



طراحی استراتژی ترمزگیری مشارکتی بهینه با تلفیق سیستم ترمز مکانیکی و احیاکننده برای خودروی برقی مجهز به موتوردرچرخ

علی حسینی سالاری، حسین میرزایی نژاد*، مجید فولادی ماهانی
دانشگاه شهید باهنر کرمان، بخش مهندسی مکانیک، کرمان، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۷/۱۸
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۲/۲۸
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۳/۲۵
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۴/۰۹

کلمات کلیدی:

سیستم ترمز مشارکتی
خودروی برقی
ترمز احیاکننده
پیمایش
سیستم توزیع گشتاور ترمزگیری

خلاصه: امروزه نسل جدیدی از خودروهای الکتریکی با فناوری موتوردرچرخ معرفی شده و در حال توسعه است. افزایش بازده سیستم، حذف واسطه‌های مکانیکی و دستیابی به گشتاور ترمزی احیاکننده با عملکرد بهتر، از دلایل توسعه این تکنولوژی است. در این مقاله ابتدا یک مدل پنج درجه آزادی نصف خودرو با در نظر گرفتن یک خودرو مجهز به دو موتوردرچرخ در محور عقب، به‌عنوان خودروی نمونه، توسعه داده شده است. سپس یک استراتژی ترمزگیری با استفاده از کنترل‌کننده غیرخطی پیش‌بین دو مرحله‌ای طراحی و پیاده‌سازی گردیده است. در مرحله اول فشار مناسب برای خطوط روغن ترمز حاصل می‌شود. در مرحله دوم، مقدار مناسب گشتاور احیاکننده الکتریکی با در نظر گرفتن ظرفیت جبرانی توزیع گشتاور ترمزی سیستم ترمز و با در نظر گرفتن تمامی قیود تأثیرگذار، به دست می‌آید. مقدار گشتاور احیاکننده با در نظر گرفتن قیود سیستم، با به‌کارگیری روش بهینه‌سازی مقید کاروش-کان-تاکر حاصل می‌شود. در آخر استراتژی طراحی شده از دیدگاه مصرف انرژی و پیمایش خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد با کمک کنترل‌کننده طراحی شده و مدل ارائه‌شده می‌توان ترمزگیری بهینه‌ای انجام داد. از طرف دیگر با استفاده از استراتژی ترمزگیری معرفی شده و سیستم کنترلی طراحی شده می‌توان مقدار بازگشت انرژی به باتری را در حین ترمزگیری در مقایسه با استراتژی‌های موازی و سری-موازی توسعه داده شده در سایر مطالعات، افزایش داد.

۱- مقدمه

به‌منظور بهبود بازده خودرو، فناوری‌های سخت‌افزاری و نرم‌افزاری بسیاری معرفی و توسعه داده شده است. از آنجایی که موتور الکتریکی از ارکان مهم یک خودروی الکتریکی است، تمرکز و تلاش بسیاری در زمینه بهبود و توسعه آن انجام شده است. از این رو انواع موتورهای همچون موتورهای مغناطیس دائم و القایی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. این موتورها از مدت‌ها قبل در صنعت غیر از خودرویی مورد استفاده قرار می‌گرفتند و همراه با سیر تحولات صنعت خودرو، این موتورها نیز با هدف استفاده در خودرو توسعه و تغییر داده شده‌اند [۴]. علاوه بر منبع قدرت الکتریکی، مسیر انتقال انرژی نیز تغییر کرده است. این تغییر با هدف کاهش اتلاف انرژی در سیستم انتقال قدرت و افزایش انعطاف دینامیکی سیستم انجام شده است. در بسیاری از خودروهای الکتریکی به دلیل کنترل‌پذیری بالای موتور الکتریکی، جعبه‌دنده متغیر نیز حذف شده است [۵]. از سوی دیگر با هدف کاهش المان‌های واسط در سیستم انتقال قدرت، محل قرارگیری موتور نیز شامل این تحولات شده است. موتور در ساختارهای متفاوت، در محل‌های متفاوت قرار می‌گیرد. محل‌های قرارگیری موتور الکتریکی عموماً به‌صورت

با پیشرفت صنعت و فناوری، صنعت خودرو نیز پیشرفت چشم‌گیری داشته است. مهم‌ترین دلایل پیشرفت تغییر و تحولات در صنعت خودرو، افزایش سطح فناوری، بحران آلودگی و کاهش منابع جهانی انرژی است. این دلایل باعث توسعه و گسترش خودروهای الکتریکی شده است زیرا دارای بازده بسیار بالاتر هستند و آلودگی شهری را به‌شدت کاهش می‌دهند [۱]. از طرفی به دلیل خاصیت موتورهای الکتریکی، عملکرد خودرو نیز بهبود پیدا کرده و با عملکرد در حالت بنزینی قابل رقابت است. همچنین بیشترین تلاش خودروسازان در جهت افزایش بازده انرژی خودرو و همچنین افزایش ایمنی خودرو است [۲]. با افزایش سطح دانش کنترلی و فناوری الکترونیکی، سیستم‌های ایمنی خودرو نیز توسعه یافته است. شرکت‌های تولیدکننده پردازنده‌ها و المان‌های الکترونیکی به‌صورت پیوسته در حال توسعه محصولات خود با کاربری ویژه خودرویی هستند تا علاوه بر بهبود عملکرد، سطح ایمنی عملکرد را نیز افزایش دهند [۳].

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: h_mirzaeinejad@uk.ac.ir



مرکزی قبل از دیفرانسیل، به صورت یکپارچه با دیفرانسیل و اکسل، موتور و جعبه‌دنده مجزا برای هر موتور نزدیک چرخ و همچنین موتوردرچرخ است. موتوردرچرخ، جدیدترین و به‌روزترین ساختاری است که توسعه‌یافته است. در این ساختار موتورهای مستقیماً در چرخ‌ها قرار گرفته‌اند و باعث حذف تمامی واسط‌های بین موتور و چرخ شده است. از ویژگی‌های سیستم موتوردرچرخ می‌توان به کنترل‌پذیری بالا، بازده بالا در حالت موتور و ژنراتوری، سرعت بالای پاسخ سیستم و همچنین گشتاور بالای در دسترس جهت به‌کارگیری در ترمز احیاکننده اشاره کرد [۶].

از سوی دیگر سعی و تلاش صنعت‌گران خودرو بر این است که با استفاده از سیستم‌های کنترلی، بازده و ایمنی خودرو را افزایش دهند. یکی از مانورهای پرتکرار خودرو، حالت ترمزگیری است که حساسیت و توجه زیادی را به منظور افزایش ایمنی خودرو معطوف خود ساخته است. از طرفی، این مانور از جمله مانورهایی است که انرژی جنبشی در خودرو را به گرما تبدیل کرده و تلف می‌کند. در خودروهای الکتریکی، جهت کاهش تلفات خودرو و افزایش بازده انرژی، از ترمز احیاکننده استفاده می‌شود. در این حالت موتور در حالت ژنراتوری عمل کرده و باعث ایجاد گشتاور ترمزی می‌شود و انرژی احیاشده به باتری باز خواهد گشت [۷]. میزان انرژی بازگشتی به سهم گشتاور الکتریکی احیاکننده از کل گشتاور ترمز مورد نظر راننده، مسیر انتقال توان و همچنین بازده موتور در حالت ژنراتوری بستگی دارد. بازده موتور در حالت ژنراتوری کاملاً به نقطه کارکرد موتور بستگی دارد. تمامی ماشین‌های الکتریکی چه در حالت موتوری و چه در حالت ژنراتوری دارای نقشه عملکرد هستند و شرایط و عملکرد و همچنین بازده موتور در هر کدام از نقاط کارکرد می‌تواند متفاوت باشد [۸].

بیشینه توان ترمزی برای ایجاد ایمن‌ترین حالت ممکن، در حالتی است که سیستم‌های کنترل‌کننده گشتاور ترمز از حداکثر ظرفیت چسبندگی بین تایر و جاده استفاده کنند. بیشترین ظرفیت تایر در مقادیر لغزش مشخصی رخ می‌دهد که این میزان به شرایط سطح تایر و جاده، نیروی عمودی تایر و سرعت خودرو وابسته است [۹]. یکی از بزرگ‌ترین چالش‌های طراحان خودروهای الکتریکی، افزایش بازده خودروهای الکتریکی و در نتیجه افزایش مقدار بیشینه پیمایش خودرو است. یکی از مواردی که با این هدف، بسیار به آن پرداخته شده، مدیریت ترمزگیری است. این بدین معنی است که با تخمین میزان گشتاور دلخواه راننده و حداکثر میزان چسبندگی ممکن با در نظر گرفتن وضعیت تایر و جاده، مقدار مورد نیاز گشتاور ترمزی را طبق الگوهای مختلف ترمزگیری، بین سیستم ترمز مکانیکی و ترمز احیاکننده

تقسیم می‌کند. نقطه کلیدی در این‌گونه عملیات ترمزگیری، دقت در تخمین ظرفیت لحظه‌ای چسبندگی بین تایر و جاده، مقدار لغزش بهینه و نحوه تقسیم‌بندی است.

با هدف استفاده از بیشترین ظرفیت تایر و جاده در حالت ترمزگیری، کنترل‌کننده‌های متفاوتی طراحی شده است [۱۰-۱۲]. در مرجع [۱۳]، با استفاده از کنترل‌کننده مد لغزشی همراه با ضرایب فازی، عملکرد سیستم ترمزگیری بهبود یافته است. این مقاله با هدف استفاده از سیستم ترمزگیری و گشتاور احیاکننده، جهت مدیریت عملیات ترمزگیری نگاهشده شده است. در این مقاله توضیح کاملی در خصوص میزان گشتاوری که راننده درخواست دارد، داده نشده و اینکه حداکثر ظرفیت بین تایر و جاده در تقسیم‌بندی گشتاور ترمزی بین ترمز احیاکننده و سیستم ترمز، در نظر گرفته نشده است. در مطالعه دیگر، با استفاده از مدل‌سازی مربوط به موتور و کنترل‌کننده‌های مدل پیش‌بین و کنترل‌کننده مد لغزشی موفق شدند در شبیه‌سازی، میزان انرژی برگشتی از موتور به باتری حین ترمزگیری در دو حالت ترمزگیری معمولی و ترمزگیری اضطراری را افزایش دهند؛ اما در این مقاله از مدل‌سازی ممکن با فرضیات و عدم قطعیت‌های فراوان استفاده شده است. این عامل باعث می‌شود تا در واقعیت، کنترل‌کننده در خصوص گشتاور آنی مورد نیاز دچار خطا شود و در نتیجه نحوه تخصیص گشتاور ترمزی و عملکرد سیستم ترمز با خطا همراه شود [۱۴]. همچنین در [۱۵]، اقدام به کنترل فشار پیستون ترمز با استفاده از ماژول هیدرولیکی شده است. این امر با استفاده از کنترل بهینه مد لغزشی همراه با مدل‌سازی هیدرولیکی ماژول هیدرولیک، انجام شده است. با توجه به این مطالعه، کنترل لغزش شامل دو بخش کنترلی است. خروجی بخش اول، کنترل گشتاور مورد نیاز است تا لغزش دلخواه را ایجاد کند. خروجی بخش دوم، کنترل شیرهای هیدرولیک ماژول هیدرولیک است تا میزان گشتاور مرحله قبل را ایجاد کند. نتایج و خطاهای ارائه‌شده به‌منظور بررسی مقاومت کنترل‌کننده طراحی شده، مربوط به بخش دوم است. نتایج مذکور در بازه قابل قبولی است. از این‌رو خروجی اولیه کنترل یعنی تعیین گشتاور لحظه‌ای بهینه، بایستی به‌درستی انجام شود تا نتیجه کلی قابل قبول باشد. در مقاله یاد شده به این بحث به اندازه کافی و شایسته پرداخته نشده است. در مرجع [۱۶]، با طراحی و آزمایش انجام شده از استراتژی ترمزگیری موازی برای ترمزگیری استفاده شده است. در این مطالعه، با به‌کارگیری روشی جدید، از مقدار ثابت گشتاور احیاکننده، هم‌زمان با سیستم ترمزگیری مکانیکی استفاده شده تا شرایط لغزش کنترل شود. در این تحقیق علیرغم دستیابی نزدیک به میزان شتاب ترمزی مناسب، از

در صورت بروز خطا در سیستم الکتریکی، سیستم ترمزگیری قادر به جبران خطا و حفظ ایمنی خودرو باشد. از این رو در این مقاله در طراحی استراتژی ترمزگیری از ظرفیت عملکرد تطابق گشتاور ترمزی و جبران تفاوت‌ها در اکسل جلو و عقب (ای بی دی^۲)، استفاده می‌شود. در نتیجه ایمنی کلی خودرو و عملکرد ترمزگیری خودرو بدون تغییر و در حالت ایمن باقی می‌ماند. همچنین استراتژی پیشنهادی، سایر عوامل تأثیرگذار و یا محدودکننده بر میزان انرژی قابل بازیابی را نیز در نظر می‌گیرد. بدین منظور یک کنترل کننده دو مرحله مبتنی بر پیش‌بینی طراحی می‌گردد. در مرحله اول، با در نظر گرفتن دینامیک دورانی چرخ‌های جلو، مقدار فشار مناسب برای خطوط ترمز حاصل می‌شود. در مرحله دوم با در نظر گرفتن دینامیک دورانی چرخ‌های عقب، حداکثر ظرفیت جبران ای بی دی، قیود به کارگیری گشتاور احیاکننده الکتریکی و با روش بهینه‌سازی مقید، مقدار گشتاور الکتریکی احیاکننده بهینه به دست می‌آید. در پایان، عملکرد استراتژی ترمزگیری از دیدگاه بازده کلی خودرو و بازگشت انرژی به باتری برای خودروی مجهز به موتوردرچرخ، شرح داده می‌شود. با توجه به مزیت‌های روش پیشنهادی این مقاله به دلیل در نظر گرفتن محدودیت‌های سطح خودرو و زیر سیستم‌ها، الزامات استاندارد، الزامات ایمنی، محدودیت‌های ایجادشده توسط جاده، معرفی راهکار پیاده‌سازی و استفاده از روش حل جبری برای معادله انرژی در تابع پیش‌بین، قابلیت استفاده صنعتی و کاربرد در خودروهای برقی مجهز به موتوردرچرخ را به صورت مستقل دارد.

ادامه این مقاله بدین شکل سازمان‌دهی شده است که مدل‌سازی چرخه انرژی در خودروی الکتریکی و مدل‌سازی‌های مربوط به مدل پنج درجه آزادی در بخش ۲ ارائه شده است. طراحی استراتژی ترمزگیری در بخش ۳ آورده شده است. در بخش ۴، استراتژی ترمزگیری طراحی شده در بستر شبیه‌سازی شده به کار گرفته می‌شود و تأثیر عملکرد آن در بیشینه پیمایش خودرو در چرخه استاندارد و بازده کلی خودرو نشان داده می‌شود. در بخش ۵ نیز نتیجه‌گیری و جمع‌بندی انجام شده است.

۲- مدل‌سازی خودرو

یکی از جنبه‌های عملکردی مهم یک خودروی الکتریکی، عملکرد ترمزگیری آن است. این عملکرد از دو دیدگاه ایمنی و مصرف انرژی ارزیابی می‌گردد. از مهم‌ترین شاخص‌های عملکردی-ایمنی در خودرو، شتاب ترمزی، طول خط ترمز و پایداری خودرو حین ترمزگیری است. در حین ترمزگیری

بسیاری از عوامل تأثیرگذار بر مقدار مجاز گشتاور احیاکننده مانند وضعیت باتری و محدودیت‌های استاندارد چشم‌پوشی شده است. از آنجایی که یکی از مهمترین ملاحظات در طراحی سیستم ترمز و استراتژی ترمزگیری، الزامات استاندارد است، در یک تحقیق با در نظر گرفتن این الزامات و همچنین حالت رانندگی راننده (اقتصادی، معمولی) با بهره‌گیری از منطق فازی اقدام به طراحی استراتژی ترمزگیری شده است [۱۷]. نتایج نشان‌دهنده بهبود در پیمایش خودرو و بازده کلی خودرو بود. اما در این مطالعه محدودیت‌های سیستم مکانیکی انتقال گشتاور، محدودیت‌های باتری خودرو در نظر گرفته نشده است. از سوی دیگر، نتایج برای ترمزگیری شدید نیز ارائه گردیده است اما به راهکار عملی برای پیاده‌سازی این سیستم و اجرای سهم گشتاور ترمز هیدرولیکی و الکتریکی بدون تداخل در یکدیگر اشاره نشده است. یکی از روش‌های نوین طراحی استراتژی ترمزی، بهره‌گیری از کنترل پیش‌بین است. در نمونه‌ای از این مطالعات، تمرکز بر کنترل لغزش و پایداری طولی بوده و از محدودیت‌های اجرایی، محدودیت‌های سیستم ترمزگیری و انتقال قدرت چشم‌پوشی شده است. نتایج ارائه شده نشان‌دهنده میزان خطای قابل قبول در کنترل لغزش حین ترمزگیری است. در این مطالعه برای حل معادله انرژی در کنترل کننده پیش‌بین از روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات^۱ استفاده شده است که به دلیل ماهیت این روش حل، پیاده‌سازی چنین روشی به صورت صنعتی دشوار به نظر می‌رسد [۱۸].

