع نیروهای ترمزی در چرخ‌ها، پایداری خودرو را با کاهش سرعت خودرو تأمین می‌کند. سیستم توزیع گشتاور، نواعات سیستم‌های دیگر را پوشش می‌دهد. بنابراین روش توزیع گشتاور هم در نواحی خطی و هم در نواحی غیرخطی عملکرد مناسبی دارد و پایداری خودرو را بدون کاهش سرعت آن تأمین می‌کند.

برای توزیع گشتاور باستی گشتاور چرخشی خارجی کنترل شود. بنابراین روش کنترل مستقیم گشتاور چرخشی به عنوان یک روش موثر برای تأمین پایداری و کنترل دینامیک جابجای از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. روش‌های کنترلی مختلفی برای کنترل گشتاور چرخشی خودرو را کمک سیستم توزیع گشتاور مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا قبل از بررسی روش‌های مختلف، بهتر است ورودی‌ها و خروجی‌های استراتژی‌های مختلف سیستم توزیع گشتاور بررسی شود. بسیاری از محققین سرعت چرخشی را به عنوان متغیر کنترلی در نظر گرفته‌اند [۱۴] و یا ترکیب هر دو متغیر [۱۵] نیز به عنوان متغیر کنترلی در نظر گرفته شده‌اند. برخی دیگر از محققین نیز کنترل کننده را با هدف کمینه کردن نیروهای طولی و جابجای چرخ‌ها طراحی کرده‌اند [۱۶]. همچنین برخی مراجع به منظور بهبود عملکرد کنترل کننده برخی محدودیت‌های فیزیکی سیستم محکمه (بیشینه گشتاور تولیدی) را نیز در نظر گرفته‌اند [۷]. در طرف دیگر، خروجی‌های سیستم توزیع گشتاور، اغلب گشتاور چرخشی حول مرکز جرم خودرو می‌باشد. اختلاف بین نیروهای طولی (نیروی کششی) بین چرخ‌های راست و چپ، باعث تولید گشتاور چرخشی می‌شود [۸-۱۰].

قوانين کنترلی زیادی برای سیستم توزیع گشتاور توسعه داده شده است. در ادامه به چندین مورد از این روش‌های کنترلی پرداخته شده است. کنترل کننده PID^۱، یکی از ساختارهای کنترلی کلاسیک و متداول می‌باشد. این کنترل کننده، به جهت اجرا ساده‌ترین کنترل کننده می‌باشد. دنوویلیس^۲ و همکارانش [۱۱]، دو رویکرد مختلف برای طراحی کنترل گشتاور خارجی را بررسی کرده‌اند. کنترل PID پیشخور، کنترل مقاوم پیشخور، دو رویکرد استفاده شده در تحقیق ایشان می‌باشد. کنترل مد لغزشی که یکی از کنترل غیرخطی و مقاوم محسوب می‌شود، مورد توجه محققین نیز بوده است. رویولی^۳ و همکارانش [۱۲]، با استفاده از روش مد لغزشی قانون کنترلی برای محاسبه گشتاور خارجی را توسعه داده‌اند. برای این کار از مدل دو درجه آزادی خطی استفاده کرده‌اند. دنوویلیس و همکارانش [۱۱]، دو رویکرد مختلف کنترل مد لغزشی مرتبه دو را برای طراحی قانون کنترلی جهت محاسبه گشتاور چرخشی، بررسی کرده‌اند. همچنین، انتخاب درجه دو برای کنترل کننده مد لغزشی، باعث کاهش چتربینگ می‌شود.

امیر جمشیدی و همکارانش [۱۳]، به کمک روش کنترلی با منطق فازی، پایداری و فرمان‌پذیری یک خودروی الکتریکی را با استفاده از سیستم کنترل پایداری الکترونیکی بهبود داده‌اند. در [۱۴]، سه

کنترل کننده PID، تطبیقی فازی و مقاوم تطبیقی فازی مورد بررسی فرار گرفته شده و از بین آنها کنترل کننده مناسب با حداقل مربعات خطأ انتخاب شده است.

برخی از محققین نیز از روش‌های کنترل پیش‌بین استفاده کرده‌اند. در روش پیش‌بین، کنترل کننده با پیش‌بینی رفتار بعدی سیستم و از طریق حداقل کردن خطای متغیرهایتابع عملکردی، بهترین ورودی کنترلی را اعمال می‌کند. ناهیدی^۴ و همکارانش [۱۵]، با استفاده از کنترل کننده مدل پیش‌بین (MPC^۵)، نیروها و گشتاور چرخشی مورد تیاز برای کمینه کردن خطای بین سرعت چرخشی، سرعت جانبی و زاویه لغزش واقعی و مطلوب را به دست آورده‌اند.

از طرف دیگر کنترل کننده بهینه جایگاه ویژه‌ای در سیستم توزیع گشتاور دارد. کاسیناثان^۶ و همکارانش [۱۶]، به منظور حفظ خودرو در مسیر مطلوب، کنترل بهینه توزیع گشتاور را با رویکرد تولید نیروهای بهینه اصلاحی چرخ‌ها و گشتاور چرخشی ناشی از همان نیروها را توسعه داده‌اند. ایشان به منظور دستیابی به هدف خود، خطای بین نیروها و گشتاور چرخشی واقعی و مطلوب حداقل کرده‌اند. لی^۷ و همکارانش [۱۷]، به منظور بهبود پایداری خودرو کنترل بهینه توزیع گشتاور را با هدف کمینه کردن خطای بین نیروها و گشتاور چرخشی واقعی و مطلوب، کمینه کردن انرژی کنترلی عملکرها و حداقل کردن ظرفیت کاری تایپها بسط داده‌اند. در کارهای فوق، هدف اصلی کنترل کننده کم کردن خطای ردیابی می‌باشد.

در کار چن^۸ و همکارانش [۱۷]، از یک روش کنترلی بر پایه مد لغزشی برای خودروی الکتریکی موتور در چرخ استفاده شده است. این روش رفتار راننده را در نظر گرفته و از مدل اصلاح شده دو درجه آزادی به عنوان مدل مرجع نرخ چرخش استفاده می‌کند. در مدل اصلاح شده به جای زاویه فرمان، از زاویه فرمان اصلاح شده برای دخیل کردن اثر راننده استفاده می‌شود.

