مجله کنترل
جلد ۹، شماره ۴، زمستان ۱۳۹۴

توسعه سیستم کنترل پایداری الکترونیکی برای خودروهای الکتریکی با چهار موتور در چرخ

علیرضا امیرجمشیدی[۱]، جواد شریفی[۲]

[۱] فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی برق، گروه کنترل، دانشگاه صنعتی قم، alirezaamirjamshidy@gmail.com

[۲] استادیار، دانشکدهٔ مهندسی برق و کامپیوتر، گروه کنترل، دانشگاه صنعتی قم، jv.sharifi@gmail.com

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۴/۸/۱۶، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۹۵/۴/۱۹)

چکیده: در این مقاله یک سیستم کنترل برای بهبود پایداری و فرمان‌پذیری خودرو الکتریکی تحت شرایط سخت رانندگی توسعه پیدا کرده است. در ابتدا ما یک سیستم کنترل لغزش را با استفاده از منطق فازی برای جلوگیری از سرخوردگی چرخ در هنگام ترمزگیری یا شتاب‌گیری شدید طراحی کرده و سپس برای بهبود پایداری خودرو در مانورهایی ناپایدارکننده خودرو، یک سیستم کنترل پایداری الکترونیکی را با استفاده از منطق فازی برای حفظ پایداری طراحی می‌کنیم. در شبیه‌سازی‌ها نرم افزار MATLAB چندین مانور راندن خودرو را به منظور بررسی کارآیی سیستم در حفظ پایداری خودرو انجام می‌دهیم. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که قانون کنترل و کنترل-کننده فازی طراحی شده می‌تواند پایداری و مانور پذیری خودرو را به طور قابل توجهی حفظ کند.

کلمات کلیدی: سیستم کنترل پایداری الکترونیکی، کنترلر فازی، گشتاور Yaw ، زاویه لغزش کناری خودرو

Development of Electronic Stability Control System for Electric Vehicle with Four in Wheel Motors

Alireza Amirjamshidy, Javad Sharifi

Abstract: in this paper a control system is developed for stability improvement and steerability for electric vehicle in hard driving situations. At the first, we design a slide control system with fuzzy logic to prevent the wheels from sliding during of vehicle brakes or extreme acceleration. Then, we design an electronic stability control system based on fuzzy logic for vehicle to maintain stability on the situation of unstabalizing maneuvers. In MATLAB software simulations, we exert several driving car maneuvers to investigate the control system performance for vehicle stability maintenance. Simulation results show that control law and fuzzy controller can noteworthy retain car stability and maneuverability.

Keywords: electronic stability control system, fuzzy control, yaw torque, sideslip anglemotor.

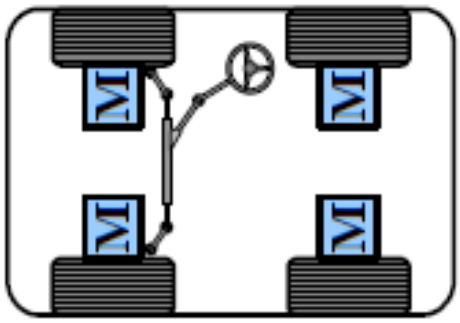
۱- مقدمه

خودروهای الکتریکی با موتورهای نصب شده در چرخ، توجهات جهانی زیادی را نه تنها از نقطه نظر زیست محیطی بلکه از نظر کنترل حرکت خودرو جلب کرده‌اند. خودروهای الکتریکی امتیازات مثبتی نسبت به خودروهای احتراق داخلی دارند از جمله: (الف)- پاسخ گشتاور موتور الکتریکی دقیق و ۱۰ تا ۱۰۰ برابر سریعتر از موتورهای احتراق داخلی است که می‌تواند عملکرد کنترلی را در برخورد با لغزش چرخ و یا پایداری عرضی خودرو بالا ببرد. (ب)- می‌توان گشتاور موتور را به آسانی و با مشاهده جریان موتور اندازه گرفت. (پ)- موتور الکتریکی ارزان و کم‌حجم است و می‌توان آن را در هر چرخ تجهیز کرد که این ویژگی باعث عملکرد بالا درکنترل حرکت و پایداری خودرو می‌شود. (ت)- در موتور الکتریکی اختلافی بین شتاب‌گیری وترمزگیری وجود

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

ندارد و این ویژگی عملکردی بالا در کنترل پایداری خودرو ایجاد می‌کند.

به منظور استفاده وسیع از این خودروها، نسل آینده آن‌ها باید دارای امنیت باشد. استفاده از کنترل پایداری الکترونیکی[1] در خودروهای الکتریکی بسیار حائز اهمیت است. در حقیقت با نصب جعبه‌های سنگین باطری در این خودروها موقعیت مرکز ثقل خودرو به طور ناخواسته جابجا می‌شود و این موضوع خودرو را بیش‌فرمان می‌کند و این به معنی نیاز جدی این خودروها به سیستم‌های پایدار کننده اضافی چون ESC است. اگرچه خودروهای پیشرفته‌تر غیر برقی نیز به این سیستم مجهز هستند. ساختار خودروی استفاده شده در این مقاله همانند شکل (۱) است. یکی از مزایای این ساختار در این است که می‌توان گشتاورهای مستقل رانش و ترمزگیری را در هر ۴ چرخ به طور مستقل در اختیار داشت. در این ساختار هرکدام از موتورها به طور مستقیم به چرخ‌ها متصل شده‌اند که این امر موجب حذف سیستم دیفرانسیل خودرو برای انتقال گشتاور می‌شود.



شکل ۱: ساختار خودرو الکتریکی با چهار موتور الکتریکی در چهار چرخ

سیستم ESC به وسیله کاهش از دست رفتن کنترل راننده بر خودرو طی مانورهای سخت و اضطراری، به کاهش تصادفات کمک می‌کند. برای خودروهایی با سیستم رانش مستقل چندین سیستم کنترل ESC با استراژی‌های توزیع گشتاور مختلف، توسعه پیدا کرده و نقاط ضعف و قوتشان در مراجع [۸-۱] بررسی شده است. حال در این مقاله یک سیستم کنترل پایداری الکترونیکی برای خودروهای الکتریکی با گشتاورهای مستقل در هر چرخ ارائه شده است. این سیستم شامل یک کنترلگر منطق فازی است که با تشخیص شرایط ناپایداری خودرو، یک گشتاور اصلاحی چرخشی[2] برای بازگرداندن خودرو به مسیر مطلوب ایجاد می‌کند. و در ادامه یک توزیع کننده گشتاور طراحی شده است تا گشتاور اصلاحی خروجی مرحله‌ی قبل را با توجه به وضعیت‌های پیش آمده کم‌فرمانی یا بیش‌فرمانی و همچنین زاویه‌ی هدایت راننده به چرخ‌های مناسب در محورهای جلو یا عقب توزیع نماید. درضمن به منظور استفاده از حداکثر گشتاور چرخشی قابل ایجاد توسط خودرو، همزمان از گشتاور ترمزگیری و شتاب‌گیری در دو سمت خودرو برای حفظ پایداری خودرو بهره می‌برد. بر خلاف سیستم‌های ESC معمولی که فقط از گشتاور ترمزگیری برای حفظ پایداری خودرو استفاده می‌کنند. در نهایت نیز یک کنترلگر لغزش فازی که همزمان لغزش ناشی از ترمزگیری و هم درجا زدن ناشی از شتاب‌گیری سریع را کنترل می‌کند، طراحی شده است که در واقع ترکیبی از سیستم‌های ABS[3] و TCS[4] است. کنترلگر لغزش همچنین موجب بهبود عملکرد سیستم ESC که از گشتاور ترمزگیری و شتاب‌گیری برای حفظ پایداری خودرو استفاده می‌کند، می‌گردد و با ممانعت از به اشباع رسیدن نیروی تایر، موجب تاثیر بهتر این گشتاورها می‌شود.