بهبود بازده کلی سیستم و عدم وجود یک استراتژی ترمزگیری جامع و بهینه برای خودروهای الکتریکی با موتوردرچرخ با در نظر گرفتن تمامی قیود و الزامات، نویسندگان این تحقیق را برآن داشت تا این مطالعه انجام شود. در این تحقیق ابتدا به معرفی مدل نصف خودروی الکتریکی با پنج درجه آزادی جهت مدل‌سازی دینامیک طولی خودرو پرداخته می‌شود. مدل‌سازی انجام شده بر اساس یک خودروی نمونه است که از موتورهای درچرخ در محور عقب سود می‌برد. مدل‌سازی جنبه‌های دینامیک طولی و مصرف انرژی در خودروی الکتریکی را شامل می‌شود. سپس با استفاده از مدل توسعه یافته، کنترل کننده غیرخطی پیش‌بین طراحی و مورد استفاده قرار می‌گیرد تا میزان گشتاور ترمزگیری را کنترل کند. با در نظر گرفتن مقدار گشتاور لازم برای ایجاد بیشینه شتاب ترمزی، استراتژی ترمزگیری با هدف افزایش مقدار انرژی برگشتی به باتری و با اولویت حفظ ایمنی خودرو طراحی می‌شود. از آنجایی که سیستم ترمز خودرو از جمله سیستم‌های خطا-ایمن است، بایستی استراتژی ترمزگیری به نحوی طراحی گردد که

شود که اندیس i به تایر جلو (f) و تایر عقب (r) اشاره دارد. همچنین، مجموع نیروهای وارده در راستای طولی خودرو به صورت زیر است [۶]:

$$F_x = 2(F_{tf} + F_{tr} - F_{Rf} - F_{Rr}) - F_a \quad (۳)$$

که F_{tr} و F_{tf} به ترتیب نیروی طولی هر کدام از تایرهای جلو و عقب خودرو و F_x برآیند کل نیروهای طولی وارد بر خودرو است. نکته دیگری که در تحلیل بازده کلی خودرو بایستی در نظر گرفته شود، بازده تبدیل و انتقال توان در سطح تماس تایر و جاده است. به جهت مدل سازی چرخه انرژی در خودرو الکتریکی و مدل سازی سطح تماس تایر و جاده و همچنین محاسبه میزان اتلاف انرژی در سطح تماس، مدل سازی زیر انجام می شود. مقدار توان در سر هر چرخ برابر است با:

$$P_{wi} = T_i \omega_i \quad i = f, r \quad (۴)$$

که T_i و ω_i به ترتیب گشتاور و سرعت زاویه ای هر چرخ است و P_{wi} برابر است با کل توان مکانیکی است که در هر چرخ ایجاد می شود. در حالت ترمزگیری کل توان مکانیکی P_{wi} برابر با P_{bi} و گشتاور T_i از نوع ترمزی است. همچنین توان ایجاد شده توسط تایر برای حرکت طولی، P_{ti} ، برابر است با:

$$P_{ti} = v_x F_{ti} \quad i = f, r \quad (۵)$$

F_{ti} نیروی طولی ناشی از تراکنش هر تایر با سطح جاده است. با توجه به روابط ارائه شده، بازده تراکنش سطح هر تایر با جاده، η_{Ti} ، به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_{Ti} = P_{ti} / P_{wi} \quad i = f, r \quad (۶)$$

در حالت ترمزگیری احیاکننده، مجموع توان احیاء شده و اضافه شده به باتری، P_R ، به صورت زیر است:

$$P_R = \sum \zeta \eta_R P_{bi} \quad i = f, r \quad (۷)$$

انرژی جنبشی خودرو بایستی کاهش یابد. در خودروهای الکتریکی سعی بر این است تا بیشترین میزان از انرژی جنبشی خودرو حین ترمزگیری احیا شده و در باتری ذخیره گردد. از پارامترهای کلیدی در پیاده سازی استراتژی بهینه ترمزگیری، علم به حداکثر شتاب ترمزی ممکن، حدود بهینه جریان شارژ باتری ها و همچنین حداکثر میزان انرژی قابل پذیرش باتری است. از این رو به منظور طراحی استراتژی و کنترل کننده مناسب، نیاز به پیاده سازی مدل مناسب است. در این مقاله به منظور شبیه سازی و به کارگیری استراتژی پیشنهادی یک خودرو الکتریکی مجهز به تکنولوژی موتوردرچرخ در محور عقب به عنوان خودروی نمونه انتخاب شده است و مدل سازی های پیش رو بر اساس این خودرو انجام می شود.

۲-۱- مدل سازی چرخه انرژی در خودروی الکتریکی

در یک خودروی الکتریکی، عموماً انرژی الکتریکی از باتری به کنترل کننده موتور می رسد و سپس با تغییر حالت به سه فاز، وارد موتور می شود. موتور انرژی الکتریکی را به مکانیکی تبدیل می کند. انرژی مکانیکی دورانی به جعبه دنده منتقل شده و با کاهش دور و افزایش گشتاور، وارد دینامسپیل می شود. دینامسپیل با تقسیم توان بین دو چرخ راست و چپ باعث دوران چرخ ها می شود. دوران چرخ ها و ایجاد لغزش بین تایر و جاده، باعث ایجاد نیرو شده که این نیرو حرکت خودرو را در پی خواهد داشت. در هر کدام از حالات انتقال، تغییر، تبدیل و تقسیم انرژی، بخشی از انرژی تلف می شود. در خودروهای الکتریکی با پیشرانده موتوردرچرخ، بسیاری از این المان های واسط و مبدل انرژی حذف می شوند.

به منظور بررسی مصرف انرژی در خودروهای مجهز به موتوردرچرخ، نیروهای مقاومتی خودرو به صورت زیر مدل سازی می شوند [۶]:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho c_d A_f v_x^2 \quad (۱)$$

$$F_{Ri} = f_R F_{zi} \quad i = f, r \quad (۲)$$

که F_a مقدار مقاومت آئرو دینامیک، c_d ضریب کشش آئرو دینامیک خودرو، ρ چگالی هوا، A مساحت سطح مؤثر رویه روی خودرو، v_x سرعت طولی خودرو، f_R ضریب مقاومت غلتشی تایر، F_{zi} و F_{Ri} به ترتیب نیروی عمودی و نیروی مقاومت غلتشی هر تایر می باشند. توجه

که S_B تعداد سلول‌های سری در پک باتری و V_n ولتاژ نامی سلول با تری و τ گام زمانی است. به منظور مدل سازی داخلی باتری، در این تحقیق از مدل‌های توسعه داده شده و معتبر کتابخانه نرم افزار متلب سیمولینک استفاده شده است.

در خودروهای الکتریکی، وظیفه کنترل موتور الکتریکی بر عهده کنترل کننده موتور است. سیستم کنترل خودرو^۲ یک کنترل کننده بالادستی است که وظیفه مدیریت و پیاده سازی استراتژی های کنترلی را بر عهده دارد. به عنوان مثال برای پیاده سازی استراتژی ترمز گیری، سیستم کنترل خودرو و وظیفه مدیریت پیاده سازی استراتژی را بر عهده دارد. بدین گونه که با دریافت وضعیت زیر سیستم ها از جمله پک باتری، موتور الکتریکی و وضعیت سیستم پایداری دستور اعمال گشتاور الکتریکی را به کنترل کننده موتور می‌دهد. این دستور به صورت یک پیغام کدگذاری شده از طریق راه ارتباطی کن^۳ است که حاوی مقدار گشتاور هدف برای ایجاد ترمز الکتریکی است. از این پس کنترل کننده موتور وظیفه کنترل جریان و فاز موتور را دارد تا گشتاور دستوری سیستم کنترل مرکزی را ایجاد کند. شکل ۱ ساختار کلی یک خودرو الکتریکی و ارتباطات مربوطه را نشان می‌دهد. محدوده تحقیق حاضر به وظایف و عملکرد سیستم کنترل مرکزی محدود می‌شود.

۲-۲- معرفی مدل پنج درجه آزادی

دستیابی به حداکثر شتاب ترمزی ممکن به دقت مدل سازی، نوع کنترل کننده گشتاور ترمز و پیاده سازی آن بستگی دارد. در این بخش به مدل سازی دینامیک طولی خودرو پرداخته می‌شود. مدل انتخاب شده، مدل پنج درجه آزادی، شامل تمامی دینامیک‌های تأثیرگذار در ترمز گیری در جاده مستقیم است. درجات آزادی شامل سرعت طولی کل خودرو (v_x)، جابه جایی عمودی جرم فربندی شده (Z)، جابجایی دورانی بدنه خودرو (θ) و دو حرکت دورانی چرخ‌های جلو (ω_f) و عقب (ω_r) است (شکل ۲).

هنگامی که تایر در حال غلتش است، نیروهای مقاومت غلتشی، نیروی جلوبرنده، نیروی ترمزی و گشتاور راه‌انداز و یا گشتاور ترمز گیری به تایر وارد می‌شود. از آنجایی که در این مقاله حالت ترمز گیری مورد بحث است، مدل سازی در حالت ترمز گیری انجام می‌شود. شکل ۳ نیروها و گشتاورهای وارده به چرخ مجهز به موتور در چرخ را در حالت ترمز گیری نشان می‌دهد.

که در آن η سهم ترمز احیا کننده از کل انرژی ترمز گیری است که توسط استراتژی ترمز گیری تعیین می‌گردد. همچنین η_R بازده کل فرایند احیای انرژی حین ترمز گیری می‌باشد که طبق رابطه (۸) به دست می‌آید. از آنجایی که در خودروی نمونه مدنظر، موتورهای الکتریکی تنها در محور عقب خودرو قرار گرفته‌اند، ترمز احیا کننده الکتریکی و بازده آن فقط برای محور عقب تعریف می‌شود:

$$\eta_R = \eta_{Ch} \eta_{MC} \eta_M \eta_{Tr} \quad (8)$$

که در آن η_{Ch} بازده مربوط به شارژ سلول‌های باتری است که وابسته به مقاومت داخلی سلول‌ها و مقاومت الکتریکی اتصالات است. η_{MC} بازده کنترل کننده موتور و η_{Tr} بازده تراکنش تاپرهای محور عقب و جاده است. همچنین η_M بازده موتور الکتریکی که رابطه آن بر اساس ساختار موتور به صورت زیر است:

$$\eta_M = \frac{T_E \omega_E}{k_c T_E^2 + T_E \omega_E + k_i T_E + k_w \omega_E^3 + cl} \quad (9)$$

که T_E گشتاور موتور الکتریکی، ω_E دور موتور الکتریکی است. از آنجایی که در خودروی نمونه از موتور در چرخ در محور عقب استفاده شده است، دور موتورهای الکتریکی با دور چرخ‌های محور عقب، ω_r ، برابر است. همچنین k_c تلفات مسی، k_i تلفات آهنی، k_w تلفات سیم پیچ و cl مقدار ثابت تلفات مکانیکی در درون موتور الکتریکی است [۲۳]. در این حالت نرخ جریانی که به باتری وارد می‌شود به صورت رابطه زیر است:

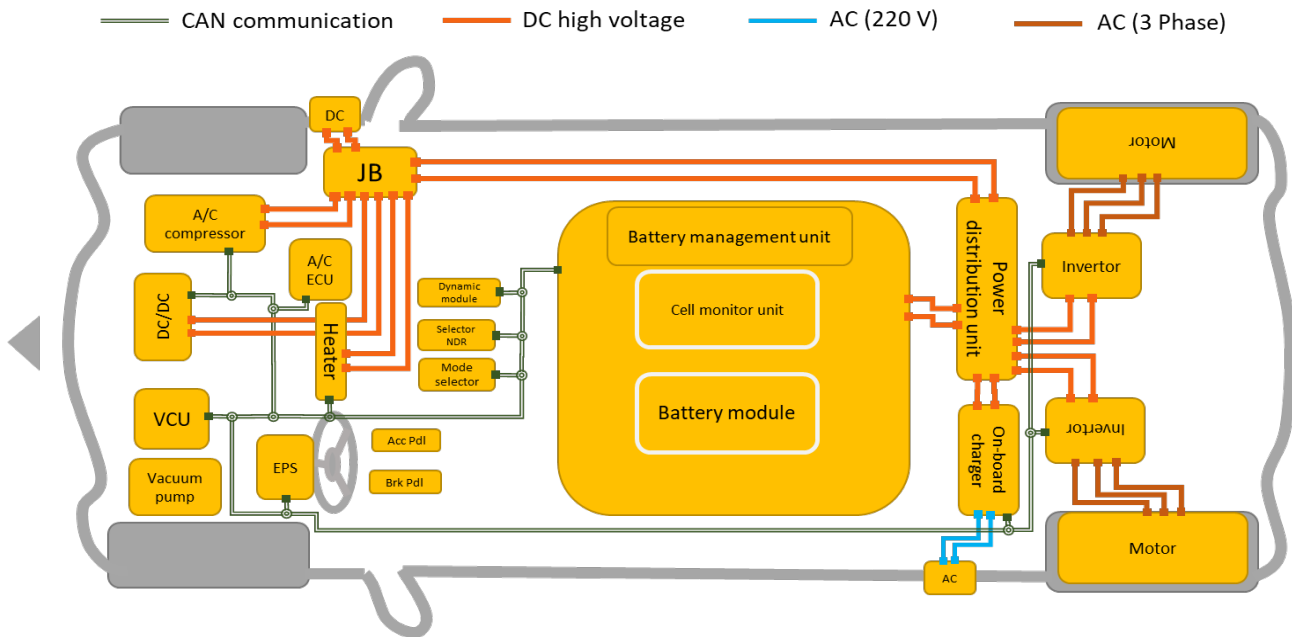
$$C = \frac{T_E \omega_r \eta_R}{V_B C_{cell} P_B} \quad (10)$$

که C_{cell} ظرفیت نامی هر سلول و P_B تعداد سلول‌های موازی شده در پک باتری و V_B سطح ولتاژ پک باتری است. با شارژ باتری با نرخ جریان محاسبه شده، سطح شارژ باتری^۱ تغییر می‌کند. در ساده ترین مدل سازی باتری و سطح شارژ، میزان تغییرات سطح شارژ باتری در طول زمان به صورت زیر است:

$$SOC(t + \tau) = SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{T_E(t) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} \quad (11)$$

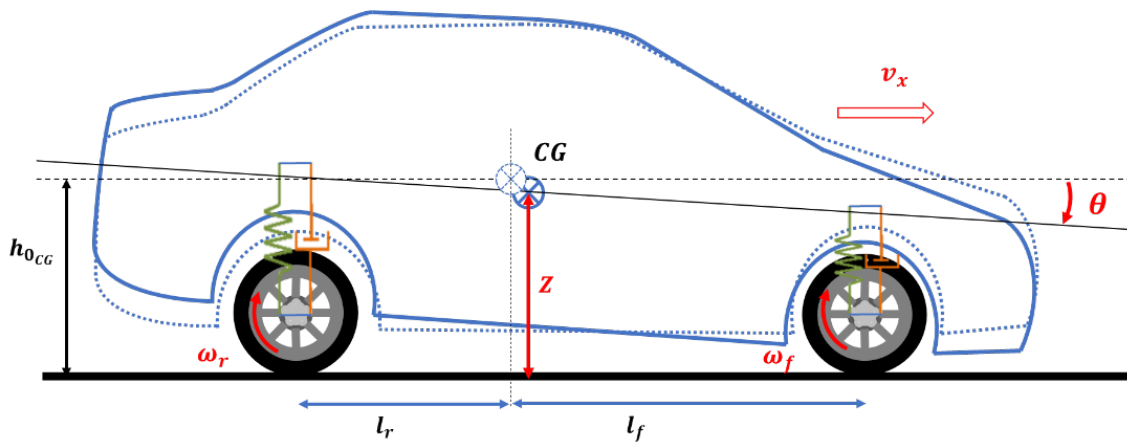
2 Vehicle Control Unit
3 Controller Area Network

1 State Of Charge



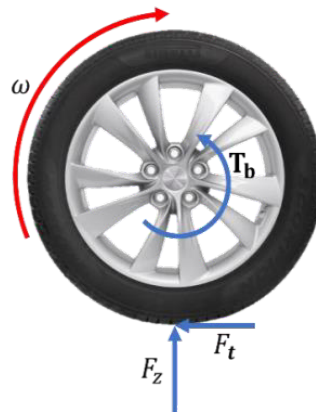
شکل ۱. ساختار کلی یک خودروی الکتریکی مجهز به موتور در چرخ در محور عقب

Fig. 1. General structure of an electric vehicle equipped with in-wheel motors in the wheel on the rear axle



شکل ۲. مدل خودرو با ۵ درجه آزادی در حال ترمزگیری با موتور در چرخ در محور عقب

Fig. 2. A 5DOF vehicle braking car model with an in-wheel motor on the rear axle



شکل ۳. شماتیک چرخ و نیروهای وارد بر آن در حین ترمزگیری

Fig. 3. Schematic of the wheel and the forces acting on it during braking

که Z جابه‌جایی عمودی مرکز جرم فنربندی شده، Z_f و Z_r جابه‌جایی جرم فنربندی شده در محل اتصال سیستم تعلیق جلو و عقب، l_f و l_r فاصله مرکز ثقل خودرو تا اکسل جلو و عقب خودرو، همچنین \dot{z} ، \dot{z}_f و \dot{z}_r نرخ تغییرات این جابه‌جایی‌ها، θ مقدار زاویه تاب و $\dot{\theta}$ نرخ تغییرات آن است.

$$F_{s_i} = K_i z_i + C_i \dot{z}_i \quad i = f, r \quad (17)$$

C_i و K_i به ترتیب ضرایب میرایی و فنریت، F_{s_i} نیروی عمودی دینامیک سیستم تعلیق است. در نتیجه معادله دینامیک شتاب عمودی خودرو، \ddot{z} ، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_s} (2F_{sf} + 2F_{ssr}) \quad (18)$$

که در رابطه فوق m_s مقدار مؤثر جرم فنربندی شده است. از این رو

نیروی عمودی کلی روی تایرهای جلو و عقب برابر است با:

$$F_{z_i} = \frac{(l - l_i)}{2l} mg + F_{s_i} \quad i = f, r \quad (19)$$

به طوری که m جرم کل خودرو، g شتاب گرانش، l فاصله طولی محور جلو تا عقب خودرو است. معادله مربوط به دینامیک پیچ به شکل زیر است:

با توجه به شکل ۳، معادله حاکم بر دینامیک دورانی چرخ به صورت زیر است:

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{wi}} (RF_{ti} - T_{bi}) \quad i = f, r \quad (12)$$

در حالی که R شعاع چرخ، T_{bi} گشتاور ترمزگیری، $\dot{\omega}_i$ نرخ تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخ و I_{wi} ممان اینرسی مجموعه اجزای گردنده است که می‌تواند شامل بخشی از موتور، دیفرانسیل، شفت درایو، پلوس‌ها، رینگ و تایر باشد. در خودروهای دارای تکنولوژی موتوردرچرخ، ممان اینرسی اجزای گردنده به مجموعه چرخ و اجزا گردنده موتور محدود می‌شود.