مرجع [۱۸] با ارایه الگوریتمی گشتاور چرخ‌ها را با کنترل جلوبرندگی و در نظر گرفتن محدودیت عملگرهای بهینه می‌کند. به عبارتی کنترل کننده، از توابع گوناگون جهت بهینه‌سازی استفاده می‌کند تا خروجی عملکرها را به صورت توزیع گشتاور بین چرخ‌ها اعمال کند. در اکثر کارهای ذکر شده در بالا هدف اصلی کنترل کننده حداقل کردن خطای ردیابی پارامتر مورد نظر برای پایداری خودرو می‌باشد. در این تحقیق با مطالعه و بررسی دینامیک خودرو و همچنین چالش‌های پیش روی سیستم کنترلی، روشی جدید برای پایدارسازی حرکت یک خودروی الکتریکی چهار چرخ محرک با در نظر گرفتن خطای ردیابی مجاز برای پارامتر سرعت چرخشی با کنترل مصرف انرژی موتورهای الکتریکی معروف شده است. از آنجایی که بحث مصرف باتری در خودروهای دارای گشتاور تولیدی محدودی جهت پایدارسازی خودرو الکتریکی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است و موتورهای می‌باشند، بنابراین استفاده از طرح کنترل بهینه گران می‌تواند مصرف باتری را پایین آورده و همچنین باعث کار کردن موتورهای الکتریکی در محدوده مجاز خود شوند، بنابراین با تنظیم ضرایب وزنی سعی شده است

⁴ Nahidi

⁵ Model Predictive Controller

⁶ Kasinathan

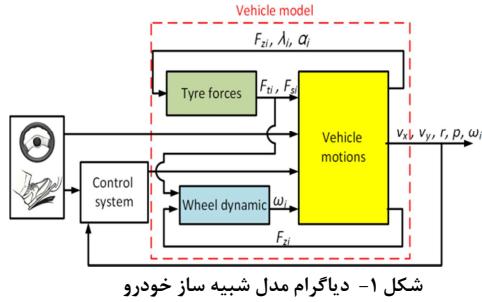
⁷ Li

⁸ Chen

^۱ proportional-integral-derivative

² De Novellis

³ Rieveley De Novellis

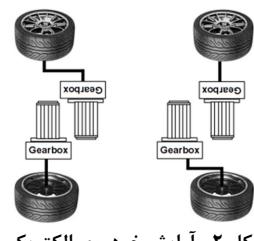


شکل ۱- دیاگرام مدل شبیه ساز خودرو

۳- سیستم توزیع گشتاور

این فناوری یکی از بهروز ترین فناوری‌ها می‌باشد که گشتاور مورد نیاز هر چرخ را به میزان نیاز چرخ به آن انتقال می‌دهد که در واقع این انتقال گشتاور مستقل، به قابلیت‌های خوش‌فرمانی و کششی خودرو می‌افزاید. بنابراین سیستم توزیع گشتاور، یکی از سیستم‌های پایدار‌کننده برای خودرو است که رفتار دینامیک خودرو را با توجه به شرایط جاده‌ای بهبود می‌بخشد. این سیستم می‌تواند رفتار خودرو را بدون اثرات منفی روی عملکرد طولی خودرو، بهبود دهد. به عبارت دیگر، این سیستم قادر است پایداری خودرو را بدون کاهش سرعت (سیستم کنترل پایداری الکترونیکی) تضمین کند [۴].

در خودروهای الکتریکی مجذب به این سیستم که هر چرخ موتور مستقلی دارد، گشتاور چرخ‌ها می‌تواند به صورت مستقل کنترل شود که از مزایای آن دقت زیاد و سرعت بیشتر در تولید گشتاور چرخشی مورد نیاز برای پایداری خودرو می‌باشد [۲۰]. همچنین کنترل این نوع خودرو از نوع آرایش بدون دیفرانسیل، نسبت به خودروهای احترافی راحت‌تر است، زیرا موتورهای الکتریکی را می‌توان بصورت جداگانه کنترل کرد. در نتیجه هیچ گونه دیفرانسیل فعالی نیاز نیست و وزن اضافی به دلیل وجود دیفرانسیل حذف می‌شود. در این مقاله با استفاده از سیستم توزیع گشتاور، پایداری یک خودروی الکتریکی با آرایش چهار موتور گیرپکس‌دار در هر چرخ (شکل ۲) تا حد ممکن بهبود داده شده است.



شکل ۲- آرایش خودروی الکتریکی

۴- طراحی سیستم کنترلی

۴-۱- شکل کلی سیستم کنترلی

ساختار کلی سیستم کنترلی طراحی شده در شکل ۳ آورده شده است. این سیستم در دو لایه طراحی گردیده که لایه اول آن سیستم کنترل گشتاور چرخشی و لایه دوم سیستم کنترل لغزش طولی است. در لایه اول، با توجه به محدودیت‌های فیزیکی، گشتاور چرخشی بهینه برای پایداری حرکت جانبی طراحی شده است. پس از تبدیل این گشتاور به نیروهای تفاضلی بین چرخ‌ها و استفاده از مدل معکوس تایر برای

تا هم مصالحه بین انرژی و هدف کنترلی به ازای خطای ریدابی مجاز اجام گردد و هم موتورهای الکتریکی در محدوده توان خود کار کنند. این ایده پیش‌بینی می‌شود که به ازای خطای ریدابی مجاز که با آن مسیر حرکت مورد نظر به صورت قابل قبولی طی می‌شود می‌توان مجموع گشتاور معرفی برای موتورها را بصورت قابل توجهی گاهش داد. بر اساس ایده فوق، سیستم کنترلی پیشنهادی در دو لایه طراحی شده است که در لایه اول گشتاور چرخشی خارجی پایدارساز در حداقل مقدار ممکن مورد نیاز برای تأمین پایداری دینامیک جانبی محاسبه شده و پس از توزیع نیروها با یک الگوریتم بهینه بین چرخ‌ها و اعمال مدل معکوس نیروی تایر، لغزش‌های مطلوب محاسبه می‌شوند. سپس این مقادیر به عنوان ورودی، به کنترل‌گر لایه پایین داده می‌شود تا ورودی کنترلی لازم برای ایجاد نیروهای جلو برندۀ به دست آید. در این راستا کنترل‌گرهای به روش بهینه پیش‌بینی خود را با روش‌های عددی سعی شده است از جای پیدا کردن جواب‌های بهینه به روش‌های عددی سعی شده است از روش‌های تحلیلی استفاده شود. کنترل نیروهای کشیده خودروی الکتریکی به‌گونه‌ای است که پایداری در مانورهای مختلف رانندگی به هنگام شتاب‌گیری با درنظر گرفتن مصرف انرژی تأمین گردد.

این مقاله از بخش‌های زیر تشکیل شده است. بعد از مقدمه، در بخش ۲ ساختار مدل شبیه‌ساز خودرو در ترکیب با سیستم کنترلی معرفی شده است. در بخش ۳ سیستم توزیع گشتاور و آرایش آن در مقاله حاضر، آورده شده است. در بخش ۴ کنترل کننده بهینه با رویکرد پیش‌بین طراحی و عملکرد آن به همراه تحلیل پایداری بررسی شده است. در بخش ۵ نتایج شبیه‌سازی‌ها به کمک نرم افزار متلب^۱ آورده شده است و در نهایت، در بخش آخر یک نتیجه‌گیری کلی از کار انجام شده آورده شده است.

۲- مدل شبیه‌ساز خودرو

برای شبیه‌سازی سیستم کنترلی ترکیبی ارائه شده، از مدل غیرخطی هشت درجه آزادی خودرو استفاده شده است. نمای کلی این مدل شبیه‌ساز در شکل ۱ نشان داده شده است. سرعت طولی v_x ، سرعت جانبی v_y ، سرعت چرخشی r و سرعت رول ϕ ، به همراه سرعت زاویه‌ای چهار چرخ ω_i ($i=1, \dots, 4$) درجه آزادی این مدل محسوب می‌شوند. F_{xi} و F_{zi} معرف نیروهای طولی، جانبی و قائم چرخ‌ها بوده و λ_i و a_i نشانگر لغزش طولی و زاویه لغزش هر تایر می‌باشند. چنان‌که ملاحظه می‌گردد این مدل دارای سه قسمت است که به هر کدام از آنها یک زیرمدل اطلاق می‌شود. در این زیرمدلها به ترتیب حرکتهای خودرو، نیروهای تایر و دینامیک چرخ‌ها بررسی می‌گردد.