ادامه این مقاله بر اساس زیر تقسیم بندی شده است. در بخش دوم مدل خودرو و چرخها مدلسازی و شبیه‌سازی شده است. در بخش سوم کنترل‌کننده لغزش برای خودرو طراحی شده است. در بخش چهارم به طراحی سیستم کنترل ESC پرداخته شده است. در نهایت در بخش پنجم نتایج کار آورده شده است.

۲- مدل‌سازی سیستم خودرو و چرخ‌ها

در این بخش به مدلسازی ریاضی خودرو و نیز چرخ‌ها می‌پردازیم. در بخش اول مدل خودرو و در بخش دو مدل چرخ‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲-۱ مدل خودرو

مدل خودرو استفاده شده در این مقاله مدلی با ۷ درجه آزادی برای بررسی عملکرد سیستم کنترلی می‌باشد. این مدل شامل ۳ درجه آزادی مربوط به حرکت‌های طولی، عرضی و حرکت دورانی حول محور z (yaw) و ۴ درجه آزادی نیز مربوط به حرکت دورانی ۴ چرخ خودرو می‌باشد، این مدل تاثیرات سیستم تعلیق خودرو را در نظر نگرفته و بنابراین حرکات دورانی حول محور x و حول محور y بدنه خودرو را بررسی نمی‌کند. در شکل۲، شماتیک این مدل نشان داده شده است. برای این مدل، معادلات حالت برای دینامیک خودرو بصورت زیر نوشته می‌شود:

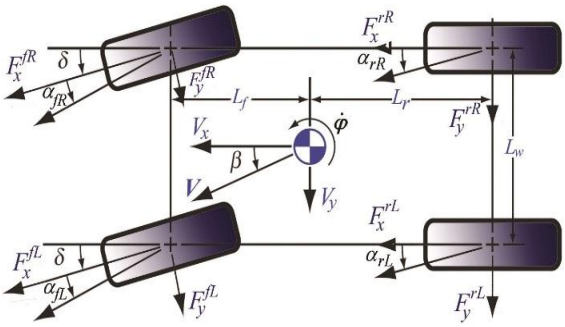
$$m(\dot{v}_x - \varphi v_y) = F_{xrl} + F_{xrr} + (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta \quad (۱)$$

$$m(\dot{v}_y + \varphi v_x) = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta \quad (۲)$$

$$m(\dot{v}_x + \varphi v_y) = F_{xrl} + F_{xrr} + (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta \quad (۳)$$

[1] Electronic Stability Control (ESC)
[2] YAW
[3] سیستم ترمز ضد قفل
[4] سیستم کنترل کشش

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]



شکل ۲: مدل سطحی خودرو

که در معادلات بالا v_x بیانگر سرعت طولی خودرو ، v_y سرعت عرضی خودرو ، φ^0 میزان تغییرات حرکت yaw ، F_x و F_y بیانگر نیروی طولی و عرضی چرخ‌ها هستند. چهار چرخ خودرو با نام‌گذاری جلو-چپ(fL)[1]، جلو-راست(fR)[2]، عقب-چپ(rL)[3] و عقب-راست(rR)[4] مشخص می‌شوند. δ بیانگر زاویه هدایت ورودی و L_r,L_f بیانگر فاصله مرکز ثقل از محورهای جلو و عقب خودرو می‌باشد. m بیانگر جرم خودرو و L_w بیانگر عرض خودرو و I_Z گشتاور اینرسی حول محور yaw خودرو می‌باشد. حرکت دورانی چرخ ها نیز توسط معادلات زیر توصیف می‌شود:

$$J_w w^0 = T_{di,j} - T_{bi,j} - F_{xi,j}.r_{eff} \; ; i = f,r \quad j = l,r \qquad (۴)$$

که در معادله بالا T_d اشاره به گشتاور رانش، T_b اشاره به گشتاور ترمزگیری، r_{eff} بیانگر شعاع چرخ و w بیانگر سرعت زاویه‌ای چرخ می-باشد.

(الف)- حالت انتقال بار عمودی

بار عمودی وارد بر خودرو در اثر حرکت بین دو محور جلو و عقب تغییر می‌کند. مثلاً در هنگام ترمزگیری، بیشتر بار عمودی خودرو بر محور جلو وارد می‌شود. معادلات انتقال بار عمودی بر روی دو محور جلو و عقب به صورت زیر است:

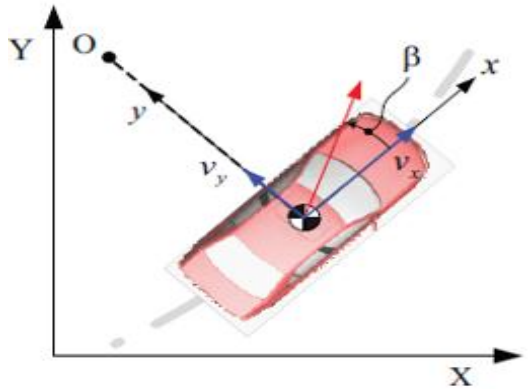
$$F_{zf} = \frac{mgL_r\cos\theta - ma_x h_{cog} - mgh_{cog}\sin\theta}{L_f + L_r} \qquad (۵)$$

$$F_{zr} = \frac{mgL_f\cos\theta + ma_x h_{cog} + mgh_{cog}\sin\theta}{L_f + L_r} \qquad (۶)$$

در معادلات بالا h_{cog} ارتفاع مرکز ثقل خودرو، a_x شتاب طولی خودرو، θ زاویه شیب مسیر حرکت و F_{zr} , F_{zf} به ترتیب بیانگر نیروی عمودی وارد بر محور جلو و نیروی عمودی وارد بر محور عقب می‌باشد.

(ب)- زاویه لغزش کناری خودرو B

به زاویه بین محور طولی خودرو و جهتی که خودرو در حال حرکت است زاویه لغزش کناری می‌گویند که مقدار آن را می‌توان از عبارت $B = \tan^{-1}\left(v_y / v_x\right)$ بدست آورد. شکل(۳)، این مساله را نشان می-دهد.