میزان نیروی طولی چرخ‌ها وابسته به نیروی عمودی تایر است [۱۹]. معادلات حاکم جهت مدل‌سازی نیروی عمودی روی هر تایر به شرح زیر است:

$$z_f = z - l_f \theta \quad (13)$$

$$z_r = z + l_r \theta \quad (14)$$

$$\dot{z}_f = -l_f \dot{\theta} + \dot{z} \quad (15)$$

$$\dot{z}_r = l_r \dot{\theta} + \dot{z} \quad (16)$$

است:

$$I_y \ddot{\theta} = m_s h_s \dot{v}_x - 2l_f F_{sf} + 2l_r F_{sr} \quad (20)$$

که $\dot{\theta}$ شتاب زاویه‌ای پیچ، I_y ممان اینرسی خودرو حول محور جانبی خودرو، h_s ارتفاع مرکز جرم فربندی شده و \dot{v}_x شتاب طولی خودرو است.

در این مقاله، مدل‌سازی با هدف طراحی کنترل‌کننده علاوه بر حالات در نظر گرفته‌شده توسط بسیاری از مراجع [۲۲-۲۰]، زاویه تاب و سرعت زاویه‌ای تاب نیز به‌عنوان حالات مهم سیستم در ترمزگیری در نظر گرفته خواهد شد زیرا به دلیل انتقال بار دینامیکی و نوسانات ناشی از آن، عملکرد ترمزگیری هرکدام از چرخ‌ها تحت تأثیر قرار می‌گیرد. مدل‌سازی به‌صورت یکپارچه، باهدف کنترل میزان لغزش چرخ‌های جلو و عقب صورت می‌گیرد. مقدار لغزش در حالت ترمزگیری به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$\lambda_i = \frac{v_x - R\omega_i}{v_x} \quad i = f, r \quad (21)$$

که λ_i ضریب لغزش طولی هر چرخ، R شعاع چرخ‌ها، v_x سرعت طولی خودرو و ω_i سرعت زاویه هر چرخ است. همچنین شتاب خودرو حین ترمزگیری با استفاده از رابطه زیر قابل حصول است:

$$\dot{v}_x = -\frac{F_x}{m} \quad (22)$$

از این رو سرعت تغییرات ضریب لغزش، $\dot{\lambda}_i$ ، با در نظر گرفتن روابط (۲۱)، (۲۲) و (۱۲) به‌صورت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{\lambda}_i = \frac{-1}{v_x} \left[\frac{F_x}{m} (1 - \lambda_i) + \frac{R^2 F_{ti}}{I_{wi}} \right] + \left(\frac{R}{v_x I_{wi}} \right) T_{bi} \quad i = f, r \quad (23)$$

گشتاور ترمزی T_{bi} برای چرخ‌های جلو و عقب به ترتیب به‌صورت زیر است:

$$T_{bf} = T_{pf}, \quad T_{br} = T_E + T_{pr} \quad (24)$$

در رابطه فوق T_E گشتاور ترمزی احیاکننده سیستم الکتریکی، T_{pf} و T_{pr} به ترتیب گشتاور ترمزی مکانیکی (اصلی) وارد بر چرخ‌های جلو و عقب می‌باشند. T_{pi} تابعی از فشار روغن ترمز در مدار ترمز اصلی، P_{oi}

$$T_{pi} = C_{pi} P_{oi} \quad i = f, r \quad (25)$$

که در آن ضریب ثابت C_{pi} به‌صورت زیر تعریف شده است:

$$C_{pi} = A_i r_i \mu_d \quad i = f, r \quad (26)$$

به‌طوری‌که r_i شعاع نقطه اثر بین لنت و دیسک، A_i سطح مؤثر پیستون ترمز در کالیبر سیستم ترمز و μ_d ضریب اصطکاک بین لنت و دیسک است که ثابت در نظر گرفته می‌شود.

گشتاور ترمزی احیاکننده سیستم الکتریکی، T_E ، از دو بخش استاتیکی، T_{Es} ، و دینامیکی، T_{Ed} ، تشکیل می‌شود:

$$T_E = T_{Es} + T_{Ed} \quad (27)$$

که در آن T_{Es} سهم تغییرات مجاز گشتاور ترمزگیری طبق استاندارد اجباری سیستم ترمز در اروپا است ([۱۸]) که عموماً در خودروهای الکتریکی به‌صورت درصدی ثابت از کل گشتاور ترمزی، T_E ، به گشتاور ترمزی احیاکننده اختصاص داده می‌شود و در صورتی که عملکرد سیستم ترمز ضدقفل فعال شود، این مقدار به صفر متمایل می‌شود. مقدار دینامیک ترمز احیاکننده، T_{Ed} ، در بخش بعد توضیح داده می‌شود. همچنین گشتاور احیاکننده استاتیکی با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$T_{Es} = \zeta P_{of} (C_{pf} + C_{pr}) \quad (28)$$

برای مدل‌سازی تایلر و محاسبه نیروی F_{ti} مدل‌های مختلفی ارائه شده است. مدل‌های فیالا، داگوف، مدل پژو و براش انواع مختلف مدل‌سازی تایلر است [۱۹]. از این رو سعی می‌شود تا دقیق‌ترین و درعین حال امکان‌پذیرترین مدل‌سازی جهت بیان و محاسبه نیروی تایلر به کار گرفته شود. پرکاربردترین مدل تایلر، مدل جادویی پژو است که در حالات مختلف ارائه شده است. فرض مدل‌سازی، حالت ترمزگیری در مسیر مستقیم است. در این حالت، نیروی طولی در حالت لغزش طولی خالص است که طبق معادلات (۲۹) تا (۳۹) بیان می‌شود. در این مدل‌سازی از تأثیر تغییرات فشار باد تایلر نسبت به فشار نامی تایلر صرف‌نظر شده است.

ثوابت p ، q و r در معادلات مدل‌سازی تایر، ضرایب مربوط به ویژگی‌های عملکردی تایر هستند. شرح هرکدام از ضرایب معادلات (۲۹) تا (۳۹) در مرجع [۱۹] ارائه شده است.

با توجه روابط (۱۱) و (۲۲) تا (۲۷) معادلات حالت سیستم در مانور ترمزگیری همراه با سیستم احیاکننده انرژی به صورت زیر است:

$$\dot{x}_1 = f_1(\mathbf{X}) \quad (40)$$

$$\dot{x}_2 = f_2(\mathbf{X}) + \frac{R}{x_1 I_{wf}} C_{pf} u_1 \quad (41)$$

$$\dot{x}_3 = f_3(\mathbf{X}) + \frac{R}{x_1 I_{wr}} [C_{pr} u_2 + u_3 + T_{Es}] \quad (42)$$

$$\dot{x}_4 = f_4(\mathbf{X}) \quad (43)$$

$$\dot{x}_5 = f_5(\mathbf{X}) \quad (44)$$

و $\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [v_x, \lambda_f, \lambda_r, \theta, \dot{\theta}]^T$ که $\mathbf{U} = [u_1, u_2, u_3]^T = [P_{of}, P_{or}, T_{Ed}]^T$ است و f_i عبارتند از:

$$f_1 = F_x(x_1, x_2, x_3, x_4) / m, \quad (45)$$

$$f_2 = \frac{-1}{x_1} \left[\frac{F_x}{m} (1 - x_2) + \frac{R^2 F_{ff}}{I_{wf}} \right] \quad (46)$$

$$f_3 = \frac{-1}{x_1} \left[\frac{F_x}{m} (1 - x_3) + \frac{R^2 F_{fr}}{I_{wr}} \right] \quad (47)$$

$$f_4 = x_5 \quad (48)$$

$$f_5 = \frac{1}{I_y} \left[\frac{1}{2} m_s h_s x_1 - I_f F_{sf} + I_r F_{sr} \right] \quad (49)$$

$$F_{fi} = D_{xi} \sin \left(C_{xi} \arctan \left(B_{xi} k_{xi} - E_{xi} (B_{xi} k_{xi} - \arctan(B_{xi} k_{xi})) \right) \right) + S_{Vxi} \quad i = f, r \quad (29)$$

که ثوابت به شرح زیر است:

$$k_{xi} = \lambda_i + S_{Hxi} \quad i = f, r \quad (30)$$

$$C_{xi} = p_{Cxi} \lambda_{Cx} \quad i = f, r \quad (31)$$

$$D_{xi} = \mu_{xi} F_{zi} \zeta_1 \quad i = f, r \quad (32)$$

درحالی که λ_i ضریب لغزش چرخ است. ضریب اصطکاک مؤثر بین تایر و جاده به صورت زیر است.

$$\mu_{xi} = (p_{Dx1} + p_{Dx2} df_{zi}) (1 - p_{Dx3} \gamma^2) \lambda_{max}^* \quad i = f, r \quad (33)$$

سایر ثوابت به صورت زیر است:

$$E_{xi} = (p_{Ex1} + p_{Ex2} df_{zi} + p_{Ex3} df_{zi}^2) (1 - p_{Ex4} \text{sign}(k_{xi})) \lambda_{Ex} \quad (34)$$

$$i = f, r$$

که

$$K_{xki} = F_{zi} (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_{zi}) \exp(p_{Kx3} df_{zi}) \lambda_{Kxki} \quad i = f, r \quad (35)$$

$$\lambda_{Kxki} = (B_{xi} C_{xi} D_{xi} \text{ at } \lambda_x = 0 \text{ or } C_{Fk}) \quad i = f, r \quad (36)$$

$$B_{xi} = \frac{K_{xki}}{C_{xi} D_{xi} + \epsilon_x} \quad i = f, r \quad (37)$$

$$S_{Hxi} = (p_{Hx1} + p_{Hx2} df_{zi}) \lambda_{Hx} \quad i = f, r \quad (38)$$

$$S_{Vxi} = F_{zi} (p_{Vx1} + p_{Vx2} df_{zi}) \lambda_{Vx} \lambda_{max} \zeta \quad i = f, r \quad (39)$$

۳- طراحی استراتژی ترمزگیری

در این بخش به طراحی استراتژی ترمزگیری برای خودروی الکتریکی مجهز به موتور درچرخ پرداخته می‌شود. به دلیل انعطاف کاربری موتور درچرخ، نمونه‌ها و حالات امکان‌پذیر متفاوتی برای ساخت خودروی الکتریکی با این فناوری وجود دارد. در این مقاله، یک خودرو الکتریکی با فناوری موتور درچرخ به عنوان خودرو نمونه انتخاب شده است که از دو موتور الکتریکی در چرخ‌های عقب بهره می‌برد. خودروی مزبور دارای سیستم کنترل پایداری (ای‌اس‌پی)^۱ است که دارای عملکردهای سیستم ضد قفل (ای‌بی‌اس)^۲ و سیستم توزیع نیروی ترمزی است. مهم‌ترین اهداف در طراحی استراتژی ترمزگیری، ایمنی در عملکرد و بهبود مصرف انرژی در ضمن حفاظت از باتری است. از آنجایی که سیستم ترمز وظیفه حفظ ایمنی را بر عهده دارد، سخت‌گیرانه‌ترین استانداردها در خودرو را معطوف خودساخته است. در خودروهای برقی، طراحان سیستم‌های ترمز تلفیقی مکانیکی و احیاکننده باید بسیاری از اجزای قانونی را در نظر بگیرند. یکی از مهم‌ترین استانداردها و قوانین اجباری برای سیستم ترمز، استاندارد اجباری اتحادیه اروپا است. در این استاندارد اشاره شده که سیستم ترمز احیاکننده می‌تواند جزئی از سیستم ترمز اصلی باشد و یا نباشد. سیستم ترمز اصلی بایستی بالاترین سطح ایمنی در خودرو را داشته باشد که سخت‌گیرانه‌ترین استاندارد خودرو را شامل می‌شود و تمامی اجزای سیستم ترمز اصلی بایستی بالاترین سطح ایمنی^۳ را داشته باشد. در صورتی که سیستم ترمز احیاکننده جزئی از سیستم ترمز اصلی باشد، بایستی تمامی الزامات استاندارد مذکور را ارضاء کند. ارضاء کردن بندهای مربوط به استاندارد یادشده در بالاترین سطح ایمنی، نیازمند هزینه‌های بالای تحقیق و توسعه، سرمایه‌گذاری و افزایش قیمت بی‌اوام^۴ محصول است. در صورتی که سیستم ترمز احیاکننده جزئی از سیستم ترمز اصلی نباشد (نوع A)، نباید در صورت حذف ناگهانی این منبع ایجاد گشتاور ترمزی، در پیش‌بینی رفتار خودرو توسط راننده خللی ایجاد شود. از این رو عموماً در این حالت، مقدار گشتاور سیستم ترمز را حدوداً بین ۱۵ تا ۲۰ درصد (ب) کل گشتاور ترمزگیری در نظر می‌گیرند. همان‌طور که در بخش قبل اشاره شد، در مطالعه حاضر این مقدار با نام گشتاور ترمزگیری احیاکننده استاتیکی، شناخته می‌شود. در طراحی استراتژی ترمزگیری سعی می‌شود با در نظر گرفتن محدودیت‌های مربوط به ایمنی و باتری، بیشترین میزان

بازگشت انرژی حین ترمزگیری ایجاد گردد. راهکار پیشنهادی این مقاله جهت افزایش ظرفیت گشتاور ترمزگیری احیاکننده ضمن حفظ ایمنی خودرو، استفاده از ظرفیت جبران توزیع گشتاور ترمزی سیستم ترمز است. از این رو این گشتاور احیاکننده جزء سیستم ترمز اصلی خودرو دسته‌بندی نخواهد شد (نوع A) زیرا در صورت حذف ناگهانی آن با سیستم ای‌بی‌دی جبران می‌شود.