در این مدل‌سازی، حرکت خودرو روی مسیر صاف بدون در نظر گرفتن دینامیک قائم فرض شده است. همچنین نیروهای حاصل از آبرودینامیک و مقاومت غلتشی در نظر گرفته نشده و از اثرات زاویه پیچ صرف نظر شده است. مدل تایر نیز از مدل داگوف که براساس مفهوم بیضی اصطکاک تعریف شده، استفاده شده است. معادلات حاکم بر حرکتهای خودرو با جزئیات در مرجع [۱۹] آورده شده است.

¹ MATLAB



شکل ۴- دیاگرام آزاد چرخ

$$\lambda_i = \begin{cases} 1 - \frac{R\omega_i}{v_x} & v_x > R\omega_i \\ 1 - \frac{v_x}{R\omega_i} & v_x < R\omega_i \end{cases} \quad (3)$$

که ω سرعت دورانی چرخ، R شعاع چرخ و v_x سرعت طولی است. با مشتق گیری از قسمت مربوط به شتاب گیری رابطه (۴) به صورت زیر به دست می‌آید.

$$\dot{\lambda}_i = \frac{\dot{\omega}_i v_x - \dot{v}_x \omega_i}{R\omega_i^2} \quad (4)$$

با جایگذاری \dot{v}_x و $\dot{\omega}$ از روابط (۱) و (۲) در رابطه (۴)، رابطه (۵) به صورت زیر حاصل می‌شود.

$$\dot{\lambda}_i = \frac{1}{R\omega_i} \left[-\dot{v}_x + \frac{R^2(1-\lambda_i)}{I_\omega} F_{xi} \right] + \frac{(1-\lambda_i)}{\omega_i I_\omega} T_{di} \quad (5)$$

در این مقاله جهت در نظر گرفت خاصیت اشباع تایرها از مدل داگوف استفاده شده است [۱۱]. روابط نیروهای طولی و جانبی در این مدل به صورت روابط (۶)-۸ می‌باشد.

$$S = \frac{\mu F_Z \left[1 - \epsilon_r v_x \sqrt{\lambda_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \right] (1-\lambda_i)}{2 \sqrt{C_\lambda^2 \lambda_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}} \quad (6)$$

$$f(S) = \begin{cases} S(2-S) & S < 1 \\ 1 & S \geq 1 \end{cases} \quad (7)$$

$$F_{si} = \frac{C_\alpha \tan \alpha}{1-\lambda_i} f(S) \quad (8)$$

$$F_{ti} = \frac{C_\lambda \lambda_i}{1-\lambda_i} f(S) \quad (9)$$

در روابط فوق F_t و F_s به ترتیب نیروی طولی و جانبی تایر، F_Z بار قائم، C_λ و C_α به ترتیب سفتی طولی و جانبی تایر، α لغزش جانبی تایر و ϵ_r ضریب کاهش چسبندگی تایر می‌باشد.

با دنظر گرفتن سرعت طولی و لغزش طولی به عنوان متغیرهای حالت، گشتاور به عنوان ورودی کنترلی، لغزش طولی به عنوان خروجی، می‌توان معادلات (۱) و (۵) را به فرم فضای حالت زیر نوشت:

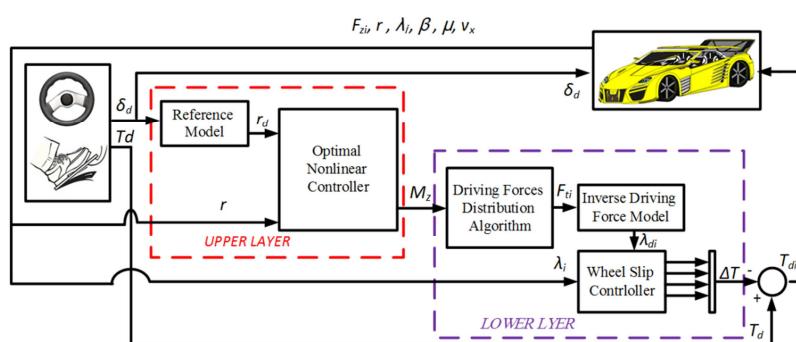
استخراج لغزش‌های طولی مربوطه، این مقادیر برای تعقیب به سیستم کنترلی لایه دوم ارسال شده‌اند. هدف از مدل معکوس، یافتن لغزش طولی مربوطه به ازای نیروهای طولی است. سیستم کنترل گشتاور چرخی بر مبنای مدل دو درجه غیر خطی و با استفاده از روش بهینه پیش‌بین طراحی شده است. در لایه دوم، با توجه به لغزش‌های طولی مطلوب، موتور الکتریکی هر چرخ، ورودی کنترلی را طوری تنظیم می‌کند که لغزش واقعی، لغزش مطلوب را ریدیابی کند و در نتیجه پایداری خودروی الکتریکی مدل سازی شده تأمین گردد. سیستم کنترل کننده لغزش طولی مبتبنی بر مدل پنج درجه در چهار چرخ، تشکیل دهنده درجات آزادی این مدل می‌باشد. بر این اساس معادله حاکم بر دینامیک طولی عبارت است از:

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m} [F_{tfL} + F_{trL} + F_{tfR} + F_{trR} + mv_y r] \quad (1)$$

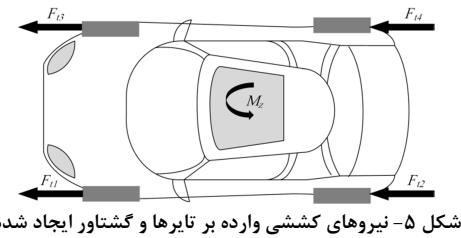
که در رابطه بالا m جرم کل خودرو، F_i نیروی کشنده‌گی و v_x شتاب طولی خودرو می‌باشد. توجه شود که در رابطه (۱) اندیس‌ها مربوط به چرخ‌های خودور می‌باشد به طوری که fL برای چرخ جلو چپ، fR برای چرخ جلو راست و rR برای چرخ عقب راست تعریف می‌شود که در روابط بعدی فرض برقرار است. همچنین مطابق شکل ۴ دینامیک دورانی برای هر چرخ به صورت رابطه (۲) مدل می‌شود.

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_\omega} [T_{di} - RF_{ti}] \quad (2)$$

که در آن T گشتاور شتاب‌گیری، I_ω ممان اینرسی در چرخ و $\dot{\omega}$ شتاب زاویه‌ای چرخ می‌باشد. لغزش طولی خودرو مطابق رابطه (۳) برای دو حالت ترمز‌گیری و تعريف پایینی برای حالت شتاب‌گیری در نظر گرفته شده است.