شکل ۳: زاویه لغزش کناری خودرو

سرنشینان خودرو نسبت به زاویه لغزش کناری خودرو حساس هستند و به زاویه لغزش کناری کمتر تمایل دارند و احتمال بلقوه از دست رفتن کنترل خودرو، هنگامی که زاویه لغزش کناری بزرگ می‌شود، افزایش می‌یابد. بنابراین یکی از پارامترهای بررسی پایدار بودن خودرو می‌باشد و کنترل کامل خودرو می‌تواند با اطلاعات بدست آمده از لغزش کناری خودرو و تغییر سرعت حرکت yaw بدست آید.

(پ)- استفاده از زاویه لغزش کناری بعنوان یکی از ورودی‌های کنترلگر

بطورکلی اطلاعات بدست آمده از پارامتر سرعت تغییر حرکت yaw به عنوان ورودی کنترلر کافی نیست و نمی‌تواند تمام شرایط ناپایداری در خودرو را نشان دهد به عنوان مثال هنگامی که خودرو بر روی سطح لغزنده از پهلو شروع به سرخوردن کند و سرخوردن به گونه‌ای باشد که تغییرات حرکت yaw خودرو ثابت بماند. در این شرایط کنترلری که تنها دارای یک ورودی yaw rate می‌باشد این شرایط ناپایداری را تشخیص نمی‌دهد ولی با وجود پارامتر ورودی زاویه لغزش کناری خودرو در شرایط سرخوردن بالا زاویه لغزش کناری خودرو افزایش می-یابد و کنترلر ناپایداری را تشخیص می‌دهد. همچنین سرنشینان خودرو نسبت به زاویه لغزش کناری خودروحساس هستند و به زاویه لغزش کناری کمتر تمایل دارند و احتمال بلقوه از دست رفتن کنترل خودرو، هنگامی که زاویه لغزش کناری بزرگ می‌شود، افزایش می‌یابد. بنابراین کنترل کامل خودرو می‌تواند با اطلاعات بدست آمده از زاویه لغزش کناری خودرو و yaw rate می‌تواند بدست آید.

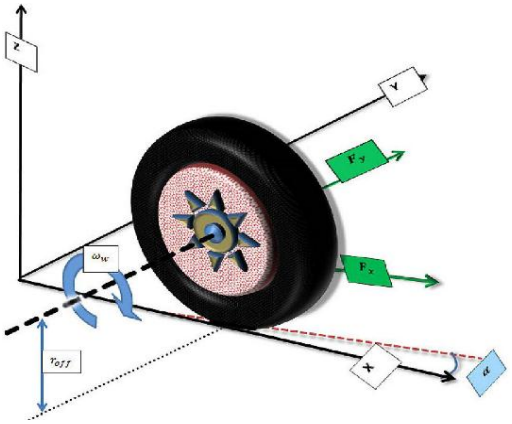
۲-۲ مدل چرخ

برای شبیه‌سازی چرخ خودرو از مدل چرخ مرجع داگ‌آف [۹] استفاده شده است. این مدل می‌تواند ترکیبی از نیروهای طولی وعرضی را برای شبیه‌سازی مدل خودرو فراهم کند. از مزایای این مدل، سادگی آن برای

[1] front-Left
[2] front-Right
[3] rear-Left
[4] rear-Right

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

شبیه‌سازی و همچنین استفاده از مقادیر مستقل برای سختی طولی چرخ C_σ و سختی گوشه چرخ C_α است.



شکل ۴: مدل چرخ خودرو

(الف)- زاویه لغزش چرخ

زاویه لغزش به عنوان زاویه بین جهت صفحه مرکز چرخ و جهت سرعت چرخ معرفی می‌شود و معمولا بر حسب رادیان محاسبه می‌شود:

$$\alpha_f = \delta - \frac{y^0 + L_f\varphi^0}{x^0}\ ,\ \alpha_r = -\frac{y^0 - L_r\varphi^0}{x^0} \qquad (۷)$$

(ب)- میزان لغزش چرخ

اختلاف بین سرعت طولی خودرو x^0 و سرعت دورانی چرخ، لغزش طولی نامیده می‌شود. لغزش طولی هر چرخ هنگام ترمزگیری عددی منفی و هنگام شتاب‌گیری عددی مثبت بین [۱-و۱] است. معادلات آن در عبارت (۸) آمده است:

$$S_{brake} = \frac{r_{eff}w_w - x^0}{x^0}$$
$$S_{accelerate} = \frac{r_{eff}w_w - x^0}{r_{eff}w_w} \qquad (۸)$$

حال میزان نیروی طولی و عرضی چرخ از معادلات زیر بدست می‌آید:

$$F_X = C_\sigma \frac{S}{S+1} f(\lambda)\ ,\ F_y = C_\sigma \frac{S}{S+1} f(\lambda) \qquad (۹)$$

در معادلات (۹) تابع $f(\lambda)$ از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$f(\lambda) = \begin{cases} (2-\lambda)\lambda & if \quad \lambda < 1 \\ 1 & if \quad \lambda \geq 1 \end{cases}$$
$$\lambda = \frac{\mu F_z (1+S)}{2((C_\sigma S)^2 + (C_\alpha \tan\alpha)^2)^{\frac{1}{2}}} \qquad (۱۰)$$

در عبارات بالا μ بیانگر ضریب اصطکاک چرخ و جاده و α زاویه لغزش چرخ است. معادلات بالا باید برای هر چرخ بطور جداگانه محاسبه شود.

(پ)- مشخصات خودروی مورد آزمایش

خودرو در نظر گرفته‌شده برای شبیه‌سازی یک خودروی الکتریکی با ۴ موتور الکتریکی مجزا در هر چرخ است. گشتاور تولیدی توسط موتورها مستقیم به چرخ‌ها وارد می‌شوند. عملیات ترمزگیری در چرخ‌ها توسط گشتاور منفی تولیدی توسط موتورها انجام می‌شود. بنابراین در این خودرو هر چرخ می‌تواند گشتاور رانش و ترمزگیری را مستقل از چرخ‌های دیگر خودرو وارد کند.

جدول ۱: مشخصات خودرو

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
وزن خودرو	600 kg	L_f	1.18 m
h_{cog}	0.7 m	L_r	1.77 m
I_Z	1800 kg.m^2	L_w	1.5 m
J_w	1.26 kg.m^2	r_{eff}	0.302 m
حداکثر توان موتور	10.7 kw	حداکثر گشتاور موتور	400 Nm