۳-۱- ظرفیت جبران توزیع گشتاور ترمزی سیستم ترمز

در روند توسعه سیستم ترمز، سیستم کنترل پایداری طولی و جانبی خودرو توسعه یافته است. عملکردهای این سیستم با کنترل فشار روغن ترمز توسط ماژول هیدرولیکی انجام می‌گیرد. با توجه به محل مرکز ثقل و دینامیک خودرو حین ترمزگیری، مقدار گشتاور ترمزگیری مناسب برای چرخ‌های جلو با عقب متفاوت است. این تفاوت با ثابت در نظر گرفتن فشار خطوط روغن ترمز جلو و عقب و با طراحی متفاوت مجموعه دیسک و کالیپر ترمز ایجاد می‌گردد. هنگامی که ضریب اصطکاک سطح در محل تماس چرخ‌های جلو با عقب متفاوت باشد و یا مقدار بار عمودی بارگذاری به صورت متوازن بین محور چرخ‌های جلو و عقب توزیع نشده باشد، توزیع گشتاور ترمزی طراحی‌شده، نمی‌تواند مقدار بهینه‌ای برای توزیع گشتاور ترمزی در محور جلو و عقب باشد. ماژول هیدرولیک وظیفه جبران این اتفاق و تغییر فشار روغن خطوط جلو و عقب را بر عهده دارد و فشار خطوط عقب به جلو را به نسبت می‌رساند. این عملکرد که با نام ای‌بی‌دی شناخته می‌شود عموماً از دو طریق انجام می‌شود. اگر در ترمزگیری و فعال شدن سیستم ضدقفل، وضعیت متفاوتی از حالت طراحی، (نوع بارگذاری و مقدار ضریب اصطکاک جلو و عقب) توسط سیستم تشخیص داده شود، مقداری از روغن داخل خط عقب سیستم ترمز به جمع‌کننده فشار پایین بازمی‌گرداند و فشار خط روغن محور عقب کاهش می‌یابد تا در ترمزگیری تعادل ایجاد شود و اصول دینامیکی ترمزگیری حفظ گردد. میزان افت فشار به قدرت پمپ و همچنین حجم جمع‌کننده وابسته است [۲۴]. حداقل میزان این محدودیت بایستی به صورتی باشد تا با بیشترین میزان تغییر بار ممکن روی اکسل جلو و عقب خودرو مطابقت داشته باشد. یکی از شاخص‌های طراحی سیستم ترمز و عملکرد ای‌بی‌دی در نظر گرفتن حالتی است که بیشترین بار ممکن روی اکسل جلو قرار گرفته و هم‌زمان اکسل عقب دارای کمترین بار عمودی ممکن است. از این رو با در نظر گرفتن شرایط طراحی فوق، به منظور شرایط حتمی ایجاد اختلاف گشتاور، میزان ظرفیت ایجاد اختلاف

- 1 Electronic stability program
- 2 Anti-lock braking system
- 3 ASIL D
- 4 Bill of material

$$\frac{P_{of}^* A_f r_f}{P_{or}^* A_r r_r} \geq \frac{m^* g (l_r^* + h_s^* \sin(\theta^*)) + m_s^* d_b h_s^*}{m^* g (l_f^* - h_s^* \sin(\theta^*)) - m_s^* d_b h_s^*} \quad (54)$$

که P_{of}^* و P_{or}^* به ترتیب فشار روغن هیدرولیک مناسب خطوط ترمز جلو و عقب در حالت بارگذاری جدید هستند. با در نظر گرفتن رابطه (۵۰) و (۵۴)، نسبت فشار بین خطوط ترمز جلو و عقب حاصل می‌شود.

$$\frac{P_{of}^*}{P_{or}^*} \geq \frac{1}{F_{AR}} \left[\frac{m^* g (l_r^* + h_s^* \sin(\theta^*)) + m_s^* d_b h_s^*}{m^* g (l_f^* - h_s^* \sin(\theta^*)) - m_s^* d_b h_s^*} \right] \quad (55)$$

در این حالت ای‌بی‌دی فعال می‌شود و با ایجاد اختلاف فشار در خطوط ترمز جلو و عقب به مقدار D_p به ای‌بی‌اس برای کنترل لغزش کمک کند. مقدار D_p با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$D_p = P_{of}^* - P_{or}^* \quad (56)$$

در این حالت P_{of}^* با فشار عادی خط قبل از فعال شدن ای‌بی‌دی برابر است زیرا عملکرد ای‌بی‌دی تنها میزان فشار روغن ترمز محور عقب را کاهش می‌دهد. با بیان نسبت فشار جدید عقب به جلو با علامت Γ^* و با برابر قرار دادن P_{of}^* با فشار عادی خط، P_o ، روابط زیر حاصل می‌شود:

$$D_p = P_o (1 - \Gamma^*), \quad P_{or}^* = \Gamma^* P_o \quad (57)$$

با کاهش مقدار فشار به اندازه D_p ، از گشتاور ترمزی در چرخ‌های عقب به اندازه T_{Dp} کاسته می‌شود. در واقع $1 - \Gamma^*$ بیانگر ظرفیت بیشینه سیستم ای‌بی‌دی جهت جبران مقدار تغییرات فشار روغن است. در حالت کلی مقدار گشتاور معادل این ظرفیت، T_{Dp} ، به صورت رابطه زیر است:

$$T_{Dp} = P_o C_{pr} (1 - \Gamma^*) \quad (58)$$

در این مقاله، در طراحی استراتژی ترمزگیری با ترمز احیاکننده برای خودروی نمونه با موتور در چرخ در محور عقب، تلاش می‌شود تا از این بیشینه ظرفیت ($\Gamma = \Gamma^*$) استفاده شود و به هنگام ترمزگیری، عملکرد ای‌بی‌دی

فشار روغن سیستم ترمز مجهز به ای‌بی‌دی قابل محاسبه است که با مقایسه میزان پخش بار عمودی در حالت توزیع بار یکنواخت عادی و بیشترین حالت ممکن بارگذاری روی محور جلو نسبت به عقب خودرو، حاصل می‌شود. با در نظر گرفتن حالت طراحی (خودرو با پنج سرنشین) و پارامترهای خودروی نمونه، ثابت طراحی سیستم ترمز، به صورت زیر محاسبه می‌شود که در واقع بیانگر نسبت گشتاور ترمزی ناشی از فشار نرمال روغن ترمز، در چرخ‌های جلو و عقب است [۲۵].

$$F_{AR} = \frac{A_f r_f}{A_r r_r} \quad (50)$$

بیشترین تغییرات در نسبت بین گشتاور ترمز جلو و عقب زمانی مورد نیاز است که خودرو تنها با تعداد سرنشینان مجاز جلو خودرو و با حداکثر وزن ممکن در حال ترمزگیری است و سرنشینی در عقب و باری در صندوق عقب خودرو قرار ندارد. در این حالت بر اساس قانون پایداری ترمزگیری نسبت تقریبی گشتاور موردنیاز در چرخ‌های جلو و عقب خودرو برابر است با:

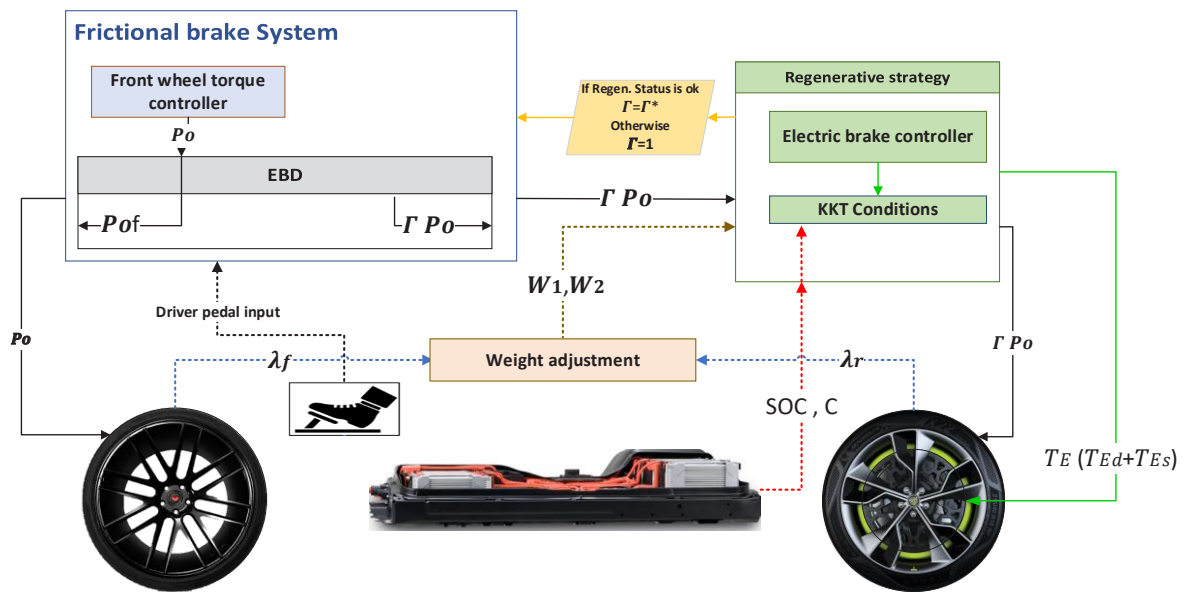
$$\frac{T_{bf}}{T_{br}} \geq \frac{F_{zf}^*}{F_{zr}^*} \quad (51)$$

F_{zf}^* و F_{zr}^* نیروی عمودی روی چرخ‌های جلو و عقب در حالت جدید است که با در نظر گرفتن تغییر بار ناشی از شتاب منفی طراحی، d_b ، و تغییر بار ناشی از جابه‌جایی طولی مرکز ثقل خودرو در نقطه بیشینه زاویه تاب، θ^* ، حین ترمزگیری به صورت زیر است:

$$F_{zf}^* = \frac{1}{2L} [m^* g (l_r^* + h_s^* \sin(\theta^*)) + m_s^* d_b h_s^*] \quad (52)$$

$$F_{zr}^* = \frac{1}{2L} [m^* g (l_f^* - h_s^* \sin(\theta^*)) - m_s^* d_b h_s^*] \quad (53)$$

توجه شود که مقادیر ستاره‌دار مربوط به حالت جدید و پس از بارگذاری یاد شده است. از آنجایی که در این حالت ای‌بی‌دی فعال می‌شود و با در نظر گرفتن نسبت طراحی سیستم، F_{AR} و رابطه بین گشتاور و فشار روغن ترمز در خطوط ترمز (۵۰)، رابطه زیر برقرار می‌شود:



شکل ۴. شماتیک نحوه عملکرد استراتژی ترمزگیری پیشنهادی

Fig. 4. Schematic of how the proposed braking strategy working description

ولتاژ باتری در طول زمان τ به بیشینه مقدار مجاز ممکن، SOC_p ، خواهد رسید. رابطه (۶۰) با در نظر گرفتن ظرفیت پک باتری، جریان شارژ و زمان شارژ بدست می آید:

$$SOC_p(t + \tau) = SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{(T_{Es} + T_{Dp}) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} \quad (60)$$

۳-۲- تخصیص گشتاور ترمزی بهینه

از آنجایی که خودروی نمونه مورد نظر دارای موتور الکتریکی در محور عقب است، سیستم ترمز مکانیکی اصلی وظیفه ایجاد گشتاور ترمزگیری مناسب در محور جلو را بر عهده دارد. در محور عقب این مسئولیت به عهده سیستم ترمز مکانیکی و الکتریکی است. استراتژی ترمزگیری پیشنهادی از دو مرحله کنترل فشار به منظور کنترل گشتاور مکانیکی با در نظر گرفتن دینامیک چرخ‌های جلو و کنترل گشتاور الکتریکی با در نظر گرفتن دینامیک چرخ‌های عقب، تشکیل شده است. شکل ۴ نشان‌دهنده نحوه عملکرد استراتژی پیشنهادی است.

سیستم ترمز، از میزان فشار روغن خطوط ترمز مکانیکی در محور مجهز به موتور در چرخ کاسته و موتورهای در چرخ، گشتاور احیاکننده ایجاد می‌کنند (حداکثر به اندازه T_{Dp}) تا لغزش در حد ایده‌آل کنترل شود. مزیت بزرگ استفاده از این استراتژی این است که اگر به هر دلیلی امکان ایجاد گشتاور احیاکننده توسط موتورهای در چرخ وجود نداشته باشد و سیستم پیش‌ران الکتریکی با خطا رو به رو شود، سیستم ترمز و عملکرد ای‌بی‌دی به سرعت می‌تواند این میزان گشتاور را جایگزین کند تا ایمنی کلی خودرو حفظ شود. لازم به ذکر است که در صورت استفاده از بوسترهای هوشمند نسل جدید در خودرو، می‌توان ظرفیت جبران شونده D_p را از ظرفیت و توان بوستر نام‌برده استخراج کرد. در این صورت با به‌کارگیری استراتژی ترمزگیری معرفی‌شده در این مقاله، نتایج بهتری نیز حاصل می‌شود. با توجه به موارد یادشده کل گشتاور الکتریکی امکان‌پذیر از دیدگاه ایمنی، T_{Ep} ، را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$T_{Ep} = T_{Es} + T_{Dp} \quad (59)$$

که T_{Dp} مقدار دینامیکی قابل جبران توسط ای‌بی‌دی است. در صورت اعمال این مقدار در حین ترمزگیری و با در نظر گرفتن رابطه (۱۱)، سطح

مرحله اول: کنترل فشار سیستم ترمز مکانیکی محور جلو

در خودروی نمونه، گشتاور ترمزگیری در محور جلو توسط فشار روغن ترمز ایجاد می‌شود. در این حالت فشار روغن ترمز، قبل از ورود لغزش تایر به منطقه اشباع، متناسب با مقدار جابه‌جایی پدال ترمز است. در صورتی که مقدار لغزش تایر از مقدار بهینه معادل بیشترین چسبندگی عبور کند، عملکرد ای‌بی‌اس فعال می‌شود و فشار روغن ترمز را در مقدار بهینه کنترل می‌کند. در این مقاله از روش کنترل غیرخطی پیش‌بین برای طراحی سیستم کنترلی استفاده شد [۲۶-۲۶]. اساس کار این روش این است که پاسخ غیرخطی سیستم در یک بازه زمان بعدی توسط بسط سری تیلور پیش‌بینی شده و سپس قانون کنترلی در لحظه فعلی چنان پیدا می‌شود که خطای ردیابی پیش‌بینی شده مینیمم گردد. در ادامه یک قانون کنترلی غیرخطی بهینه مبتنی بر پیش‌بین برای ردیابی لغزش طولی مطلوب چرخ‌های جلو ارائه می‌شود. به‌طور خلاصه، ابتدا در هر لحظه پاسخ غیرخطی لغزش چرخ‌های جلو برای بازه زمانی بعدی، $\lambda_f(t+h)$ ، توسط بسط سری تیلور پیش‌بینی شده و سپس دستور کنترل فعلی $P_{of}(t)$ بر اساس حداقل کردن خطای پیش‌بینی شده، به دست می‌آید. در اینجا h زمان پیش‌بینی بوده و یک عدد مثبت حقیقی می‌باشد. بدین منظور در ادامه شاخص عملکرد به شکل مرتبه دوم از خطای پیش‌بین به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\lambda_f(t+h) = \lambda_f(t) + h\dot{\lambda}_f(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{\lambda}_f(t) + \dots + \frac{h^k}{k!}\lambda_f^{(k)}(t) \quad (۶۳)$$

مرتبه بسط k برابر با مجموع مرتبه کنترلی و درجه نسبی یک سیستم غیرخطی است [۲۹، ۳۰]. با توجه به معادله (۴۱)، ورودی کنترلی $P_{of}(t)$ در اولین مشتق خروجی λ_2 به صورت صریح ظاهر می‌شود و بنابراین درجه نسبی سیستم برابر با یک است [۳۱]. در اینجا برای رسیدن به یک انرژی کنترلی پایین، مرتبه کنترلی صفر در نظر گرفته شده به طوری که انرژی کنترلی در بازه پیش‌بینی ثابت مانده و مشتقات ورودی کنترلی در پیش‌بینی خروجی ظاهر نمی‌شود [۲۹]. از این رو سری تیلور مرتبه یک برای بسط لغزش طولی و مقدار مطلوب آن کافی است:

$$\lambda_f(t+h) = \lambda_f(t) + h \left(f_2 + \frac{R}{v_x I_{wf}} C_{pf} P_{of} \right) \quad (۶۴)$$

$$\lambda_{fd}(t+h) = \lambda_{fd}(t) + h\dot{\lambda}_{fd}(t) \quad (۶۵)$$

در ادامه روابط (۶۴) و (۶۵) در (۶۱) جایگزین شده تا شاخص عملکرد به صورت تابعی از ورودی کنترلی $P_{of}(t)$ به دست آید:

$$J_1(P_{of}) = \frac{1}{2} \left[\frac{C_{pf} R h}{v_x I_{wf}} P_{of} + (h f_2 + e_{\lambda_f} - h \dot{\lambda}_{fd}) \right]^2 \quad (۶۶)$$

به طوری که $e_{\lambda_f} = \lambda_f - \lambda_{fd}$ خطای ردیابی لغزش طولی است. سپس با اعمال شرط لازم برای بهینگی،

$$\frac{\partial J_1(P_{of})}{\partial P_{of}} = 0 \quad (۶۷)$$

با حل معادله فوق خواهیم داشت:

$$P_{of} = -\frac{I_{wf} v_x}{C_{pf} R h} (e_{\lambda_f} + h f_2 - h \dot{\lambda}_{fd}) \quad (۶۸)$$

$$J_1(P_{of}) = \frac{1}{2} [\lambda_f(t+h) - \lambda_{fd}(t+h)]^2 \quad (۶۱)$$

به طوری که اندیس d نشان‌دهنده مقدار مطلوب می‌باشد. باید توجه داشت که به منظور دستیابی به ردیابی کامل، وزن روی ورودی کنترلی در شاخص عملکرد در نظر گرفته نشده است. رابطه زیر به عنوان مدل مرجع لغزش طولی جهت ردیابی توسط کنترل کننده مورد استفاده قرار می‌گیرد [۲۱].

$$\lambda_{fd}(t) = \lambda_{opt} - \lambda_{opt} e^{-at} \quad (۶۲)$$

که در آن λ_{opt} مقدار لغزش طولی بهینه و a ثابت زمانی است. حال به منظور توسعه پاسخ پیش‌بینی شده به عنوان تابعی از ورودی کنترلی $P_{of}(t)$ ، خروجی $\lambda_f(t+h)$ توسط بسط تیلور مرتبه k توسعه داده خواهد شد:

$$\dot{V}_1 \leq -\frac{3}{4h} e_{\lambda_f}^2 + h\Phi^2 \leq -\frac{3}{2h} V_1 + h\Phi^2 \quad (74)$$

با استفاده از لم مقایسه‌ای [۳۲] و حل معادله دیفرانسیل مرتبه یک، معادله (۷۵) به دست می‌آید:

$$V_1 \leq \frac{1}{2} e_{\lambda_f}^2 \leq \left[V_1(0) - \frac{2}{3} h^2 \Phi^2 \right] e^{-\frac{3}{2h} t} + \frac{2}{3} h^2 \Phi^2 \quad (75)$$

معادله (۷۶) نشان می‌دهد که مقدار خطای ناشی از نامعینی‌ها به صورت یکنواخت در تمام زمان محدود بوده و به مجموعه بسته زیر همگرا می‌شود:

$$|e_{\lambda_f}| \leq \frac{2}{\sqrt{3}} h\Phi \quad (76)$$

بنابراین با کاهش زمان پیش‌بین h ، امکان کاهش خطای ردیابی وجود دارد. با در نظر نظر گرفتن هر $\varepsilon > 0$ با انتخاب $h < \frac{\sqrt{3}\varepsilon}{2\Phi}$ در قانون کنترلی می‌توان نشان داد که مقدار خطا بسیار محدود خواهد بود یعنی $|e_{\lambda_f}| \leq \varepsilon$. بنابراین بدین شکل پایداری کنترل کننده با فرضیات مطرح شده از دیدگاه لیانوف اثبات می‌شود.