شکل ۳- بلوک دیاگرام کلی سیستم کنترل ترکیبی



شکل ۵- نیروهای کششی واردہ بر تایرهای و گشتاور ایجاد شده

باشد تا هم موتورهای الکتریکی در محدوده توان کار کنند و هم از باتری خودروی الکتریکی استفاده بینه گرد.

۳-۳-۴- الگوریتم توزیع نیرو

الگوریتم طراحی شده جهت توزیع نیروهای کششی بدین صورت است که ابتدا خودرو تحت شرایط اولیه و با گشتاور اولیه‌ای در هر چرخ حرکت می‌کند. در صورتی که گشتاور چرخشی تولید شده برابر با مقدار حرکت می‌کند، در صورتی که گشتاور چرخشی تولید شده برابر با پایداری، لازم جهت تأمین پایداری خودرو باشد، در کنار رسیدن به گشتاور خودرو با شرایط اولیه به مسیر خود ادامه می‌دهد. در صورتی که گشتاور تولید شده کمتر با بیشتر از مقدار مورد نیاز باشد، با کم و یا اضافه کردن به نیروها و یا گشتاورهای طرفین، مقدار گشتاور تولید شده به مقدار گشتاور مورد نیاز رسانیده می‌شود [۲۱]. مطابق شکل ۵ ورودی این الگوریتم، گشتاور چرخشی کنترلی بوده و خروجی‌های آن نیروهای کششی تایرها هستند.

در شکل ۵ برای نیروهای تایرها از اندیس اعداد استفاده شده است. طبق این قرارداد برای تایرهای جلو و چپ، عقب و چپ، جلو و راست و عقب و راست به ترتیب از اندیس‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ استفاده شده است. گشتاور چرخشی ناشی از نیروهای کششی در هر لحظه با توجه به این شکل مطابق رابطه (۳۴) محاسبه می‌شود.

$$M_{Zt} = [(F_{XfL} + F_{XrL}) - (F_{XfR} + F_{XrR})] \frac{T_w}{2} \quad (34)$$

۱- اگر $M_{Zt} = M_z$ باشد: در این حالت خودرو رفتار پایداری دارد و گشتاور خارجی اصلاحی نیاز نمی‌باشد. بدین ترتیب، سیستم توزیع گشتاور با توزیع مساوی نیروهای کششی ناشی از گشتاور اولیه چرخها بیشینه ستای را برای خودرو مهیا می‌کند و خودرو با همان شرایط اولیه به مسیر خود ادامه می‌دهد.

۲- اگر $M_{Zt} > M_z$ باشد: در این حالت با توجه به علامت گشتاور خارجی لازم و به منظور تولید این گشتاور سیستم توزیع گشتاور فعال شده و با توزیع مناسب نیروهای کششی حاصل از گشتاور خروجی هر موتور مستقل متصل به چرخها، پایداری خودرو را فراهم می‌کند. به عنوان مثال، برای خودرو کم فرمانی که در حال گردش به سمت راست می‌باشد، ابتدا سیستم توزیع گشتاور فعال با کم کردن از نیروی کششی چرخ‌های داخلی و افزایش نیروی کششی چرخ‌های خارجی، گشتاور اصلاحی را ایجاد می‌کند. لازم به ذکر است با توجه به اینکه در حالت

۲-۳-۴- کنترل کننده گشتاور چرخشی

توسعه قانون کنترلی در این بخش، بر پایه مدل دو درجه غیر خطی چهار چرخ که بدون در نظر گرفتن درجه آزادی رول انجام می‌گیرد. لازم به ذکر است که درجه آزادی رول در مدل شبیه‌ساز خودرو در نظر گرفته شده است. معادلات سرعت جانبی و سرعت زاویه‌ای چرخش جانبی خودرو طبق روابط (۲۵) و (۲۶) به دست می‌آیند.

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m} [F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} - mv_{xR}] \quad (25)$$

$$\dot{r} = \frac{1}{I_z} [a(F_{y3} + F_{y1}) - b(F_{y2} + F_{y4})] + \frac{1}{I_z} M_z \quad (26)$$

در این معادلات v_y و r حالت‌های سیستم می‌باشند. ورودی کنترلی M_z و خروجی r است. با بازنیزی این معادلات در فضای حالت روابط (۲۷)، (۲۸) و (۲۹) به صورت زیر حاصل می‌شوند:

$$\dot{x}_{11} = f_{11}(x) \quad (27)$$

$$\dot{x}_{22} = f_{22}(x) + \frac{1}{I_z} M_z \quad (28)$$

$$y = x_{22} \quad (29)$$

تابع هزینه این سیستم به صورت رابطه (۳۰) در نظر گرفته می‌شود.

$$J_2(M_z) = \frac{1}{2} w_1 [r(t+h_2) - r_d(t+h_2)]^2 + \frac{1}{2} w_2 M_z^2 \quad (30)$$

در رابطه بالا $w_1 > 0$ و $w_2 \geq 0$ به ترتیب ضرایب وزنی متغیر سرعت چرخشی و ورودی کنترلی می‌باشند. همچنین h_2 بازه پیش‌بین

بوده که عددی مثبت و معین می‌باشد.

از آنچاییکه ورودی کنترلی در مشتق اول خروجی ظاهر می‌شود، درجه نسبی سیستم برابر با یک می‌باشد. در نتیجه برای تقریب عبارت $r(t+h_2)$ بسط سری تیلور طبق رابطه (۳۱) بدست می‌آید.

$$r(t+h_2) = r(t) + h_2 \dot{r}(t) \quad (31)$$

مشابه رابطه (۳۱) برای در نظر گرفتن اثرات چرخش مرجع،

$r_d(t+h_2)$ نیز طبق رابطه (۳۲) تا مشتق اول بسط داده شده است.

$$r_d(t+h_2) = r_d(t) + h_2 \dot{r}_d(t) \quad (32)$$

با جایگذاری روابط (۱۲) و (۳۲) در (۳۰) و اعمال شرط بهینگی در تابع هزینه و مرتب سازی جملات، قانون کنترلی برای گشتاور چرخشی به صورت رابطه (۳۳) به دست می‌آید.