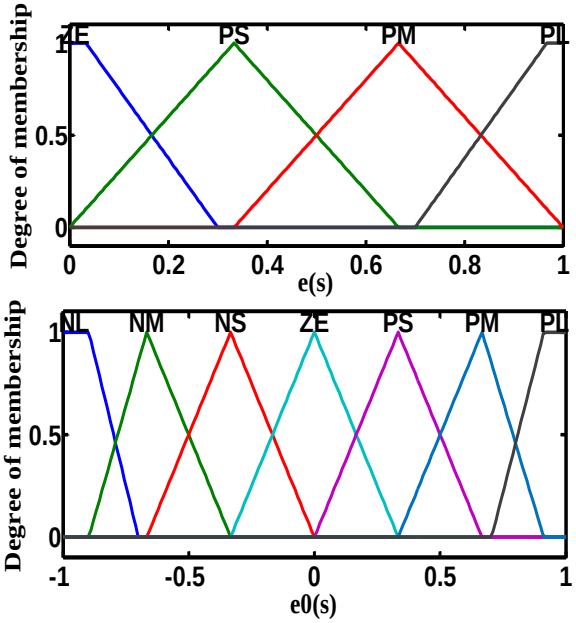
۳- طراحی کنترل‌کننده لغزش خودرو

سیستم ESC بر روی سیستم پایه کنترل کننده لغزش[۱۰-۱۱] طراحی می‌شود. سیستم کنترل لغزش در هنگام ترمزگیری در صورتی که چرخ خودرو قفل و شروع به سرخوردن کند، با کاهش گشتاور ترمزگیری مانع از این امر می‌شود. در هنگام شتاب‌گیری شدید خودرو نیز با کم کردن گشتاور رانش و توزیع مناسب گشتاور در بین چرخ‌ها مانع از درجا زدن چرخ می‌شود. حال چون سیستم ESC گشتاور اصلاحی برای پایدار کردن خودرو را از طریق ترمزگیری یا شتاب‌گیری بر روی چرخی خاص انجام می‌دهد در صورت اعمال گشتاور بیش از حد، موجب لغزش و سرخوردگی چرخ می‌گردد که این امر موجب کاهش تاثیر گشتاور اصلاحی سیستم ESC و هم خود ممکن است موجب ناپایداری خودرو گردد. در این مقاله برای طراحی کنترل‌کننده لغزش از منطق فازی استفاده شده است. سیستم‌های کنترل فازی روش‌های استنتاجی مقاوم و منعطفی هستند که برای برخورد با مسائل کنترل، با دینامیک غیرخطی پیچیده مناسب هستند. از اینرو، برای کنترل دینامیکی خودرو که دارای رفتار ذاتی غیرخطی دارد، یک انتخاب ایده‌آل هستند. سیستم‌های کنترل فازی می‌توانند با اطلاعات ورودی غیردقیق کار کنند. در واقع می‌توان دانش متخصصین را در جملات زبانی فازی توصیف کرد که این برای ذات دینامیک خودرو و سیستم کنترل لغزش مناسب است.

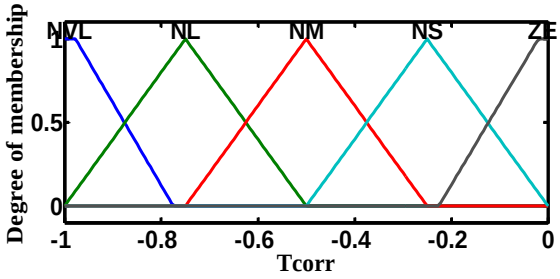
پایگاه قوانین کنترل‌کننده لغزش فازی دارای دو ورودی میزان خطای لغزش $e(s)$ و میزان تغییرات خطای لغزش $e^0(s)$ و یک خروجی گشتاور اصلاحی موتور می‌باشد. میزان خطای لغزش چرخ به وسیله مقایسه لغزش واقعی چرخ با محدوده لغزش مطلوب که در اینجا ۱۵ درصد در نظر گرفته شده است محاسبه می‌شود. یعنی اگر لغزش چرخ کمتر از این مقدار بود کنترلگر دخالتی نمی‌کند. ورودی $e(s)$ دارای ۴ متغیر زبانی {ZE,PS,PM,PL} و ورودی $e^0(s)$ نیز دارای ۷ متغیر

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

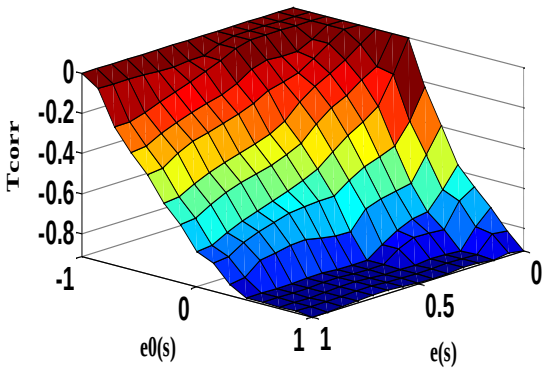
زبانی {NL,NM,NS,ZE,PS,PM,PL} و خروجی Tcorr دارای ۵ متغیر زبانی {NVL,NL,NM,NS,ZE} می‌باشد. نمادهای اشاره شده بیانگر NVL منفی خیلی بزرگ، NL منفی بزرگ، NM منفی متوسط،NS منفی کوچک، PS مثبت کوچک، PM مثبت متوسط، PL مثبت بزرگ، ZE صفر، می‌باشد.



شکل ۵: توابع عضویت متغیرهای ورودی



شکل ۶: توابع عضویت متغیر خروجی



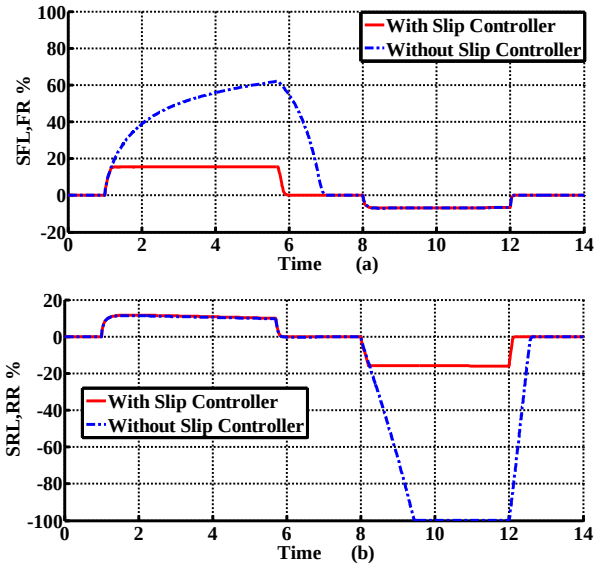
شکل ۷: سطح کنترل سیستم لغزش فازی

جدول ۲: قوانین فازی کنترل کننده لغزش

پایگاه قوانین Tcorr		e (s)			
		ZE	PS	PM	PL
e ^{0}(s)	NL	ZE	ZE	ZE	ZE
	NM	ZE	ZE	ZE	NS
	NS	ZE	ZE	NS	NM
	ZE	ZE	NS	NM	NL
	PS	NM	NL	NVL	NVL
	PM	NL	NVL	NVL	NVL
	PL	NVL	NVL	NVL	NVL