مرحله دوم: کنترل فشار سیستم ترمز مکانیکی محور عقب و کنترلی گشتاور الکتریکی

در سیستم‌های معمول ترمزگیری، فشار عادی خطوط ترمز بر اساس شرایط چرخ‌های جلو تعیین می‌گردد ($P_o = P_{of}$) و در صورتی که فشار تعیین شده برای کنترل لغزش چرخ‌های عقب مناسب نباشد، عملکرد ای‌بی‌دی فعال می‌شود. در این مقاله با در نظر گرفتن حالت پیش فرض ای‌بی‌دی فعال، فشار نرمال خطوط عقب به کمینه مقدار ممکن ($P_{or} = \Gamma^* P_o$) رسیده و عمل کنترل لغزش به گشتاور الکتریکی احیاکننده واگذار می‌شود. کنترل کننده گشتاور ترمزگیری الکتریکی، با در نظر گرفتن شرایط لحظه‌ای جاده، تایلر و بار عمودی روی تایلر، گشتاور مناسب را ایجاد و لغزش را در نقطه بهینه کنترل می‌کند. کنترل گشتاور چرخ عقب در ادامه تعیین فشار نرمال خطوط ترمز با در نظر گرفتن دینامیک چرخ‌های جلو انجام می‌شود. سپس با در نظر گرفتن بیشترین ظرفیت جبران ای‌بی‌دی (Γ^*)، از فشار نرمال خطوط در محور عقب کاسته و گشتاور ترمزی احیاکننده الکتریکی وظیفه جبران مقدار کاسته شده و کنترل میزان لغزش بر اساس بار عمودی و ضریب اصطکاک تایلر را بر عهده دارد. گشتاور ترمزی الکتریکی

به منظور بررسی پایداری کنترل کننده طراحی شده، با قرار دادن قانون کنترلی (۶۸) که بر اساس مدل نامی است در مدل واقعی (۴۱) داریم:

$$\dot{\lambda}_f = f_2 - \frac{1}{h} \left[e_{\lambda_f} + h(\hat{f}_2 - \dot{\lambda}_{fd}) \right] \quad (69)$$

از این رو دینامیک خطای ردیابی لغزش طولی چرخ‌های جلو عبارت است از:

$$\dot{e}_{\lambda_f} + \frac{1}{h} e_{\lambda_f} = (f_2 - \hat{f}_2) \quad (70)$$

در حالت کلی می‌توان گفت که اختلاف مقدار واقعی f_2 نسبت به مقدار نامی \hat{f}_2 به دلیل وجود عدم قطعیت‌های مدل خودرو و خطاهای اندازه‌گیری یا تخمین می‌باشد. اما از آنجایی که نیروی تایلر یک نقش اساسی در رفتار دینامیک خودرو داشته و مقداری محدود دارد. بنابراین تابع f_2 که دربرگیرنده نیروهای تایلر، کران دار است و خواهیم داشت:

$$|f_2 - \hat{f}_2| \leq \Phi \quad (71)$$

به طوری که $\Phi > 0$ مقداری ثابت است. دینامیک خطای (۷۰) را می‌توان با استفاده از کران بالای رابطه (۷۱) به فرم زیر نوشت:

$$\dot{e}_{\lambda_f} + \frac{1}{h} e_{\lambda_f} \leq \Phi \quad (72)$$

با تعریف تابع لیانوف $V_1 = \frac{1}{2} e_{\lambda_f}^2$ و جایگذاری رابطه (۷۲) در مشتق آن، رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{V}_1 \leq -\frac{1}{h} e_{\lambda_f}^2 + \Phi |e_{\lambda_f}| \quad (73)$$

سمت راست معادله (۷۳) را می‌توان با نامعادله مشهور $ab \leq ma^2 + b^2 / 4m$ برای هر a و b و $m > 0$ جایگزین کرد. با در نظر گرفتن $m = \frac{1}{4h}$ داریم:

می‌باید [۳۳]. موارد یادشده قیودی هستند که در طراحی استراتژی ترمزگیری بایستی در نظر گرفته شوند. مقدار جریان الکتریکی که به سمت باتری طی فرایند ترمزگیری هدایت می‌شود به صورت زیر است:

$$C = \frac{(T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r \eta_R}{V_B C_{cell} P_B} \quad (79)$$

C میزان نرخ جریان است. قید روی نرخ جریان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_{min} \leq C \leq C_{max} \quad (80)$$

C_{max} بیشینه میزان نرخ شارژ مجاز، C_{min} حد نرخ شارژ شروع پدیده چرخه‌های-کوچک است. با قرار دادن مقادیر معادل نرخ جریان شارژ، معادله (۸۰) به صورت زیر تغییر شکل می‌یابد:

$$g_1: (T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r \eta_R - C_{max} V_B C_{cell} P_B \leq 0 \quad (81)$$

$$g_2: C_{min} V_B C_{cell} P_B - (T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r \eta_R \leq 0 \quad (82)$$

که ζ درصد مجاز تغییرات گشتاور ترمزگیری طبق استاندارد است. از سوی دیگر، عموماً در خودروهای الکتریکی باتری‌ها کامل شارژ و یا تخلیه نمی‌شوند. یکی از راهکارهای طراحان خودرو به منظور محافظت از سلول‌های باتری و همچنین ایمنی و عملکرد مناسب خودرو، ایجاد محدودیت در سطح بالای ولتاژ باتری، SOC_H ، و سطح پایین ولتاژ باتری، SOC_L ، است.

$$g_3: SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{(T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} - SOC_H \leq 0 \quad (83)$$

$$g_4: SOC_L - SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{(T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} \leq 0 \quad (84)$$

طوری تعیین می‌گردد تا همزمان با کاهش فشار روغن بهینه چرخ‌های عقب، کنترل‌کننده گشتاور الکتریکی عملیات کنترل لغزش را برعهده گیرد. از سوی دیگر تلاش می‌شود تا گشتاور ترمزی الکتریکی به بیشینه میزان ممکن، T_{Dp} ، نزدیک شود. از این رو تابع انرژی کنترل‌کننده مرحله دوم به صورت زیر خواهد بود:

$$J_2(T_{Ed}) = \frac{1}{2} w_1 [\lambda_r(t+h) - \lambda_{rd}(t+h)]^2 + \frac{1}{2} w_2 [T_{Ed} - \kappa T_{Dp}]^2, \quad \kappa = \frac{D_p^* - D_p}{D_p^*} \quad (77)$$

به طوری که ضرایب وزنی w_1 و w_2 مشخص‌کننده اهمیت عبارت متناظر با آن هستند. در حین ترمزگیری هنگامی که مقدار لغزش کمتر از مقدار بهینه آن باشد (عملکرد ضد قفل غیرفعال)، w_1 برابر با صفر و w_2 برابر با یک خواهد بود و زمانی که مقدار لغزش از مقدار بهینه عبور کند (عملکرد ضد قفل فعال) w_1 و w_2 برابر با یک خواهند بود. مشابه با روابط (۶۳) تا (۶۶) و در نظر گرفتن معادلات حالت (۴۰) تا (۴۹)، رابطه به صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$J_2(T_{Ed}) = \frac{1}{2} w_1 \left[\frac{Rh}{V_x I_{wr}} (C_{pr} \Gamma^* P_o + T_{Ed}) + (e_{\lambda_r} + h(f_3 - \lambda_{rd})) \right]^2 + \frac{1}{2} w_2 [T_{Ed} - \kappa T_{Dp}]^2 \quad (78)$$

به طوری که $e_{\lambda_r} = \lambda_r - \lambda_{rd}$ خطای ردیابی لغزش طولی چرخ‌های عقب خودرو است. از عوامل تأثیرگذار بر عمر باتری، چرخه‌های-کوچک (C_{min}) ایجادشده توسط ترمز احیاکننده است زیرا این پدیده عمر عملکرد مناسب سلول باتری را کاهش می‌دهد. از سوی دیگر، سلول‌های باتری محدوده نرخ شارژ مشخصی دارند (C_{max}) و در صورتی که بیش از این محدوده شارژ شوند، عمر آن‌ها به شدت کاهش می‌یابد و امکان رخداد سوانح ناگوار را ممکن می‌سازد. از این رو در طراحی استراتژی ترمزگیری سعی می‌شود از ایجاد این پدیده جلوگیری شود. این جلوگیری به دو صورت عدم فعال شدن ترمز احیاکننده و یا افزایش مقدار انرژی احیاکننده انجام می‌شود. بدیهی است که در صورت عدم فعال شدن ترمز احیاکننده، میزان انرژی بازگشتی به باتری و در نتیجه پیمایش خودرو با هر بار شارژ کاهش

$$\left| \left[\kappa + \Gamma^* (1 - \kappa) \right] \frac{w_2 \mathcal{G} I_{wr} v_x C_{pr} P_o}{w_1 R h^2} \right| \leq Q_1, \quad (89)$$

$$|\hat{f}_3 - \dot{\lambda}_{rd}| \leq Q_2$$

در حالی که Q_1 و Q_2 ثوابت مثبت هستند. از این رو دینامیک خطا را می‌توان با در نظر گرفتن مقدار بیشینه ممکن مقادیر، به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$\dot{e}_{\lambda_r} + \frac{g}{h} e_{\lambda_r} \leq Q_1 + (1 - \mathcal{G}) Q_2 \quad (90)$$

به منظور ارزیابی پایداری کنترل‌کننده طراحی شده، تابع لیپانوف به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$V_2 = \frac{1}{2} e_{\lambda_r}^2 \quad (91)$$

با جایگذاری معادله (۹۰) در مشتق تابع لیپانوف، معادله زیر به دست می‌آید:

$$\dot{V}_2 \leq -\frac{g}{h} e_{\lambda_r}^2 + |e_{\lambda_r}| [Q_1 + (1 - \mathcal{G}) Q_2] \quad (92)$$

عبارت آخر سمت راست معادله (۹۲) را می‌توان با رابطه نامساوی $ab \leq ca^2 + \frac{b^2}{4c}$ جایگزین کرد که برای هر مقدار حقیقی a ، b و $c > 0$ برقرار است. با در نظر گرفتن $c = \frac{g}{4h}$ ، عبارت زیر حاصل می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &\leq -\frac{g}{h} e_{\lambda_r}^2 + \frac{g}{4h} e_{\lambda_r}^2 + \frac{h}{g} [Q_1 + (1 - \mathcal{G}) Q_2]^2 \\ &\leq -\frac{3g}{4h} e_{\lambda_r}^2 + \frac{h}{g} [Q_1 + (1 - \mathcal{G}) Q_2]^2 \\ &\leq -\frac{3g}{2h} V_2 + \frac{h}{g} [Q_1 + (1 - \mathcal{G}) Q_2]^2 \end{aligned} \quad (93)$$

با استفاده از لم مقایسه [۳۲] و حل معادله دیفرانسیل مرتبه یک معادله (۹۳) معادله (۹۴) قابل دستیابی است:

در ادامه، قانون کنترلی بهینه در حالت بدون قید و مقید استخراج می‌شود. **کنترل‌کننده بدون قید:** در این حالت قانون کنترلی بدون در نظر گرفتن قیود یاد شده به صورتی استخراج می‌شود که تابع عملکرد (۷۸) کمینه شود. با اعمال شرط بهیجگی زیر، مقدار بهینه گشتاور ترمزی احیاکننده قابل دستیابی است:

$$\frac{\partial J_2(T_{Ed})}{\partial T_{Ed}} = 0 \quad (85)$$

با حل معادله (۸۵) در حالت "بدون قید" مقدار گشتاور الکتریکی بهینه (T_{Ed}) به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$T_{Ed} = \frac{\left[w_2 \kappa T_{Dp} - w_1 \left[\frac{R^2 h^2}{v_x^2 I_{wr}^2} C_{pr} \Gamma^* P_o + \frac{R h}{v_x I_{wr}} (e_{\lambda_r} + h(f_3 - \dot{\lambda}_{rd})) \right] \right]}{w_2 + w_1 \frac{R^2 h^2}{v_x^2 I_{wr}^2}} \quad (86)$$

جهت بررسی پایداری کنترل‌کننده ابتدا معادله خطا با استفاده از گشتاور خروجی کنترل‌کننده و جایگذاری در معادله حالت (۴۲) و در نظر گرفتن رابطه (۸۶)، معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{e}_{\lambda_r} + \frac{g}{h} e_{\lambda_r} &= (1 - \mathcal{G}) (\hat{f}_3 - \dot{\lambda}_{rd}) \\ &+ \left[\kappa + \Gamma^* (1 - \kappa) \right] \frac{w_2 \mathcal{G} I_{wr} v_x C_{pr} P_o}{w_1 R h^2} \end{aligned} \quad (87)$$

$$\mathcal{G} = \frac{R^2 h^2}{(I_{wr}^2 v_x^2 + R^2 h^2)} \quad (88)$$

در حالی که \mathcal{G} همیشه بین ۰ و ۱ است. علامت (^) بیانگر مقدار نامی مدل است. عدم قطعیت‌های مدل و اندازه‌گیری‌ها و تخمین‌ها تفاوت بین f_3 و مقدار نامی است. عبارت \hat{f}_3 متناسب با اینرسی خودرو است و عبارت $\left[\kappa + \Gamma^* (1 - \kappa) \right] \frac{w_2 \mathcal{G} I_{wr} v_x C_{pr} P_o}{w_1 R h^2}$ همواره محدود است. بنابراین عبارت زیر استخراج می‌شود:

به منظور استخراج مقدار بهینه مقید شرایط مربوط به قیود بایستی بر اساس رابطه (۸۱) و (۸۲)، قیود g ، بررسی شود. در صورتی که مقدار بهینه یافته شده قیود را ارضاء کند، مقدار بهینه یافته شده صحیح است و عملیات بهینه یابی پایان پذیرفته است. در غیر این صورت موارد دیگر بایستی لحاظ گردد تا مقدار بهینه یافت شود. از این رو بایستی نتایج نامقید با شرایط قید گذاری چک شود. مقدار بهینه به صورت زیر قابل حصول است:

$$T_{Ed}^* = \begin{cases} \frac{1}{\omega_r \eta_R} C_{max} V_B C_{cell} P_B & \\ -\zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr}) & \text{if } g_1 > 0 \quad g_2 \leq 0 \\ T_{Ed} & \text{if } g_1 \leq 0 \quad g_2 \leq 0 \\ \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr}) & \\ -\frac{1}{\omega_r \eta_R} C_{min} V_B C_{cell} P_B & \text{if } g_1 \leq 0 \quad g_2 > 0 \end{cases} \quad (100)$$

در حالی که مقادیر در نظر گرفته شده در رابطه (۹۵) از قیود (۸۱) و (۸۲) و T_{Ed} از (۸۶) استخراج شده است. با در نظر گرفتن قید سطح ولتاژ باتری، T_{Ed}^{**} ، گشتاور کنترلی نهایی به صورت زیر حاصل می شود. در حالی که T_{Ed}^* از معادله (۱۰۰) استخراج شده است:

$$T_{Ed}^{**} = \begin{cases} 0 & \text{if } SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{(T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} > SOC_H \\ T_{Ed}^* & \text{if } SOC_L \leq SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{(T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} \leq SOC_H \\ T_{Ed}^* & \text{if } SOC(t) + \frac{\tau}{3600} \frac{(T_{Ed} + \zeta (P_{of} C_{pf} + \Gamma^* P_o C_{pr})) \omega_r(t) \eta_R}{C_{cell} P_B S_B V_n} \leq SOC_L \end{cases} \quad (101)$$

همانطور که ذکر شده است، Γ^* بر اساس بیشینه ظرفیت جبران ای بی دی و ایجاد گشتاور ترمزی الکتریکی به اندازه T_{Dp} محاسبه شده است. از آنجایی که ممکن است قیود و محدود کننده های فوق مقدار گشتاور ترمزی الکتریکی بهینه را محدود کنند، مقدار Γ ارسالی به ماژول هیدرولیکی جهت کاهش فشار خطوط محور عقب با در نظر گرفتن معادله (۵۸) به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\Gamma^{**} = \Gamma^* (P_o C_{pr} - T_{Ed}^{**}) / P_o C_{pr} \quad (102)$$

$$V_2 = \frac{1}{2} e_{\lambda_r}^2 \leq \left[V_2(0) + \frac{2h^2}{3g^2} [Q_1 + (1-g)Q_2]^2 \right] e_{\lambda_r}^{\frac{3g}{2h}} + \frac{2h^2}{3g^2} [Q_1 + (1-g)Q_2]^2 \quad (94)$$

معادله (۹۵) بیانگر این است که e_{λ_r} در تمامی زمان ها محدود به مقدار زیر است:

$$|e_{\lambda_r}| \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{h}{g} [Q_1 + (1-g)Q_2] \quad (95)$$

از این رو می توان اعلام کرد که برای هر $\varepsilon > 0$ و $0 < h < (\sqrt{3}g\varepsilon) / 2 [Q_1 + (1-g)Q_2]$ می توان قانون کنترلی طراحی شده را به کار گرفت و خطای نهایی محدود خواهد بود $(|e_{\lambda_r}| \leq \varepsilon)$.
کنترل کننده بهینه مقید: به منظور دستیابی به مقدار بهینه گشتاور کنترلی مقید، معادله (۷۸) بایستی در حضور قیده های (۸۱) تا (۸۴) حل شود. برای حل این معادله از تئوری کاروش - کان - تاکر، کی کی تی، استفاده شده است [۳۴].

$$\frac{\partial J_2}{\partial T_{Ed}} + \sum_{j=1}^4 p_j \frac{\partial g_j}{\partial T_{Ed}} = 0 \quad (96)$$

$$p_j g_j = 0, \quad j = 1, \dots, 4 \quad (97)$$

$$g_j \leq 0, \quad j = 1, \dots, 4 \quad (98)$$

$$p_j \geq 0, \quad j = 1, \dots, 4 \quad (99)$$

در حالی که p_j ضرایب لاگرانژ هستند.