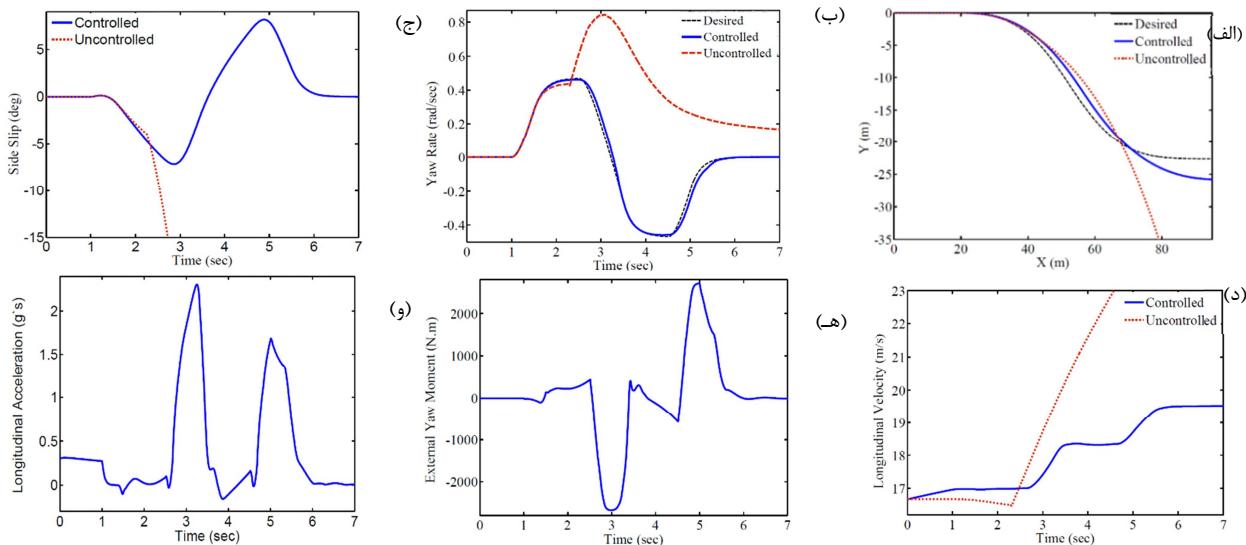
$$M_z = -\frac{I_z}{h_2} \frac{1}{1 + \frac{w_2}{w_1} \frac{I_z^2 h_z^2}{h_2^2}} [(r - r_d) + h_2 (\dot{r}_{22} - \dot{r}_d)] \quad (33)$$

در قانون کنترلی بالا اگر $\frac{w_2}{w_1} = 0$ باشد هیچ ضریب وزنی برای ورودی کنترلی در نظر گرفته نمی‌شود و بدین معنی است که ورودی کنترلی به صورت ارزان می‌باشد. همچنین اگر $\frac{w_2}{w_1} = \infty$ باشد در این

صورت $M_z = 0$ می‌باشد که این نوع حالت نیز به کنترل کننده گران

۳- اگر $M_{zL} < M_z$ باشد: این حالت مشابه حالت دوم بوده با این تفاوت که جای نیروهای کششی طرفین خودرو عوض می‌شود. با معلوم بودن نیروهای کششی هر چرخ، گشتاور توزیعی بین چرخ‌ها چنان انجام می‌شود که نیروهای محاسبه شده از الگوریتم توزیع بدست آیند. برای این منظور، لغزش طولی متناظر با هر نیرو با استفاده از مدل معکوس نیروهای تایر محاسبه می‌شود. لغزش‌های طولی محاسبه شده به عنوان مقدار مطلوب به کنترل کننده لغزش طولی (۱۶) داده می‌شوند تا با ردیابی آنها، گشتاور محرک هر چرخ محاسبه شوند.

شتاب گیری انتقال بار از محور جلو به عقب انجام می‌گیرد پس چرخ‌های عقب ظرفیت نیروی بیشتری دارند. به همین دلیل برای بهبود وضعیت



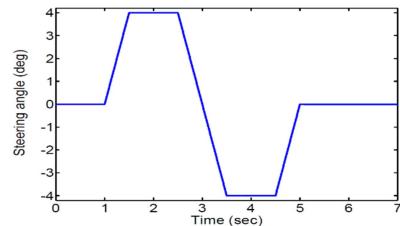
شکل ۷- مقایسه پاسخ‌های خودرو کنترل شده و کنترل نشده

(الف) مسیر (ب) سرعت چرخشی (ج) زاویه لغزش جانبی (د) سرعت طولی (ه) گشتاور چرخشی خارجی (و) شتاب طولی

۵- نتایج شبیه‌سازی

در این بخش جهت بررسی عملکرد سیستم کنترلی ارایه شده، شبیه‌سازی‌های لازم بر روی مدل ۸ درجه غیرخطی خودرو انجام و تحلیل شده است. پارامترهای مربوط به خودرو و ثابت‌های فیزیکی به کار برده شده در شبیه‌سازی در جدول ۱ آورده شده است. مانور استفاده شده در اینجا، تغییر باند با سرعت اولیه ۶۰ کیلومتر بر ساعت بر روی مسیر با سطح یکنواخت و ضریب اصطکاک $\mu = 0.8$ و شتاب اولیه $g/3$ مطابق زاویه فرمان شکل ۶ می‌باشد. در این حالت سیستم کنترلی به راننده کمک می‌کند تا بدون کاهش سرعت، پایداری جهتی خودرو حفظ شده و خودرو بتواند در مسیر حرکت باقی بماند.

نتایج شبیه‌سازی برای این حالت در شکل‌های ۷-۱۰ آورده شده است. در شکل ۷ پاسخ‌ها در حالت‌های با و بدون کنترل مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد در حالت بدون کنترل به دلیل ایجاد نیروهای ناپایدار کننده و لغزش چرخ‌ها خودرو به سمت ناپایداری رفته است اما در حالت کنترل شده، با تولید گشتاور و لغزش طولی مطلوب چرخ‌ها، پاسخ‌ها مقادیر مطلوب را دنبال کرده‌اند. پاسخ‌های زمانی سرعت چرخشی خودرو و زاویه لغزش جانبی در شکل ۷ آورده شده است. همان‌طور که در شکل ۷-۲ دیده می‌شود، سرعت چرخشی خودرو در حالت کنترل شده مقدار مرجع (r_d) را ردیابی می‌کند. همچنین مطابق با



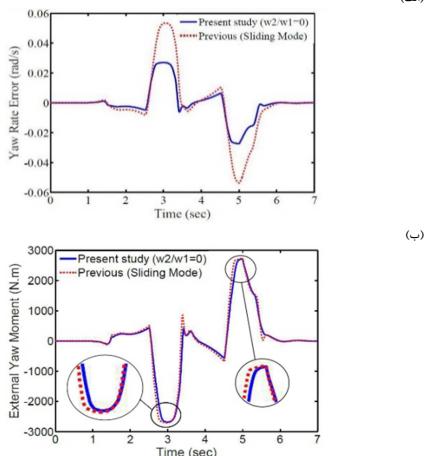
شکل ۶- زاویه فرمان خودرو

شتاب گیری ابتدا از چرخ‌های عقب شروع به افزایش و از چرخ‌های جلو شروع به کاهش می‌شود.

جدول ۱- مشخصات خودرو شبیه‌سازی شده			
پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
m	۱۲۸ (kg)	R	۰.۳ (m)
I_z	۲۵۰ (kg m ²)	I_ω	۲/۱ (kg m ²)
I_x	۷۵۰ (kg m ²)	C_α	۳... (N/rad)
a	۱/۲۰۳ (m)	C_i	۵... (N/Unit slip)
b	۱/۲۱۷ (m)	ε_r	۰.۰۱۵
l	۲/۴۲ (m)	t_w	۰.۱۴۴ (m)
h_{cg}	۰.۰۵ (m)	d	۰.۰۲ (m)

در این حالت مجموع گشتاورهای موتورهای الکتریکی به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد که در قسمت بعدی این تنظیم ضرایب وزنی و نتایج آن آورده شده است. شکل ۱۰ تأثیر ضریب وزنی را روی عملکرد سیستم کنترل نشان می‌دهد. مقایسه مسیر خودرو، پاسخ سرعت چرخشی، زاویه لغزش جانبی، سرعت و شتاب طولی و مقدار گشتاور چرخشی خارجی مورد نیاز برای مقادیر مختلف ضریب وزنی در این شکل نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود، با افزایش ضریب وزنی، مقدار گشتاور چرخشی کاهش یافته و در نتیجه، مسیر، سرعت چرخشی خودرو و زاویه لغزش جانبی و مقدار انحراف آنها از مقادیری مطابق‌شان افزایش یافته است ولی این انحرافها و خطاهای ریدیانی در حد مجاز می‌باشند. همچنین با بالا بردن ضریب وزنی سرعت خودرو کاهش می‌یابد که باعث می‌شود در زمان مشخص خودرو مسیر کمتری را طی کند ولی از طرف دیگر با کم کردن گشتاور چرخشی خارجی، کاهش در انرژی مصرفی و کنترلی سیستم حاصل می‌گردد.