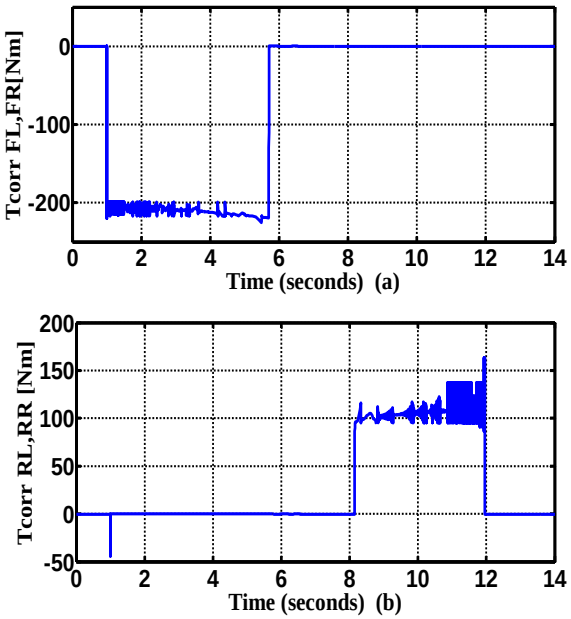
۳-۱ ارزیابی عملکرد سیستم کنترل لغزش

عملکرد سیستم کنترل لغزش فازی را با انجام دو مانور تست می‌کنیم. درآزمایش اول، ابتدا با شتاب‌گیری با گشتاور ماکزیمم ۴۰۰ نیوتن متر، سرعت خودرو را در مدت ۴/۷ ثانیه به ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت می‌رسانیم و سپس از ثانیه ۸ به بعد با گشتاور ماکزیمم ۴۰۰ نیوتن متر ترمزگیری می‌کنیم تا خودرو در مدت ۴ ثانیه به طور کامل متوقف شود. همانطور که از شکل‌های (۸-۱۰) مشخص است در هنگام شتاب‌گیری به دلیل انتقال بار عمودی بر محور عقب خودرو، میزان لغزش در چرخ‌های جلو افزایش می‌یابد که در این حالت کنترل‌کننده لغزش با کاهش گشتاور مثبت شتاب‌گیری چرخ‌های جلو، مانع از لغزش آن می‌شود. در هنگام ترمزگیری نیز به دلیل انتقال بار عمودی بر محور جلو خودرو، لغزش در چرخ‌های جلو کاهش و در چرخ‌های عقب افزایش می‌یابد و در این حالت نیز کنترل‌کننده لغزش با کاهش گشتاور منفی ترمزگیری در چرخ‌های عقب مانع از لغزش آن می‌شود.

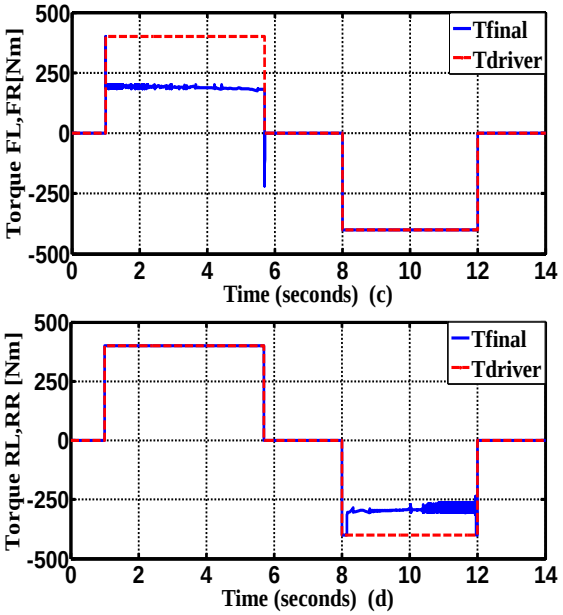


شکل ۸: (a) درصد لغزش چرخ‌های جلو. (b) درص لغزش چرخ‌های عقب

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

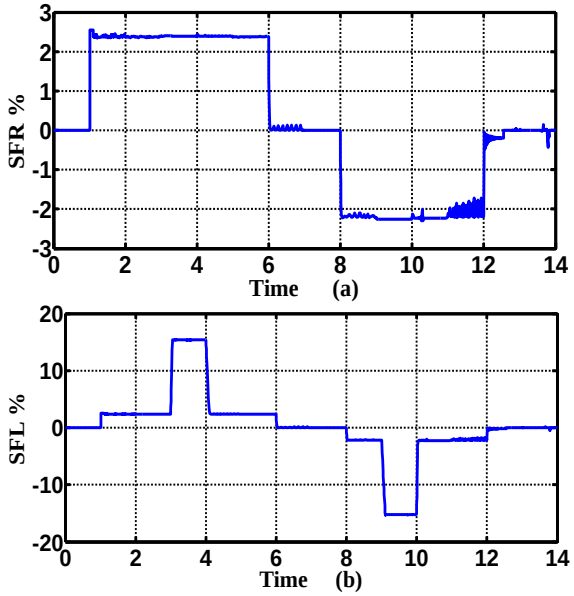


شکل ۹: تصاویر (a) و (b) به ترتیب مربوط به گشتاور اصلاحی خروجی کنترل کننده لغزش فازی برای چرخ‌های جلو و عقب می‌باشد

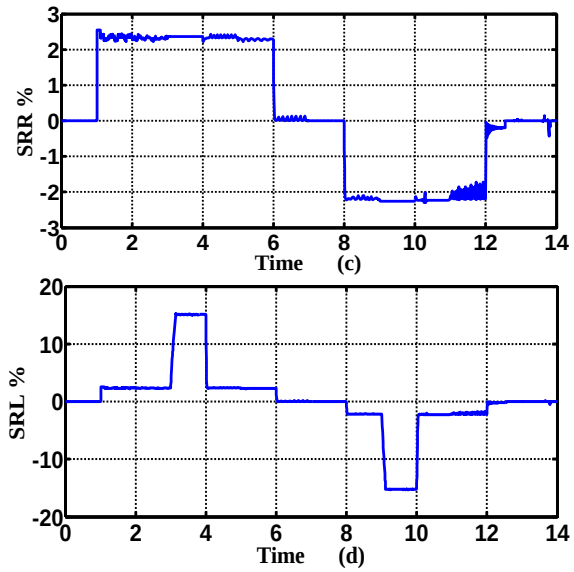


شکل ۱۰: تصاویر (c) و (d) به ترتیب مربوط به گشتاور موتور چرخ‌های جلو و عقب می‌باشد. در تصاویر بالا منحنی قرمز مربوط به گشتاور ورودی توسط راننده و منحنی آبی مربوط به گشتاور نهایی با وجود کنترل کننده لغزش است که می‌بایست توسط موتورهای الکتریکی تامین شود .

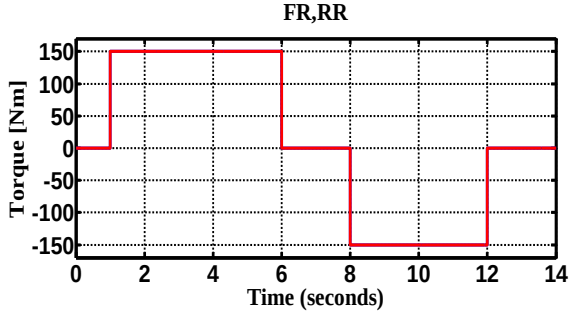
در آزمایش دوم ابتدا در هنگام شتابگیری با گشتاور ۱۵۰ نیوتن متر بین ثانیه ۳ و ۴ سمت چپ خودرو بر روی یک سطح لغزنده با ضریب اصطکاک $\mu = 0.2$ قرار می‌گیرد، سپس در هنگام ترمزگیری با همین گشتاور بین ثانیه‌های ۹ و ۱۰ سمت چپ خودرو بر روی همین سطح لغزنده قرار می‌گیرد.