در حالت کلی شرایط کی کی تی برای مسائل با کمینه محلی لازم است. با این حال از آنجایی که J_2 به صورت فرم مربعی با ضرایب مثبت تعریف شده است و قیود به صورت مرزهای بیشینه و کمینه تعریف شده اند، تابع انرژی شکلی سهموی دارد و دارای نقطه کمینه یکتا است. این بدین معنی است که شرایط لازم برای بهینه بودن، کافی نیز است.

جدول ۱. مشخصات خودروی شبیه‌سازی شده

Table 1 : Specifications of the simulated vehicle

نماد	مقدار	پارامتر
m	۱۶۸۰	جرم خودروی خالی (kg)
m_s	۱۵۱۷	جرم فنربندی شده (kg)
m_{us}	۱۶۳	جرم فنربندی نشده (kg)
l_f	۱/۵۳۵	فاصله مرکز جرم تا اکسل جلو در خودرو خالی (m)
l_r	۱/۱۲۷	فاصله مرکز جرم تا اکسل عقب در خودرو خالی (m)
l	۱/۶۶۲	فاصله محور جلو تا عقب خودرو (m)
I_y	۱۱۱۶	ممان اینرسی راستای y (kgm^2)
h	۰/۴۴	ارتفاع مرکز جرم کل خودرو (m)
h_s	۰/۴۷	ارتفاع مرکز ثقل جرم فنربندی شده (m)
R	۰/۳۰۱	شعاع چرخ (m)
I_{wf}	۱/۰۲	ممان اینرسی چرخ‌های جلو (kgm^2)
I_{wr}	۱/۵۲	ممان اینرسی چرخ‌های عقب (kgm^2)
μ	۰/۷	ضریب اصطکاک جاده
K_f	۲۲۰۰۰	ضریب فنریت سیستم تعلیق جلو (N/m)
K_r	۱۹۵۰۰	ضریب فنریت سیستم تعلیق عقب (N/m)
C_f	۴/۷۱	میرایی تعلیق جلو (کشش) (N/mm/s)
C_f	۳/۳۲	میرایی تعلیق جلو (فشار) (N/mm/s)
C_r	۲/۵	میرایی تعلیق عقب (کشش) (N/mm/s)
C_r	۱/۴۳	میرایی تعلیق عقب (فشار) (N/mm/s)
ρ	۱/۲۲۵	چگالی هوا (kg/m^3)
c_d	۰/۲۹	ضریب کشش آئرودینامیک خودرو
A	۲/۰۲۵	سطح مؤثر جلو خودرو (m^2)
f_R	۸	ضریب مقاومت غلتشی تایر
μ_d	۰/۳۷	ضریب اصطکاک دیسک و لنت

۴- نتایج شبیه‌سازی

در این بخش به بررسی عملکرد کنترل‌کننده و استراتژی ترمزگیری طراحی شده از دیدگاه مقدار انرژی بازگشتی به باتری در چرخه‌های رانندگی استاندارد متفاوت، جریان انرژی و بازده کلی خودرو پرداخته می‌شود. پلتفرم شبیه‌سازی توسعه داده شده دوگان نرم‌افزارهای کارسیم ۲۰۲۰ و متلب سیمولینک ۲۰۲۰ است. جهت مدل سازی باتری از مدل پیش فرض آماده

کتابخانه سیمولینک متلب استفاده شده است. داده‌های مربوط به ورودی شبیه‌سازی خودرو به صورت جدول ۱ است. خودرو نمونه مد نظر، خودرو الکتریکی است که شرکت الافه با استفاده از موتورهای در چرخ توسعه داده است.

همان‌طور که در جدول ۱ دیده می‌شود، ضریب میرایی سیستم تعلیق جلو و عقب در دو حالت کشش و فشار به صورت جداگانه در نظر گرفته

جدول ۲. مشخصات پک باتری خودرو و سلول‌های آن

Table 2. Specifications of vehicle battery pack and its cells

نماد	مقدار	پارامتر
P_B	۱	تعداد سلول‌های موازی
S_B	۸۴	تعداد سلول‌های سری
C_{cell}	۶۸	ظرفیت سلول (Ah)
C_{max}	۱ C	نرخ پایدار شارژ و دشارژ استاندارد
C_{min}	۰/۰۵ C	آستانه چرخه‌های کوچک
SOC_H	٪۹۵	حد بالای شارژ سالم
SOC_L	٪۵	حد پایین شارژ
V_{cell}	۳/۶۷	ولتاژ نامی سلول
$V_{cell_{min}} - V_{cell_{max}}$	۴/۲-۲/۸	بازه ولتاژ سلول

جدول ۳ مشخصات موتور درون چرخ اعلامی توسط سازنده و ضرایب تلفات به دست آمده را نشان می‌دهد.

به منظور بررسی استراتژی ترمزگیری طراحی شده، چرخه‌های مختلف رانندگی که شامل رانندگی خشن، رانندگی آزادراهی و رانندگی شهری و بین شهری است پیاده‌سازی شده و رفتار خودرو مورد بررسی قرار خواهد گرفت. بدین منظور ابتدا ورودی‌های راننده مد نظر قرار می‌گیرد. شکل ۵ نشان‌دهنده سهم هر کدام از بخش‌های ایجادکننده گشتاور ترمز در درصدهای مختلف جابه‌جایی پدال در حالت معمول رانندگی است. همان‌طور که مشخص شده است مقدار ثابت اولیه‌ای^۲ برای گشتاور احیاکننده در نظر گرفته شده است که با رها کردن پدال گاز فعال می‌شود، مقدار دینامیکی نیز برای ترمز احیاکننده در نظر گرفته شده که ناشی از مقدار Dp است. وظیفه ایجاد مقدار باقیمانده گشتاور تا میزان دلخواه راننده را سیستم ترمز اصلی بر عهده دارد.

به‌منظور بررسی عملکرد استراتژی ترمزگیری طراحی شده از دیدگاه انرژی، خودرو نمونه و چرخه استاندارد ان‌ای‌دی‌سی، دابل‌ویال‌تی‌پی و دابل‌ویال‌وی‌سی شبیه‌سازی گردید. هر کدام از این چرخه‌ها بیانگر حالات مختلف رانندگی و پیمایش در محیط‌های شهری و بین‌شهری است. شکل ۶ تغییرات سرعت و شتاب را در طول چرخه نشان می‌دهد.

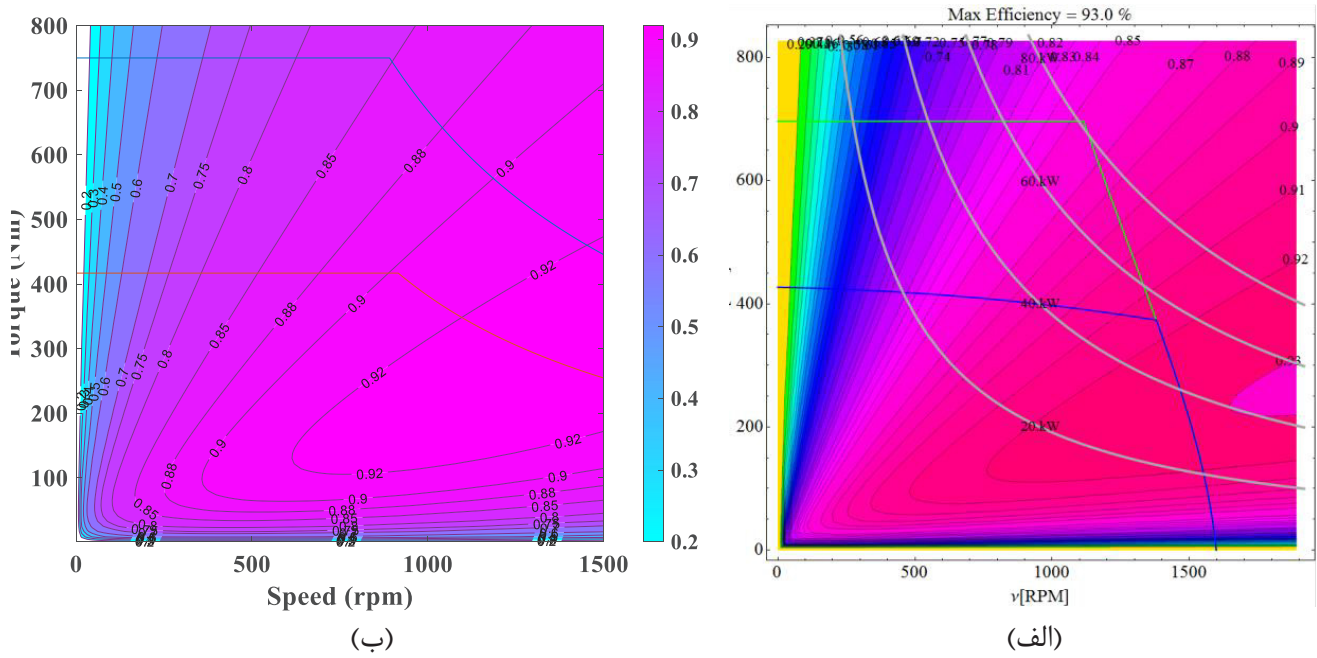
شکل ۷ نمودار مربوط به سیکل تغییرات گشتاور و توان مورد نیاز جهت پیمایش در سیکل‌های مربوطه را نشان می‌دهد.

می‌شود. در صورتی که Z_{usi} مثبت باشد، از مقادیر کشش و در صورت منفی از مقادیر فشار جهت محاسبه نیروی میرایی سیستم تعلیق استفاده می‌شود. در خودروی نمونه از موتورهای درون چرخ تولیدی شرکت اف‌ام‌مدل ام ۷۰۰ در اکسل عقب استفاده شده است. همچنین مشخصات پک باتری خودرو و سلول‌های آن به صورت جدول ۲ است.

برای شبیه‌سازی رفتار پک باتری از نرم‌افزار متلب-سیمولینک استفاده شده است. یکی از موارد مهم در شبیه‌سازی حرکت و مصرف انرژی خودروهای برقی به‌ویژه خودروهای موتوردرچرخ، شبیه‌سازی عملکرد و بازده موتور الکتریکی است. از این‌رو نیاز به مدل کردن نقشه عملکردی در دسترس برای موتور مدنظر است. بدین جهت با استفاده از معادله مربوط به بازده موتورهای الکتریکی مغناطیس دائم، رابطه (۹)، مقدار بازده موتور در هر نقطه کاری در دسترس خواهد بود. راه‌حل نویسندگان برای به دست آوردن مدل عملکردی بازده موتور مزبور، استفاده از رابطه (۹)، تصویر نقشه عملکردی موتور ارائه شده در پرونده مشخصات محصول سازنده موتور و الگوریتم حل لومبرگ-مارکوات^۱ است. با این سازوکار، مدل ریاضی بازده موتور و تصویر نقشه موتور ایجاد می‌شود. در شکل ۴ تصویر نقشه عملکردی موتور ارائه شده توسط سازنده و نقشه ایجاد شده با استفاده از معادله جبری به دست آمده، نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است رابطه ایجاد شده به خوبی می‌تواند بازگوکننده شرایط عملکردی موتور باشد. ضرایب به دست آمده برای مدل جبری عملکرد موتور در جدول ۳ ارائه شده است.

2 Static regenerative

1 Levenberg-Marquardt



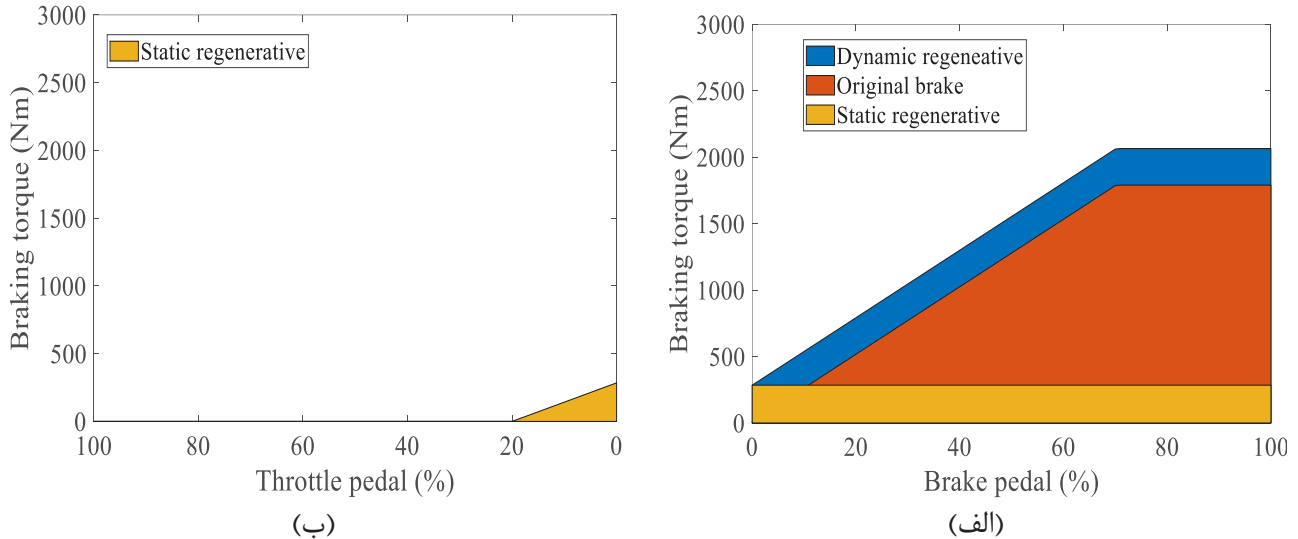
شکل ۵. شماتیک نحوه عملکرد استراتژی ترمزگیری پیشنهادی

Fig. 5. Schematic of how the proposed braking strategy working description

جدول ۳. مشخصات موتور درون چرخ ام ۷۰۰

Table 3: Specifications of Elaphe M700 in-wheel motor

مقدار	نماد	پارامتر
۷۰۰	$T_{m_{max}}$	بیشینه گشتاور (Nm)
۴۰۰	$T_{m_{rated}}$	گشتاور نامی (Nm)
۶۰	$P_{m_{max}}$	بیشینه توان (kW)
۴۵	$P_{m_{rated}}$	توان نامی (kW)
٪۹۲	$\eta_{m_{max}}$	بیشینه بازده (/.)
۱۵۰۰	$\omega_{m_{max}}$	بیشینه سرعت موتور (rpm)
۰/۲۰۲	k_c	تلفات مسی تخمینی
۳/۹۶	k_i	تلفات آهنی تخمینی
۳×۳^{-۱۰}	k_w	تلفات سیم پیچ تخمینی
۴۰۰	cl	تلفات مکانیکی تخمینی



شکل ۶. تغییرات مقدار ترمز احیاکننده و ترمز مکانیکی در حالت (الف) فشار دادن پدال ترمز و (ب) رها کردن پدال گاز در خودرو الکتریکی

Fig. 6. Regenerative braking and mechanical braking changes in the case of (a) pressing the brake pedal and (b) releasing the throttle pedal in an electric vehicle

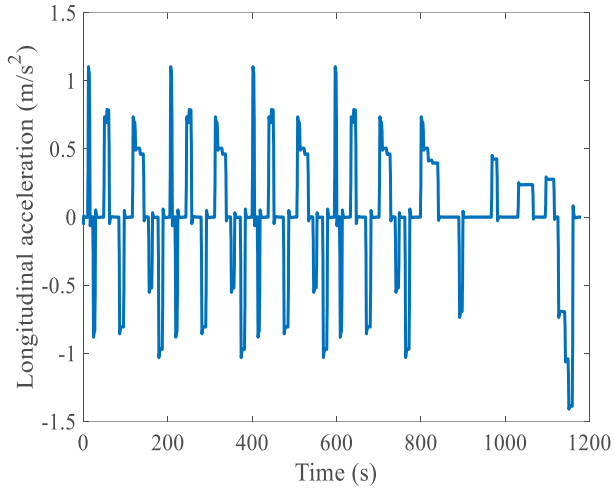
شارژر در پیمایش چرخه مذکور در سه حالت بدون ترمز احیاکننده، تخصیص مقدار ثابت پایه برای گشتاور احیاکننده و تخصیص مقدار ثابت به همراه مقدار دینامیک گشتاور ترمزی احیاکننده را نشان می‌دهد.