در نتیجه با ایجاد مصالحه بین سرعت و انرژی کنترلی می‌توان شرایط مطلوبی را ایجاد کرد. همان‌طوری که قبل ذکر شد، توان موتورهای الکتریکی در تولید گشتاور چرخ محدود می‌باشد، بنابراین بایستی با تنظیم ضرایب وزنی، گشتاور مورد نیاز برای هر چرخ را در محدوده مجاز قرار داد و همچنین تا حد امکان با در نظر گرفتن خطای ریدیانی مجاز، انرژی مصرفی موتورهای الکتریکی را پایین آورد تا از باتری خودروی الکتریکی استفاده بینه شده و مسافت زیادی را به ازای یک بار شارژ باتری طی کند. با توجه به شکل ۱۰، با افزایش ضریب وزنی، گشتاور استفاده شده هر یک از چرخ‌ها توسط موتورها کاهش پیدا کرده و در محدوده توان موتورهای الکتریکی قرار می‌گیرد.



شکل ۹ - پاسخ‌های خودرو با کنترل کننده بهینه و مد لغزشی (الف) خطای سرعت چرخشی (ب) گشتاور چرخشی خارجی

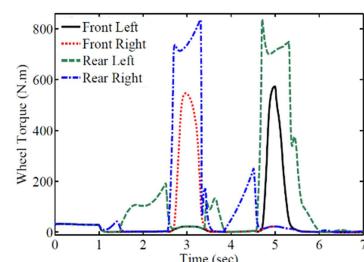
همچنین این تنظیم ضرایب وزنی باعث مدیریت انرژی و کاهش مصرف می‌گردد که نتیجه آن در جدول ۲ و شکل‌های ۱۲-الف و ۱۲-ب نشان داده شده است. همان‌طوری که مشاهده می‌گردد با افزایش ضریب وزنی ورودی کنترلی مجموع گشتاور مورد نیاز چهار چرخ برای پایداری خودرو کاهش یافته و در طرف دیگر خطای سرعت چرخشی افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به محاسبه مجموع گشتاور چهار چرخ در روش کنترل مد لغزشی که برایر با $2188/2 N.m$ می‌باشد و مقایسه آن با حالت

شکل ۷-ج، زاویه لغزش جانبی در حالت بدون کنترل در حال افزایش بیشتری بوده و خودرو ناپایدار شده است اما در حالت کنترل شده به حالت پایداری رسیده است. شکل ۷-د سرعت خودرو را نشان می‌دهد که در حالت بدون کنترل به دلیل لغزش چرخ‌ها بصورت ناگهانی بالا رفته و خودرو از مسیر خارج شده است ولی در حالت کنترل شده بدون کاهش سرعت پایداری نیز تضمین شده است که این یکی از خصوصیات سیستم توزیع گشتاور است که برخلاف سیستم‌های دیگر مانند کنترل پایداری الکترونیکی، پایداری خودرو را بدون کاهش سرعت تأمین می‌کند. در شکل ۷-ه ورودی گشتاور چرخشی برای سیستم کنترلی نمایش داده شده است که این گشتاور در لایه اول جهت پایدارسازی دقیق خودرو با استفاده از کنترل کننده پیش‌بین محاسبه شده است. شکل ۷-و نیز شتاب طولی خودرو را در طی مانور نشان می‌دهد. از آنجاییکه خودرو با شتاب اولیه $0.3 g$ حرکت کرده است، این شتاب در ثانیه اول حرکت مشخص می‌باشد. در شکل ۸ گشتاورهای توزیع شده چرخ‌ها برای تأمین گشتاور چرخشی خارجی آورده شده است. از آنجایی که خودرو با شتاب

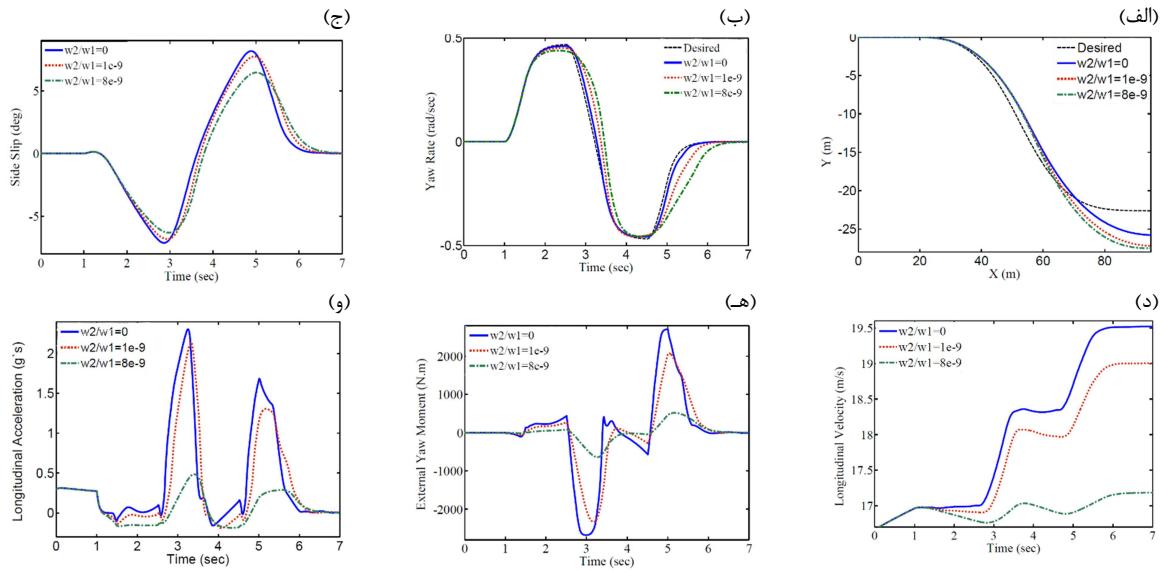
جدول ۲- مجموع گشتاور چرخ‌ها و خطای سرعت چرخشی برای ضرایب وزنی مختلف

ضرایب وزنی ورودی کنترلی	مجموع گشتاور چهار چرخ (N.m)	خطای سرعت چرخشی
$\frac{w_2}{w_1} = 0$	$20.54/4$	-0.778
$\frac{w_2}{w_1} = 1e-9$	$1670/2$	0.2234
$\frac{w_2}{w_1} = 8e-9$	$5824/4$	0.4011