شکل ۱۱: نمودار (a) درصد لغزش چرخ جلو-راست و (b) درصد لغزش چرخ جلو-چپ

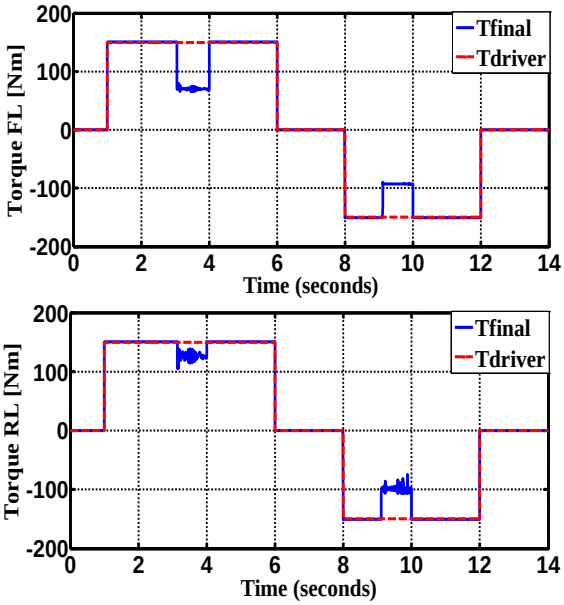


شکل ۱۲: نمودار (c) درصد لغزش چرخ عقب-راست و تصویر (d) درصد لغزش چرخ عقب-چپ



شکل ۱۳: گشتاور ورودی راننده که به دلیل لغزش کم چرخ‌ها، کنترلر لغزش در آن مداخله‌ای نمی‌کند و بایستی توسط موتورهای چرخهای سمت راست خودرو تامین گردد

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]



شکل ۱۴: گشتاور ورودی راننده و گشتاور نهایی موتورهای الکتریکی نصب شده در چرخ‌ها با وجود کنترلر لغزش

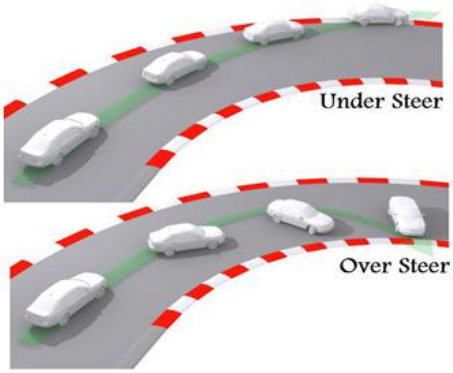
نتایج آزمایش دوم نشان می‌دهد که چون سمت چپ خودرو بر روی سطح لغزنده قرار می‌گیرد، لغزش چرخ‌های سمت چپ خودرو از حد مجاز فراتر می‌رود و کنترلر لغزش با کاهش گشتاورهای رانش و ترمزگیری ورودی توسط راننده، در سمت چپ خودرو مانع از لغزش بیش از حد چرخ‌های سمت چپ خودرو می‌گردد. چرخ‌های سمت راست خودرو نیز چون لغزش آن‌ها از حد مجاز فراتر نمی‌رود کنترلر لغزش هیچ مداخله‌ای نمی‌کند.

٤- طراحی سیستم کنترل ESC

سیستم کنترل پایداری الکترونیکی خودرو ESC یک سیستم کنترل فعال ایمنی خودرو است که پایداری عرضی خودرو را هنگام مواجه شدن با شرایط اضطراری بهبود می‌بخشد. دو نمونه از ناپایداری که برای یک خودرو ممکن است اتفاق بیافتد عبارتند از:

۱) کم‌فرمانی[1]: زمانی اتفاق می‌افتد که در هنگام پیچیدن به دلیل سرخوردن قسمت جلوی خودرو از مسیر اصلی خود خارج شود که این حالت توسط زاویه لغزش کناری کوچکتر و میزان حرکت yaw کمتر نسبت به ورودی هدایت راننده مشخص می‌شود.

۲) بیش‌فرمانی[2]: هنگامی اتفاق می‌افتد که یک خودرو در هنگام پیچیدن به دلیل سرخوردگی در قسمت عقب آن به طرف مرکز انحنای پیچ چرخش می‌کند و خودرو از مسیر مطلوب راننده منحرف شود و این حالت توسط زاویه لغزش کناری بزرگتر و میزان حرکت عرضی بیشتر مشخص می‌شود.



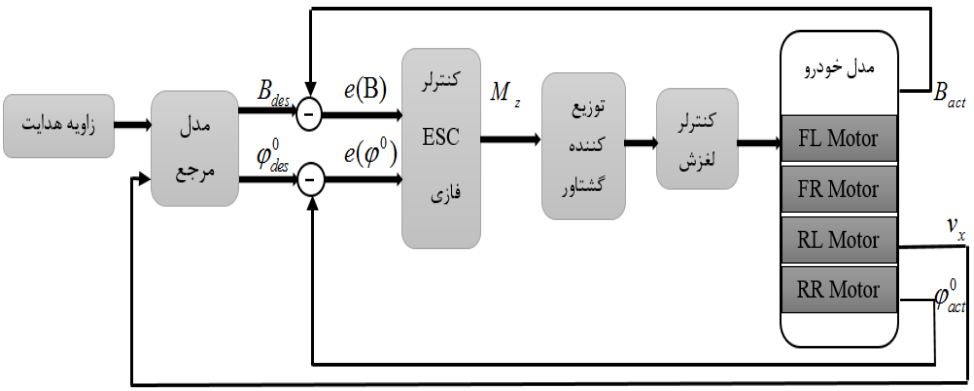
شکل ۱۵: تصاویر مربوط به کم‌فرمانی (بالا) و بیش‌فرمانی (پایین)

هر دو شرایط بالا نامطلوب هستند و به دلیل از دست رفتن کنترل راننده بر روی خودرو احتمال بروز حادثه را افزایش می‌دهند. حال برای غلبه بر این شرایط بایستی گشتاور yaw در خلاف جهت گشتاور وارد شده برخودرو تولید گردد. یکی از روش‌های ایجاد گشتاور yaw در خودرو اعمال گشتاور رانش یا ترمزگیری بر روی یک چرخ خاص می‌باشد. برای بررسی پایداری خودرو از دو متغیر میزان تغییرات حرکت yaw (φ^0) و زاویه لغزش کناری خودرو B که تاثیر زیادی در پایدار ماندن خودرو دارند استفاده شده است. بنابراین از خطای بین آن‌ها و مقادیر مطلوبشان به عنوان ورودی کنترل‌کننده فازی استفاده کردیم.