شکل ۱۰ سهم گشتاور ترمزی احیاکننده و کل گشتاور ترمزی را در چرخه استاندارد ان‌ای‌دی‌سی را نشان می‌دهد.

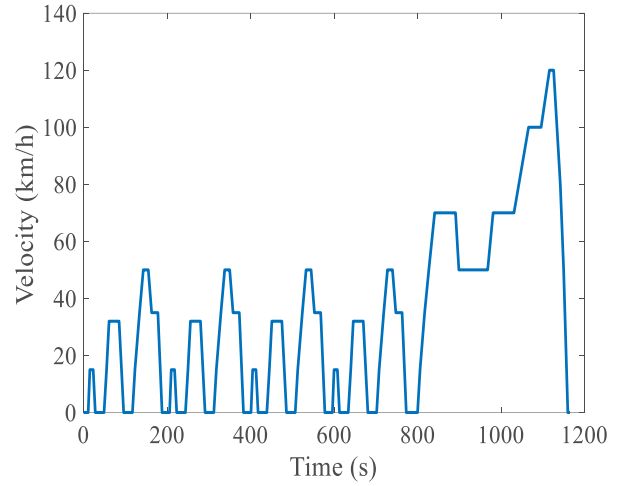
یکی دیگر از مزایای استراتژی طراحی شده، محافظت از باتری در مقابل تأثیر چرخه‌های کوچک عملکرد باتری است. هر چه توان احیاشده بیشتر باشد جریان بازگشتی به باتری بیشتر و در نتیجه جریان‌های ریز به جریان‌های بزرگ تبدیل می‌شوند. شکل ۱۱ نشان‌دهنده جریان دشارژر باتری است. همانطور که در نمودار مشخص است قیدهای مربوط به بیشینه جریان دشارژر پایدار (g_1) و کمینه جریان چرخه‌های کوچک (g_2) احراز شده است. به منظور بررسی احراز سایز قیود، تغییرات سطح شارژر باتری در نمودار شکل ۱۲ نشان داده شده است. همانطور که مشخص است سطح شارژر باتری از SOC_H بالاتر نرفته (قید g_3)، از طرفی در حین تخلیه باتری سطح شارژر باتری از SOC_L عدول نکرده است (قید g_4).

همان‌طور که شکل ۷ نشان می‌دهد، به دلیل خشن بودن چرخه دابل‌یوالتی‌بی نسبت به سایر چرخه‌های نشان داده شده گشتاور بیشتری برای پیمایش نیاز دارد، مقدار سرعت و گشتاور بالاتر با در نظر گرفتن یک نفر به عنوان سرنشین خودرو، باعث می‌شود که موتور در این چرخه در نقطه عملکرد بهتری عمل کند و بازده بیشتری داشته باشد. با توجه به روابط اعلام شده مربوط به بازده کلی انرژی، بازده لحظه‌ای جریان انرژی در طول پیمایش در شکل ۸ نشان داده شده است.

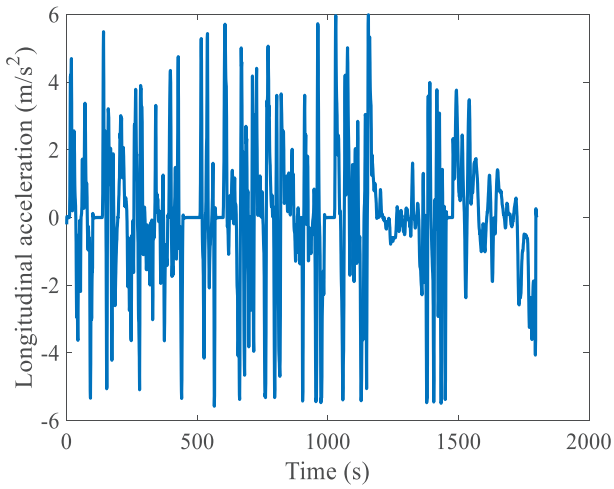
نتایج شبیه‌سازی و مقایسه استراتژی طراحی شده با استراتژی متداول (استراتژی موازی همراه با مقدار ثابتی از گشتاور احیاکننده) نشان‌دهنده بهبود عملکرد است. در ادامه با در نظر گرفتن چرخه ان‌ای‌دی‌سی به عنوان چرخه معیار شبیه‌سازی و با به‌کارگیری استراتژی ترمزگیری طراحی شده میزان پیمایش خودرو از بیشینه سطح شارژر تا کمینه آن و همچنین تغییرات حالات خودرو در حضور قیود مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد میزان حداکثر پیمایش خودرو از ۱۴۳ کیلومتر به ۱۶۳ کیلومتر افزایش یافته است. درحالی‌که بدون هیچ‌گونه گشتاور احیاکننده، خودرو امکان پیمایش بیش از ۱۳۱ کیلومتر را در چرخه استاندارد، ندارد. نمودار شکل ۹ مقدار تغییرات سطح



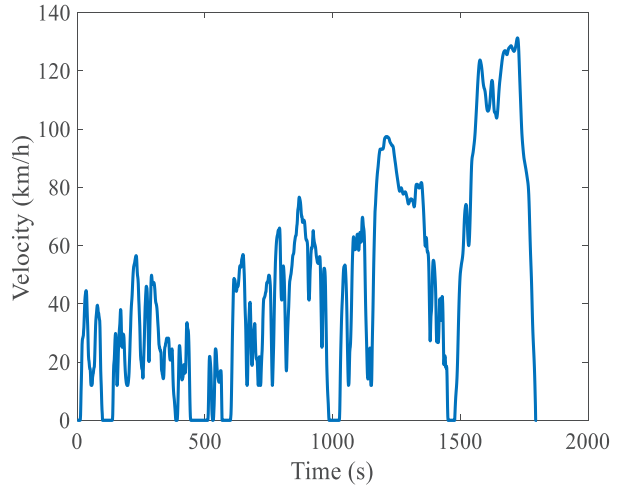
(ب)



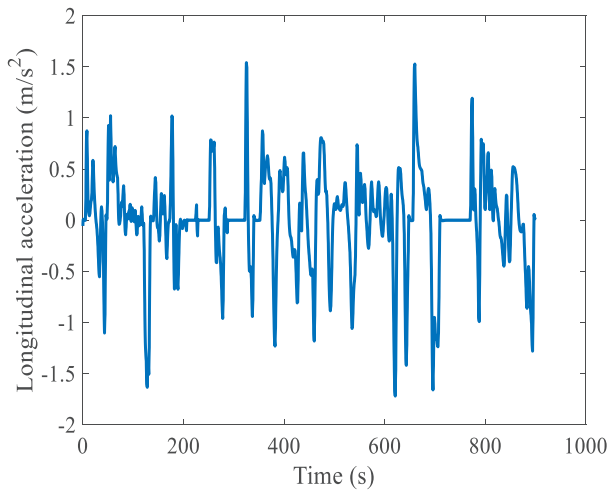
(الف)



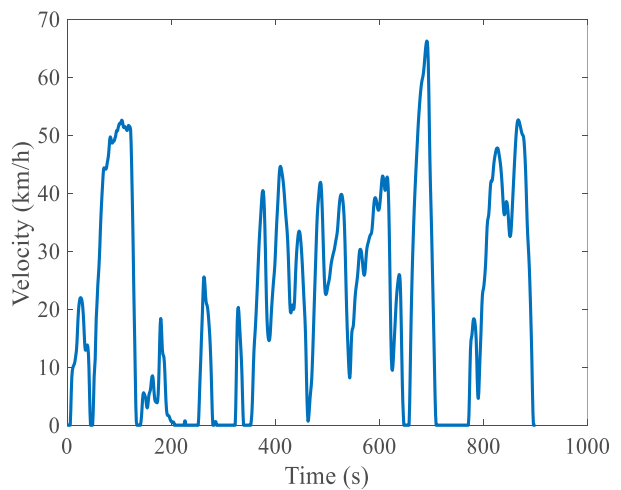
(د)



(ج)



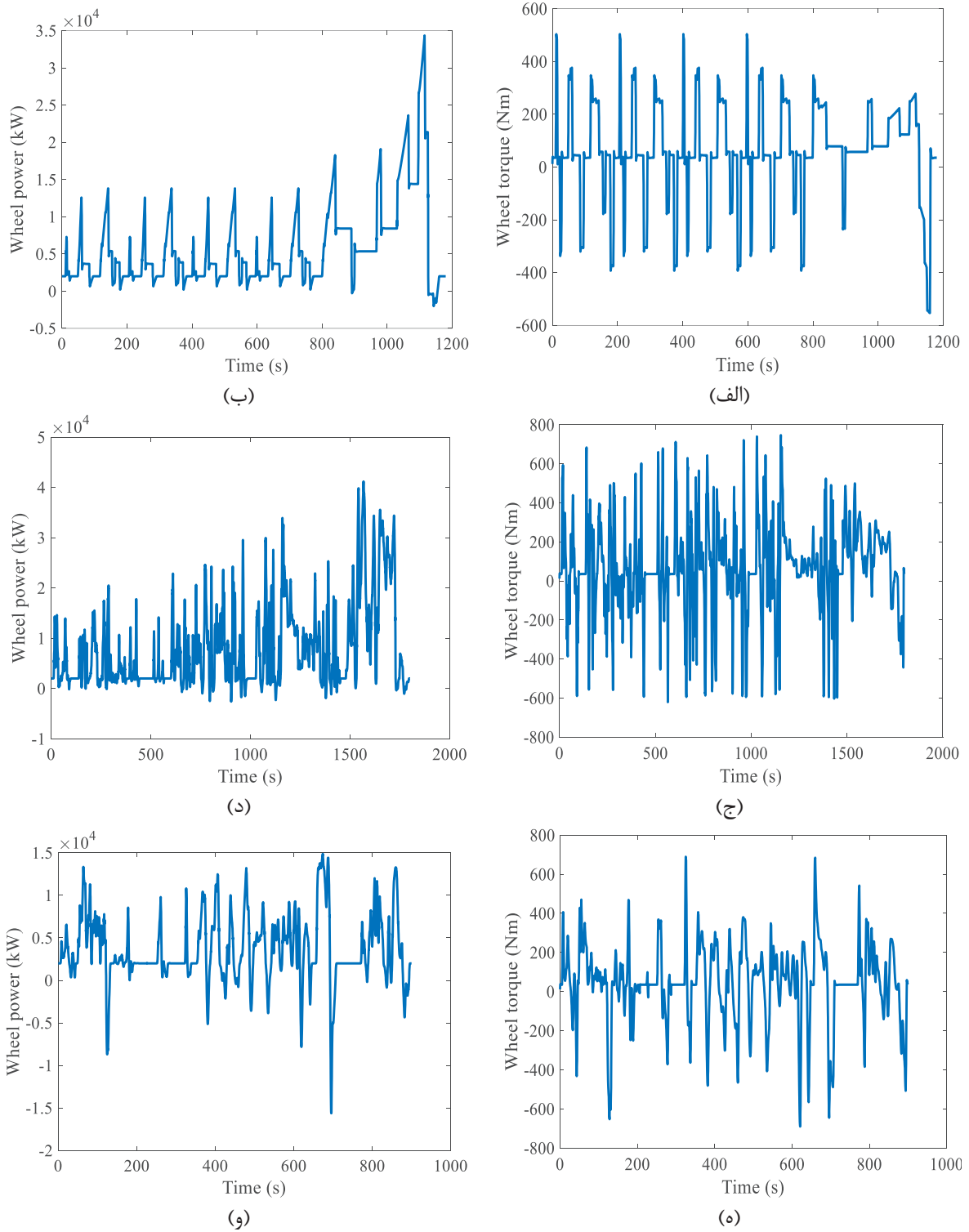
(و)



(ه)

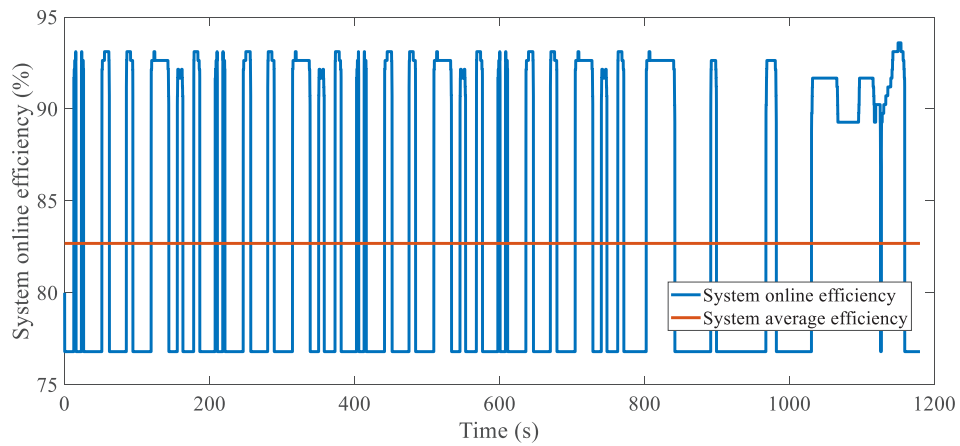
شکل ۷. مشخصات چرخه استاندارد: (الف) تغییرات سرعت در چرخه ان‌ای‌دی‌سی، (ب) تغییرات شتاب در چرخه ان‌ای‌دی‌سی (ج) تغییرات سرعت در چرخه دابلیو‌تی‌بی، (د) تغییرات شتاب در چرخه دابلیو‌تی‌بی و (ه) تغییرات سرعت در چرخه دابلیو‌اچ‌وی‌سی و (و) تغییرات شتاب در چرخه دابلیو‌اچ‌وی‌سی

Fig. 7. Standard cycle characteristics: (a) speed changes in the NEDC cycle, (b) acceleration changes in the NEDC cycle (c) speed changes in the WLTP cycle, (d) acceleration changes in the WLTP cycle and (e) speed changes in the WHVC cycle and (and) acceleration changes in the WHVC cycle

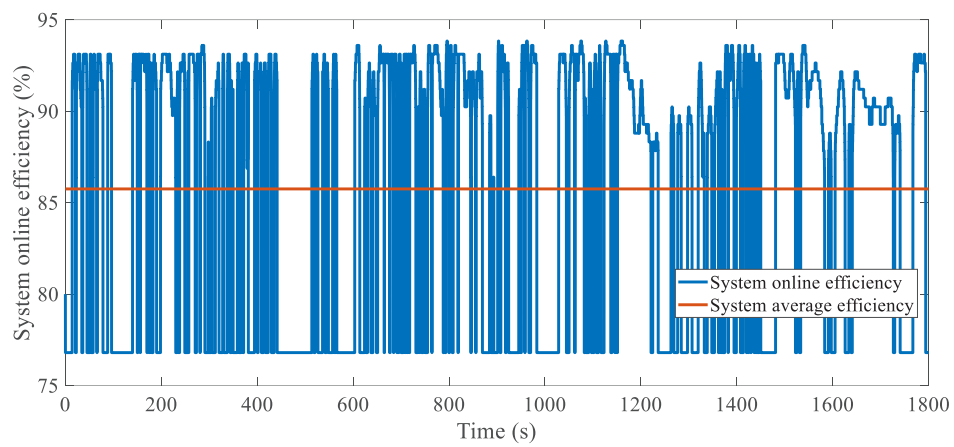


شکل ۸. مشخصات پیمایش در چرخه استاندارد: (الف) تغییرات گشتاور سر چرخ در چرخه ان‌ای‌دی‌سی، (ب) تغییرات توان تغذیه باتری در چرخه ان‌ای‌دی‌سی (ج) تغییرات گشتاور سر چرخه دابل‌یو‌ال‌تی‌پی، (د) تغییرات توان تغذیه باتری در چرخه دابل‌یو‌ال‌تی‌پی و (ه) تغییرات گشتاور سر چرخ در چرخه دابل‌یو‌اچ‌وی‌سی و (و) تغییرات توان تغذیه باتری در چرخه دابل‌یو‌اچ‌وی‌سی