اولیه در حال حرکت است بنابراین گشتاور اولیه در هر چرخ موجود می‌باشد که در شکل نشان داده شده است. مطابق شکل گشتاور مورد نیاز برای هر چرخ خارج از توان موتورهای الکتریکی می‌باشد. طبق آنچه قبل ذکر شد، محققین زیادی در بررسی‌های خود از روش‌های مقاومتی برای طراحی کنترل کننده استفاده کرده‌اند. در مراجع متعددی از روش مد لغزشی برای محاسبه گشتاور خارجی استفاده کرده‌اند [۱۱ و ۲۴]. این روش فقط توانایی حداقل کردن خطای ریدیانی سرعت چرخشی را دارد که معادل حالت خاص کنترل کننده طراحی شده ($\frac{w_2}{w_1} = 0$) در این مقاله می‌باشد. در شکل ۹ پاسخ‌های دینامیکی حاصل از روش مد لغزشی با پاسخ‌های حالت خاص کنترل کننده طراحی شده در این مقاله می‌باشد. در این مقاله در حالت ارزان نشان داده شده است. مطابق نتایج شکل ۹-الف و ۹-ب، حالت خاص کنترل کننده پیشنهادی، عملکرد نسبتاً بهتری در مقایسه با روش مد لغزشی از نظر خطای انرژی دارد.

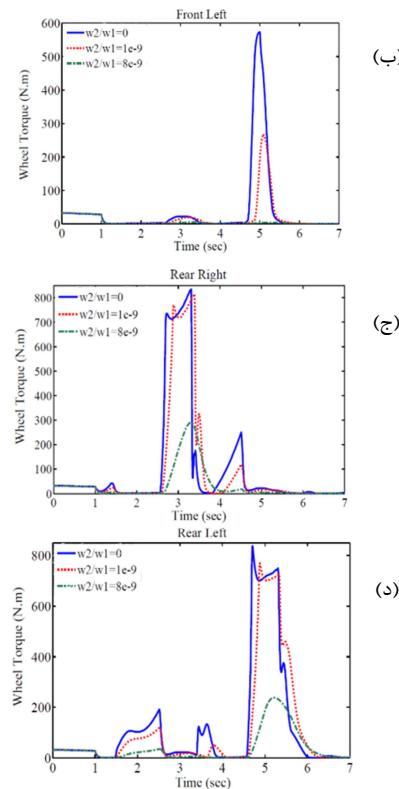


شکل ۸- گشتاورهای توزیع شده بین چرخ‌ها



شکل ۱۰- پاسخ های خودرو با ضرایب وزنی متفاوت

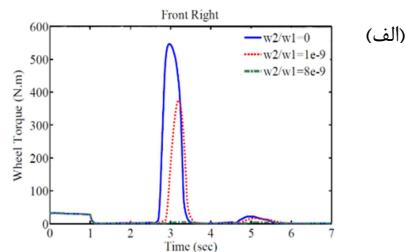
(الف) مسیر (ب) سرعت چرخشی (ج) زاویه لغزش جانبی (د) سرعت طولی (ه) گشتاور چرخشی خارجی (و) شتاب طولی

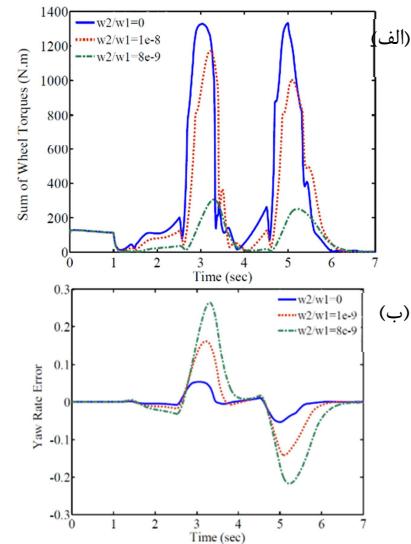


شکل ۱۱- گشتاورهای راهاندازی چرخها با ضرایب وزنی

(الف) جلو چپ (ب) جلو راست (ج) عقب چپ (د) عقب راست

خاص کنترل کننده بهینه طراحی شده در تحقیق حاضر ($\frac{W_2}{W_1} = 0$) ملاحظه می شود که در حالت کنترل بهینه این مقدار به میزان تقریباً $\frac{W_2}{W_1}$ درصد کمتر از روش مد لغزشی می باشد که یکی از مزیت های کنترل کننده بهینه طراحی شده می باشد. لازم به ذکر است که با این مصالحه بین انرژی و هدف کنترلی هم موتورهای الکتریکی در محدوده مجاز خود کار می کنند و هم انرژی مصرفی با در نظر گرفتن خطای ریدیابی مجاز برای هدف کنترلی کاهش می یابد به طوری که مجموع گشتاورهای موتورهای الکتریکی کاهش چشمگیری را نشان می دهد که باعث می شود از باتری خودروی الکتریکی تا حد امکان کمتر استفاده می شود. با تنظیم ضرایب وزنی، مصالحه بین نیروهای چرخها و هدف کنترلی انجام می گیرد و نیروهای را اندازی چرخها در محدوده مجاز خود قرار می گیرد. همچنین با نویجه به اینکه از دید کنترلی بحث انرژی در خودروهای الکتریکی به صورت گران می باشد، بنا بر این نیروها به شرط خطا ریدیابی مجاز برای هدف کنترلی می تواند پایین تر از محدوده مجاز خود قرار گرفته تا مصرف انرژی را در کمینه مقدار خود قرار دهد





شکل ۱۲- مجموع گشتاور چرخ‌ها و خطای سرعت چرخشی برای ضرایب وزنی مختلف

(الف) مجموع گشتاور چرخ‌ها (ب) خطای سرعت چرخشی

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به اهمیت گردش پایدار و کاهش مصرف انرژی در خودروهای الکتریکی و همچنین کار کردن موتورهای الکتریکی در محدوده توان خود، در این مقاله یک سیستم کنترلی ترکیبی مبتنی بر بهینه‌سازی با استفاده از روش کنترل بهینه پیش‌بین طراحی گردید. در این روش، ورودی کنترلی در زمان فعلی چنان تعیین گردید که هم خطای ریدیلی پیش‌بینی شده برای گام زمانی آینده کمینه گردد و هم با تنظیم ضرایب وزنی و بهینه کردن گشتاور چرخشی، امکان ایجاد مصالحه بین انرژی مصرفی و پایداری بهتر خودرو فراهم گردد. در نتیجه کنترل کننده قادر است پایداری را به شرط کاهش مصرف انرژی تضمین کند. بنابراین با توجه به اینکه موتورهای الکتریکی گشتاور محدودی در را اندازی خودرو دارند و انرژی به صورت گران می‌باشد، با تنظیم ضرایب وزنی سعی شد گشتاور چرخ‌ها به صورت بهینه تولید گردد تا هم موتورها در محدوده توان قرار گیرند و هم مصرف انرژی را تا حد امکان کاهش دهند.