ساختار کلی کنترل‌کننده ESC در شکل (۱۶) نشان داده شده است که دارای ۳ لایه کنترلی است. لایه اول شامل یک کنترل‌کننده فازی برای محاسبه گشتاور اصلاحی yaw . لایه دوم شامل یک توزیع کننده گشتاور به منظور اختصاص گشتاور تولیدی لایه اول به چرخ‌های مناسب و لایه سوم شامل یک کنترل‌کننده لغزش می‌باشد.

[1] Under steer
[2] Over steer

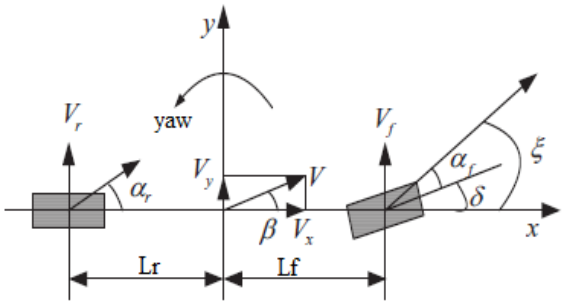
[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]



شکل ۱۶: ساختار کلی سیستم کنترل

۴-۱ مدل مرجع

برای محاسبه مقادیر مطلوب B_{des} و φ^0_{des} و مقایسه آن با مقادیر واقعی خودرو، از یک مدل مرجع دوچرخه [۳] با دو درجه آزادی استفاده شده که تابعی از پارامترهای خودرو، سرعت طولی خودرو و زاویه هدایت خودرو است. در این مدل چرخ‌های چپ و راست بر روی یک محور ادغام شده‌اند. در این مدل نیروهای طولی چرخ و تغییرات نیروهای عمودی چرخ‌ها در نظر گرفته نشده است. معادلات حالت مدل دوچرخه خطی شده‌اند بطوریکه فقط زوایای کوچک لغزش چرخ بررسی می‌شوند. داریم $\cos(\alpha)\approx 1$ و $\sin(\alpha)\approx\alpha$ و فرض شده است که این مدل در یک سرعت ثابت در داخل یک دایره با شعاع R برای بررسی نیروهای عرضی وارد شونده بر خودرو در حال حرکت است. شکل۱۷ این حالت را نشان می‌دهد.



شکل ۱۷: مدل دوچرخه [۶]

$$\begin{cases} ma_y = F_{yf} + F_{yr} \\ I_z\varphi^{00} = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} \end{cases} \quad (۱۱)$$

رفتار چرخ خطی در نظر گرفته می‌شود و خواهیم داشت:

$$\begin{cases} F_{yf} = C_{\alpha f}.\alpha_f \\ F_{yr} = C_{\alpha r}.\alpha_r \end{cases} \quad (۱۲)$$

$C_{\alpha r}$ و $C_{\alpha f}$ زاویه لغزش چرخ جلو و عقب هستند و α_r و α_f سختی چرخ هنگام دور زدن برای چرخ‌های جلو و عقب است که آن را در اینجا مساوی فرض کرده‌ایم:

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta - \dfrac{v_y + L_f.\varphi^0}{V} \\ \alpha_r = \dfrac{v_y - L_r.\varphi^0}{V} \end{cases} \quad (۱۳)$$

حال میزان ایده‌آل حرکت زاویه انحراف yaw در مدل با دو درجه آزادی که به عنوان مدل مرجع استفاده شده است بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\varphi^0_{des} = \frac{V.\tan\delta}{L.\left(1+\left(\frac{V}{V_{ch}}\right)^2\right)} \quad (۱۴)$$
$$, V_{ch}^2 = \frac{C_{\alpha f}C_{\alpha r}L^2}{m(C_{\alpha r}L_r - C_{\alpha f}L_f)}$$

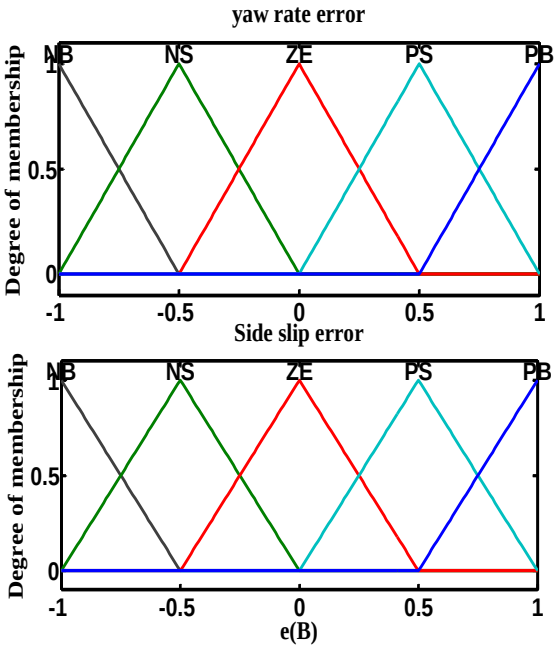
بیشترین مقدار yaw توسط ضریب اصطکاک سطح محدود می‌شود. زیرا حداکثر شتاب عرضی ایجاد شده توسط خودرو نمی‌تواند از ضریب اصطکاک سطح بیشتر شود و رابطه $|a_y| \le \mu g$ برقرار است. بنابراین بیشترین میزان تغییر حرکت yaw توسط شرط $\varphi^0_{\lim} \le \mp\mu g v_x^{-1}$ محدود می‌شود. مقادیر زاویه لغزش کناری خودرو نیز عدد کوچکی است که برای سادگی مقدار مطلوب زاویه لغزش کناری خودرو را صفر در نظر می‌گیریم، یعنی $B_{des}=0$.

۴-۲ طراحی کنترل‌کننده ESC فازی

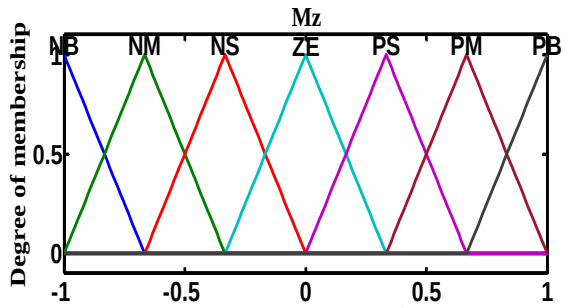
هدف اصلی سیستم ESC کم کردن خطای نرخ تغییر حرکت yaw و زاویه لغزش کناری می‌باشد تا پایداری مطلوب خودرو حفظ شود. بنابراین هدف از طراحی لایه اول از کنترل‌کننده، محاسبه گشتاور اصلاحی yaw برای حفظ پایداری عرضی خودرو می‌باشد. کنترل‌کننده منطق فازی دارای دو ورودی خطای نرخ حرکت yaw $\{e(\varphi^0)=\varphi^0_{des}-\varphi^0_{act}\}$ و خطای زاویه لغزش کناری $\{e(B)=B_{des}-B_{act}\}$ وخروجی آن نیز یک گشتاور اصلاحی yaw ، به نام M_z می‌باشد. ورودی‌های کنترل‌کننده فازی e(B) و