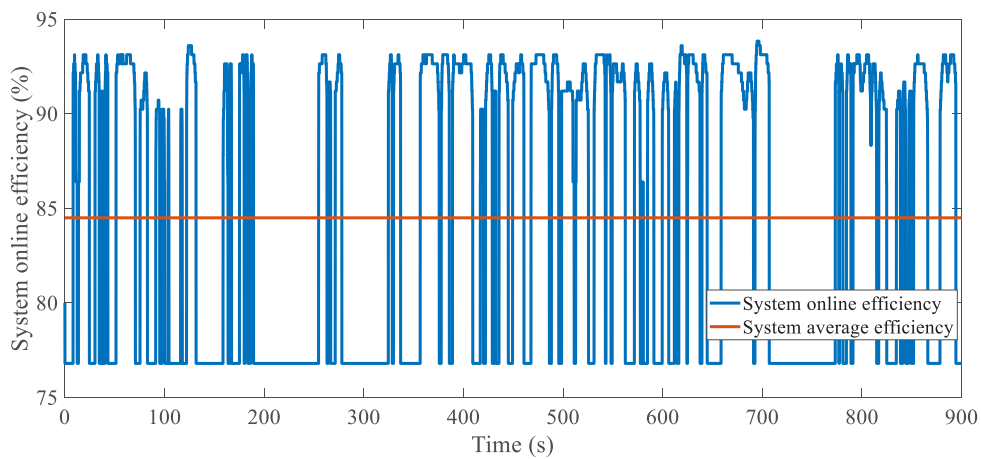
Fig. 8. Mileage characteristics in the standard cycle: (a) wheel torque changes in the NEDC cycle, (b) battery feeding power changes in the NEDC cycle (c) wheel torque changes in the WLTP cycle, (d) battery feeding power changes in the WLTP cycle and (e) wheel torque changes in WHVC cycle and (f) battery feeding power changes in WHVC cycle



(الف)



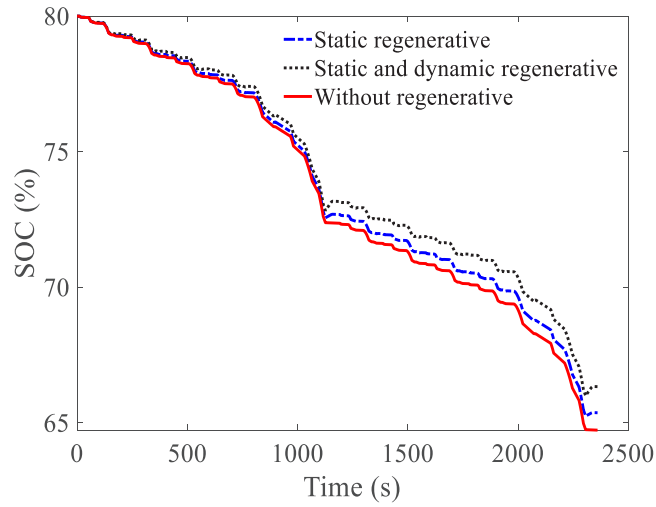
(ب)



(ج)

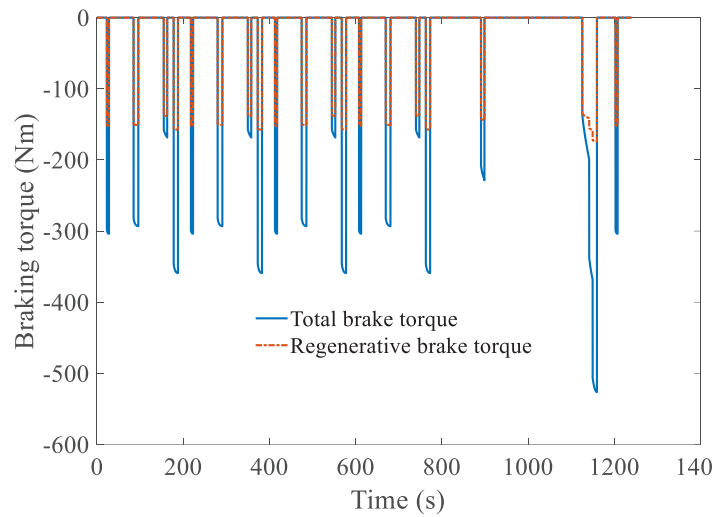
شکل ۹. بازده کلی لحظه‌ای خودرو هنگام پیمایش در چرخه: (الف) ان‌ای‌دی‌سی، (ب) دابل‌ویال‌تی‌پی، (ج) دابل‌ویال‌تی‌سی

Fig. 9: Total momentary efficiency of the vehicle while traversing the cycle: (a) NEDC, (b) WLTP, (c) WHVC



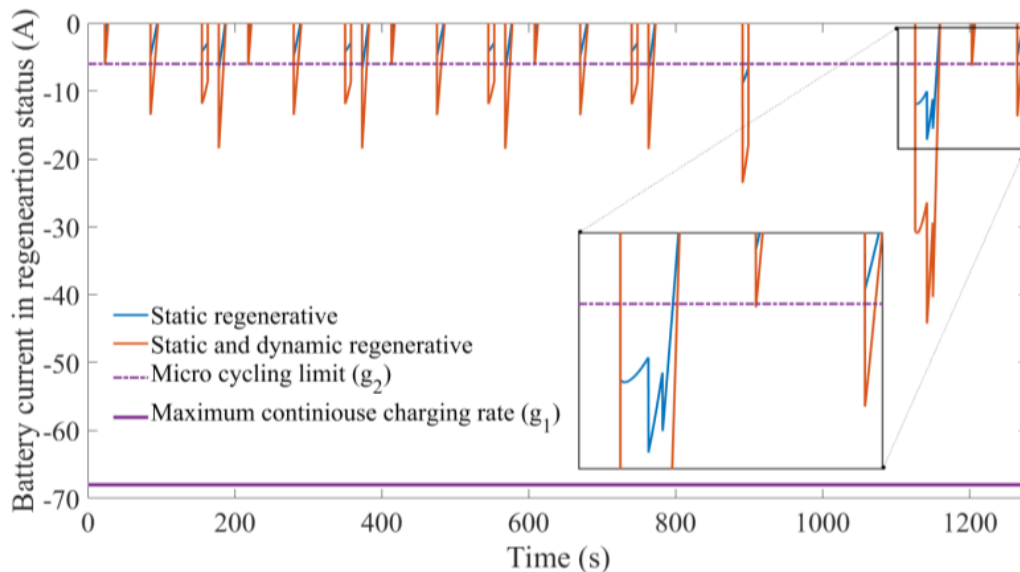
شکل ۱۰. تغییرات سطح شارژ در طول پیمایش در سه حالت: بدون ترمز احیاکننده، تنها با درصد ثابت گشتاور احیاکننده و گشتاور احیاکننده بهینه استاتیکی و دینامیکی (استراتژی پیشنهادی)

Fig. 10: SOC changes during navigation in three modes: without regenerative braking, with only a constant fixed percentage of regenerative torque and optimal static and dynamic regenerative torque (suggested strategy)



شکل ۱۱. سهم گشتاور ترمزی احیاکننده و کل گشتاور ترمزی را در چرخه استاندارد ان‌ای‌دی‌سی

Fig. 11: Share of regenerative braking torque and total braking torque in NEDC standard cycle



شکل ۱۲. انرژی الکتریکی احیاشده و جریان الکتریکی بازگشتی به باتری و محدوده قیدهای سلامت باتری در طول یک چرخه

Fig. 12. Regenerated energy and electric current returned to the battery SOC constraints during a cycle

چرخه انرژی الکتریکی در خودرو مزبور تشریح شد. در ادامه فضای حالت جهت طراحی کنترل کننده گشتاور ترمزی ارائه گردید. جهت اختصاص سهم بیشتر گشتاور ترسمزی به ترمز احیاکننده، روشی مبتنی بر استفاده از ظرفیت جبران کننده عملکرد ای بی دی سیستم ترمز معرفی گردید و معادلات مربوطه به این سیستم و محاسبه مقدار گشتاور قابل جبران ارائه گردید. با اشاره به محدودیت‌های مؤثر بر ترمزگیری احیاکننده، به معرفی توابع انرژی برای چرخ‌های جلو و عقب پرداخته شد. در تابع انرژی، ظرفیت بالقوه قابل جبران ای بی دی به ترمز احیاکننده اختصاص داده شد. از این رو تابع انرژی معرفی شد که در آن شرایط مختلف تأثیرگذار بر مقدار گشتاور احیاکننده حضور دارند. به منظور انطباق تابع انرژی با شرایط لحظه‌ای از روش تنظیم وزن‌ها بهره برده شد. تابع انرژی برای یک گام زمانی جلوتر در نظر گرفته شده و مقدار بهینه گشتاور مکانیکی سیستم ترمز جلو و عقب و همچنین گشتاور الکتریکی دینامیک موتورهای در چرخ عقب محاسبه شد و با استفاده از تئوری کی کی تی، مقدار بهینه گشتاور ترمزگیری احیاکننده با در نظر گرفتن قیود حاکم محاسبه گردید. نتایج حاصل از به کارگیری استراتژی و کنترل کننده طراحی شده در چرخه پیمایش استاندارد، نشان دهنده بهبود وضعیت مصرف انرژی در خودرو در مقایسه با مطالعات قبلی است.

نتایج شبیه‌سازی میزان مصرف انرژی و پیمایش برای حالتی است که پخش بار در خودرو به صورت یکنواخت است. در صورتی که میزان پخش بار به سمت محور عقب متمرکز شود، با استفاده از استراتژی طراحی شده میزان بازگشت انرژی به باتری حین ترمزگیری بیشتر و در نتیجه پیمایش خودرو افزایش بیشتری خواهد یافت. همان طور که پیش تر اعلام شد بسیاری از مطالعات در طراحی استراتژی ترمزگیری تنها بر افزایش پیمایش تمرکز داشته‌اند. شکل ۱۳ مقایسه روش پیشنهادی این مقاله با مطالعات پیشین از دیدگاه میزان درصد بهبود در پیمایش را نشان می‌دهد.

همان طور که شکل ۱۳ نشان می‌دهد، مطالعه [۱۲] با در نظر گرفتن پارامترهای استاندارد، ایمنی و محدودیت‌ها به بیشینه درصد بهبود ۲۲ درصد رسیده است. این در حالی است که عملکرد روش پیشنهادی در این مقاله نشان دهنده ۲۴ درصد بهبود در پیمایش است. در مرجع [۱۷] مانند این مقاله برای بررسی عملکرد الگوریتم پیشنهادی، چرخه استاندارد ان ای دی سی شبیه‌سازی شده است. نتایج حاصل از به کارگیری استراتژی پیشنهادی این مرجع نشان دهنده ۲۱٫۱ درصد بهبود در مصرف انرژی و پیمایش است.

۵- جمع بندی

در این مقاله، با هدف طراحی استراتژی ترمزگیری برای خودروی الکتریکی مجهز به تکنولوژی موتور در چرخ، ابتدا مدل پنج درجه آزادی و

Cars - Mech. Syst., 11(2),(2018) 6–11.

منابع

- [10] H. Liu, Y. Lei, Y. Fu, and X. Li, Multi-Objective Optimization Study of Regenerative Braking Control Strategy for Range-Extended Electric Vehicle, *Appl. Sci.*, 10(5), (2020),1789-1809.
- [11] H. Xiong, X. Zhu, and R. Zhang, Energy recovery strategy numerical simulation for dual axle drive pure electric vehicle based on motor loss model and big data calculation, *Complexity* 2018, (2018), 1076-2787.
- [12] R. Kubaisi, Adaptive Regenerative Braking in Electric Vehicles, Ph.D Thesis, Karlsruhe Institut für Technologie (KIT),(2018).
- [13] J. Guo, X. Jian, and G. Lin, Performance evaluation of an anti-lock braking system for electric vehicles with a fuzzy sliding mode controller, *Energies*, 7(10),(2014), 6459–6476.
- [14] W. Li, H. Du, and W. Li, Driver intention based coordinate control of regenerative and plugging braking for electric vehicles with in-wheel PMSMs, 12(10), (2018),1300-1311.
- [15] J. C. Wang and R. He, Hydraulic anti-lock braking control strategy of a vehicle based on a modified optimal sliding mode control method, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, 233(12), (2019), 3185–3198.
- [16] C. Qiu, G. Wang, M. Meng, and Y. Shen, A novel control strategy of regenerative braking system for electric vehicles under safety critical driving situations, *Energy*, (149),(2018), 329–340.
- [17] B. Xiao, H. Lu, H. Wang, J. Ruan, and N. Zhang, Enhanced regenerative braking strategies for electric vehicles: Dynamic performance and potential analysis, *Energies*,10(11), (2017).
- [18] W. Xu, H. Chen, H. Zhao, and B. Ren, Torque optimization control for electric vehicles with four in-wheel motors equipped with regenerative braking system, *Mechatronics*, (57), (2018), 95–108.
- [19] T. Kakhki, Modeling of losses in a permanent magnet machine fed by a PWM supply Modeling of losses in a
- [1] F. Un-Noor, S. Padmanaban, L. Mihet-Popa, M. N. Mollah, and E. Hossain, A comprehensive study of key electric vehicle (EV) components, technologies, challenges, impacts, and future direction of development, *Energies*, 10 (8),(2017), 1–82.
- [2] X. Xin and Z. Chengning, Optimal Design of Electric Vehicle Power System with the Principle of Minimum Curb Mass, *Energy Procedia*, (105),(2017), 2629–2634.
- [3] J. Kühlwein, J. German, and A. Bandivadekar, Development of test cycle conversion factors among worldwide light duty vehicle CO2 emission standards, *International Council on Clean Transportation*, (2014), 1-61.
- [4] H. Park and M. Lim, Design of High Power Density and High Efficiency Wound-Field Synchronous Motor for Electric Vehicle Traction, *IEEE Access*, (7),(2019), 46677–46685.
- [5] G. Luthra, Comparison of Characteristics of Various Motor Drives Currently Used in Electric Vehicle Propulsion System, *Int. J. Mech. Prod. Eng.*, no. 5, pp. 2320–2092, 2017.
- [6] J. Sopenan, A. Mikkola, K. Kerkkänen, M. Tehrani, and J. Kelkka, Electric Vehicle Energy Consumption Simulation by Modeling the Efficiency of Driveline Components, *SAE Int. J. Commer. Veh.*9(1), (2018),31-39.
- [7] C. Qiu and G. Wang, New evaluation methodology of regenerative braking contribution to energy efficiency improvement of electric vehicles, *Energy Convers. Manag.*, (119),(2016), 389–398.
- [8] N. Ustkoyuncu, Application of an in-wheel direct drive motor based on switched reluctance motors for low-power electric vehicles, *Adhana-Academy Proc. Eng. Sci.*, . 44(1),(2019) 1–11.
- [9] N. Sina, V. Esfahanian, M. R. Hairi Yazdi, and S. Azadi, Introducing the Modified Tire Power Loss and Resistant Force Regarding Longitudinal Slip, *SAE Int. J. Passeng.*

- 22(5), (2017), 2369–2379.
- [27] H. Mirzaeinejad, Optimization-based nonlinear control laws with increased robustness for trajectory tracking of non-holonomic wheeled mobile robots, *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.*, 101(1),(2019),1–17.
- [28] A. M. Shafei and H. Mirzaeinejad, A General Formulation for Managing Trajectory Tracking in Non-holonomic Moving Manipulators with Rotary-Sliding Joints, *J. Intell. Robot. Syst. Theory Appl.*, 99(3–4),(2020), 729–746.
- [29] W. H. Chen, D. J. Ballance, and P. J. Gawthrop, “Optimal control of nonlinear systems: A predictive control approach,” *Automatica*, 39(4),(2003), 633–641.
- [30] J. Slotine, *Applied Nonlinear Control*, New Jersey, Prentice Hall, (1991), 476-495.
- [31] T. Albin Rajasingham, *Nonlinear Model Predictive Control*, Springer Nature Switzerland AG, (2021), 101-137.
- [32] K. Khalil, H. Nonlinear Control. In *Nonlinear Control*, Pearson.(2015), 551-588.
- [33] E. Redondo-Iglesias, E. Vinot, P. Venet, and S. Pelissier, Electric vehicle range and battery lifetime: a trade-off, (32) (2019).
- [34] S. S. Rao, *Engineering optimization: Theory and practice*, John Wiley & Sons (2019), 347-448.
- permanent magnet machine fed by a PWM supply, Ph.D Thesis, University of LAVAL ,(2016).
- [20] H. B. Pacejka, Tire Characteristics and Vehicle Handling and Stability, in *Tire and Vehicle Dynamics*, Elsevier, (2012), 1–58.
- [21] H. Mirzaeinejad, Robust predictive control of wheel slip in antilock braking systems based on radial basis function neural network, *Appl. Soft Comput. J.*, (70),(2018),318–329.
- [22] M. Mirzaei, H. Mirzaeinejad, S. Vahidi Heidarieni, D., Khosrowjerdi, Nonlinear control and estimation of tire longitudinal slip for using in anti -lock braking system, *Journal of Control*, 5(4),(2019) 31 -42. (In Persian)
- [23] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, and S. Rafatnia, A novel technique for optimal integration of active steering and differential braking with estimation to improve vehicle directional stability, *ISA Trans.*, (80),(2018), 513–527.
- [24] K. Reif, *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems: Function, Regulation and Components*, Springer Vieweg; 2015th edition. (2015), 94-142
- [25] R. Limpert, *Brake Design and Safety-Third Edition*, SAE International (2011), 120-165
- [26] M. Mirzaei and H. Mirzaeinejad, Fuzzy Scheduled Optimal Control of Integrated Vehicle Braking and Steering Systems,” *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Hosseini Salari, H. Mirzaeinejad, M. Fooladi Mahani, *Optimal cooperative braking strategy design of regenerative and mechanical braking systems for in-wheel drive electric vehicles*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(4) (2023) 433-460.

DOI: [10.22060/mej.2023.21842.7522](https://doi.org/10.22060/mej.2023.21842.7522)