پیوست ۱

کنترل کننده مد لغزشی

برای طراحی کنترل کننده با استفاده از روش مد لغزشی یک سطح لغزشی که تابعی از خطای سرعت چرخشی می‌باشد تعریف می‌شود:

$$S_s = r - r_d \quad (35)$$

به گونه‌ای که مشتق آن نیز به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\dot{S}_s = \dot{r} - \dot{r}_d \quad (36)$$

در ادامه با جاگذاری رابطه (۳۸) در رابطه (۳۶) می‌توان مشتق رابطه سطح لغزش را به صورت تابعی از ورودی کنترلی نوشت.

$$\dot{S}_s = f_{22}(X) + \frac{1}{I_z} M_z - \dot{r}_d \quad (37)$$

با مساوی صفر قراردادن رابطه (۳۷)، ورودی کنترلی معادل $M_{z_{eq}}$ به دست می‌آید. از طرفی به منظور برآورده شدن شرایط لغزش، بدون در

نظر گرفتن عدم قطعیت، ترم ناپیوسته (S_s)- به رابطه ورودی کنترلی معادل اضافه شده که رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$M_z = I_z (\dot{r}_d - f_{22}(X)) - \kappa \operatorname{sgn}(S_s) \quad (38)$$

در رابطه فوق ضریب κ با استفاده از رابطه (۳۹) حاصل می‌شود.

$$S_s \dot{S}_s \leq -\zeta |S_s| \quad (39)$$

ناتساوی فوق به شرط لغزش معروف است که در آن ζ عدد ثابت مثبت می‌باشد. لازم به توضیح است که به منظور حذف چترینگ فرکانس بالا که ناشی از ورودی کنترلی می‌تواند باشد،تابع اشباع

$$\text{sat}\left(\frac{S_s}{\Phi_1}\right) \text{ به عنوان تقریب پیوسته‌ای از } \operatorname{sgn}(S_s) \text{ جایگزین می‌شود.}$$

۷- مراجع

- [1] Bostanian M., Barakati S.M., Najjari B., Kalhorri D.M. A Genetic-Fuzzy Control Strategy for Parallel Hybrid Electric Vehicle, *International Journal of Automotive Engineering*, Vol.3, No.3, pp. 482-495, 2013
- [2] Gan Y.H, Xiong L, Feng Y, and Martinez F. A Torque Vectoring Control System for Maneuverability Improvement of 4WD EV, in *Applied Mechanics and Materials*, Vol.347-350, pp. 899-903, 2013.
- [3] Tavasoli A., and Naraghi M., Comparison of static and dynamic control allocation techniques for integrated vehicle control, *IFAC Proceedings*, pp. 7180-7186, 2011.
- [4] Braghin F., and Sabbioni E., Development of a control strategy for improving vehicle safety in a hybrid vehicle with four independently driven in-wheel motors, in *International Symposium on Advanced Vehicle Control*, 2010.
- [5] Rubin D., and Arogeti S.A., Vehicle yaw stability control using active limited-slip differential via model predictive control methods, *Vehicle System Dynamics*, Vol.53, No.9, pp. 1315-1330, 2015.
- [6] Kasinathan D., Kasaiezadeh A., Wong A., Khajepour A., Chen S.K. and Litkouhi B., An Optimal Torque Vectoring Control for Vehicle Applications via Real-Time Constraints, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol.65, No.6, pp. 4368-4378, 2015.
- [7] De Novellis L., Sorniotti A., and Gruber P., Wheel torque distribution criteria for electric vehicles with torque-vectoring differentials, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol.63, No.4, pp. 1593-1602, 2014
- [8] Mashadi B., Mostaani S., and Majidi M., Vehicle stability enhancement by using an active differential, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol.225, No.8, pp. 1098-1114, 2011.
- [9] Marino R., and Scalzi S.. Integrated active front steering and semiactive rear differential control in rear wheel drive vehicles, in *Proceedings of the 17th IEEE IFAC World Congress*, 2008.
- [10] Maroonian A., Tamura T., and Fuchs R., Modeling and Simulation for the Dynamic Analysis of an Electronically Controlled Torque Coupling, in *Advances Automotive Control*. Vol. 46, No. 21, pp. 464-469 2013.
- [11] Novellis L.De Sorniotti A., Gruber P. and Pennycott A., Comparison of feedback control techniques for torque-vectoring control of fully electric vehicles, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 63, No.8, pp. 3612-3623, 2014.
- [12] Rievely R.J. and Minaker B.P., Variable torque distribution yaw moment control for hybrid powertrains, *SAE Technical Paper*, 2007.

علیرضا امیرجمشیدی، و جواد شریفی، «توسعه سیستم کنترل پایداری الکترونیکی برای خودروهای الکتریکی با چهار موتور در چرخ»، مجله کنترل دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی،

شماره ۴ جلد ۹، ص ص ۱۴-۲۶، سال ۱۳۹۴.
منصور تقاییان، علی اکبر اکبری، «بهبود پایداری خودرو با کنترلر مقاوم تطبیقی فازی و مدل جدید سیستم تعليق هندسه متغیر»، [۱۴] مجله مکانیک مدرس، شماره ۹ دوره ۱۶، ص ص ۳۷-۴۶، سال ۱۳۹۵.

- [15] Nahidi A., Kasaeizadeh A., Khosravani S., Khajepour A. and Litkouhi B., Modular integrated longitudinal and lateral vehicle stability control for electric vehicles, *Mechatronics*, Vol.44, pp. 60-70. 2017.
- [16] Li B., Goodarzi A., Khajepour A., Chen S-k. and Litkouhi B., An optimal torque distribution control strategy for four-independent wheel drive electric vehicles, *Taylor & Francis, Vehicle System Dynamics*, Vol.53, No.8, pp. 1-18, 2015.
- [17] Chen Y., Hedrick J. and Guo K., A novel direct yaw moment controller for in-wheel motor electric vehicles, *Vehicle System Dynamics*, Vol.51, No.6, pp. 925-942, 2013.
- [18] Wong A., Kasinathan D., Khajepour A. and Chen S.K., Integrated torque vectoring and power management framework for electric vehicles, *Control Engineering Practice*, Vol.48, pp. 22-36, 2016.
- [19] Smith D E. and Starkey J. M., Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers; Model Development, Validation and Comparison, *Vehicle System Dynamics*, Vol.24, No.2, pp. 163-181, 1995.
- [20] Yuan X. and Wang J., Torque distribution strategy for a front- and rear-wheel-driven electric vehicle, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, pp.3365-3374, 2012.
- [21] Mirzaeinejad H. and Mirzaei M., Optimization of nonlinear control strategy for anti-lock braking system with improvement of vehicle directional stability on split-mu roads, *Transportation Research Part C*, Vol.46, No.7, pp. 1-15, 2014.
- [22] Mirzaeinejad H. and Mirzaei M., A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems, *Control Engineering Practice*, Vol.18, No.8, pp. 918-926, 2010.
- [23] Mirzaei M., Alizadeh G., Eslamian M., and Azadi S., An optimal approach to non-linear control of vehicle yaw dynamics, *Proc. IMechE, Systems and Control Engineering*, Vol.222, No.4, pp. 217-229, 2008.
- [24] Cho W., Yoon J., Kim J., Hur J., and Yi K., An investigation into unified chassis control scheme for optimised vehicle stability and manoeuvrability, *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, pp. 87-105, 2008