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

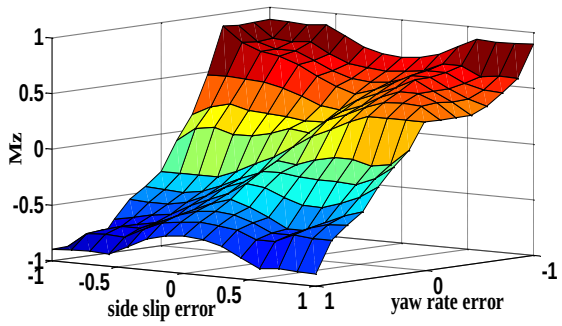
$e(\varphi^0)$ دارای ۵ متغیر زبانی {NB,NS,ZE,PS,PB} وخروجی آن دارای ۷ متغیر زبانی {NB,NM,NS,ZE,PS,PM,PB} می‌باشد. نمادهای اشاره‌شده بیانگر NB منفی بزرگ، NM منفی متوسط، NS منفی کوچک، ZE صفر، PS مثبت کوچک، PM مثبت متوسط، PB مثبت بزرگ می‌باشد.



شکل۱۸: توابع عضویت متغیرهای ورودی



شکل ۱۹: توابع عضویت متغیر خروجی



شکل ۲۰: سطح کنترل سیستم ESC فازی

جدول ۳: قوانین فازی سیستم ESC

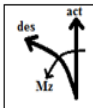
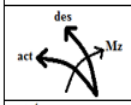
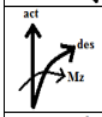
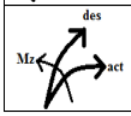
پایگاه قوانین M_z		e (B)				
		NB	NS	ZE	PS	PB
$e(\varphi^0)$	NB	ZE	PS	PM	PB	PB
	NS	ZE	ZE	PS	PM	PB
	ZE	NM	NS	ZE	PS	PM
	PS	NB	NM	NS	ZE	ZE
	PB	NB	NB	NM	NS	ZE

برای کنترل‌کننده فازی از سیستم استنتاج فازی ممدانی استفاده شده است که به وسیله طرح قانون فازی زیر مشخص می‌شود: اگر $e(\varphi^0)$ برابر A است و e(B) برابر B است آنگاه M_z برابر C است. که A,B,C مجموعه‌های فازی تعریف شده بر روی محدوده ورودی و خروجی است. روش دی‌فازی‌ساز استفاده شده مرکزثقل است. توابع عضویت ورودی و خروجی بین [-1,1] نرمالیزه شده‌اند و خروجی کنترل‌کننده نیز توسط یک ضریب که به آزمون و خطا بدست آمده است غیر نرمالیزه می‌شود.

بعد از محاسبه گشتاور اصلاحی yaw توسط کنترل‌کننده فازی، نوبت توزیع مناسب گشتاور در چرخ‌های خودرو توسط موتورهای نصب شده در هر چرخ می‌باشد که این امر در لایه دوم کنترل‌کننده ESC یعنی توزیع‌کننده گشتاور انجام می‌شود. در این لایه با شناسایی شرایطی که خودرو در آن قرارگرفته مثل بیش فرمانی یا کم فرمانی و همچنین زاویه هدایت راننده و علامت $e(\varphi^0)$ و M_z، گشتاور مناسب را برای پایدار کردن خودرو به هر چرخ توزیع می‌کند. در این توزیع گشتاور به منظور استفاده از حداکثر گشتاور yaw که توسط خودرو تولید می‌شود، از ترمزگیری در یک چرخ در یک سمت خودرو و شتاب‌گیری در سمت دیگر آن استفاده شده است. همچنین در شرایط کم‌فرمانی که به دلیل سرخوردن محور جلو اتفاق می‌افتد این گشتاورها را فقط به محور عقب خودرو وارد می‌کند و در شرایط بیش فرمانی که به دلیل سر خوردن محور عقب رخ می‌دهد گشتاور را فقط به محور جلو وارد می‌کند تا تاثیر اعمال گشتاور بیشتر گردد. در جدول زیر نحوه تخصیص گشتاور به چرخ‌ها بر اساس موقعیتی که خودرو در آن قرارگرفته نشان داده شده است.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

جدول ۴: نحوه تخصیص گشتاور به چرخ‌ها

	e(B)<0	$e(\varphi^0)>0$	$\delta>0$	$M_z<0$	وضعیت کم‌فرمانی	RL ترمزگیری	RR شتاب‌گیری
	e(B)>0	$e(\varphi^0)<0$	$\delta>0$	$M_z>0$	وضعیت بیش‌فرمانی	FR ترمزگیری	FL شتاب‌گیری
	e(B)>0	$e(\varphi^0)<0$	$\delta<0$	$M_z>0$	وضعیت کم‌فرمانی	RR ترمزگیری	RL شتاب‌گیری
	e(B)<0	$e(\varphi^0)>0$	$\delta<0$	$M_z<0$	وضعیت بیش‌فرمانی	FL ترمزگیری	FR شتاب‌گیری

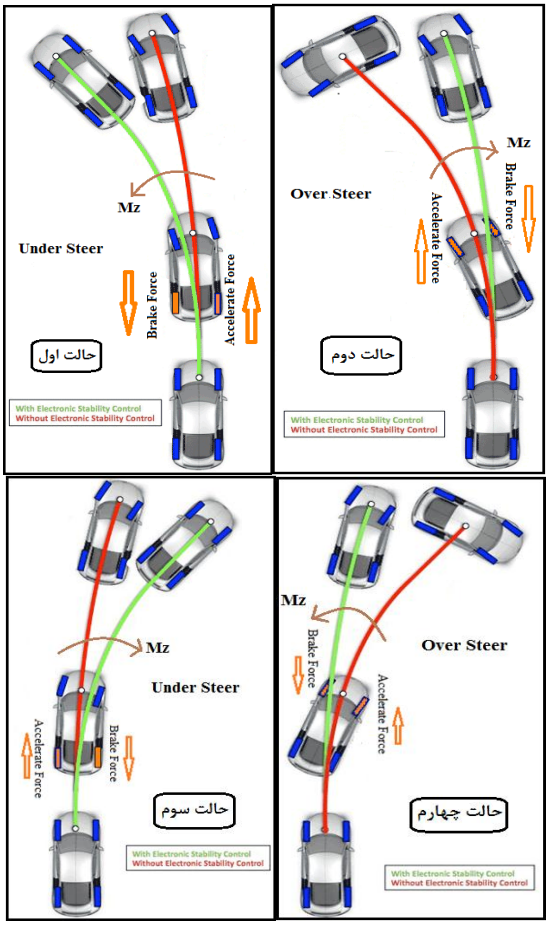
نحوه تشکیل قوانین کنترلگر فازی ESC و نیز لایه توزیع کننده گشتاور به صورت زیر می‌باشد:

حالت اول: ایجاد حالت کم فرمانی هنگام پیچیدن خودرو به سمت چپ. این حالت با $e(\varphi^0)>0$ و e(B)<0 مشخص می‌شود که برای کنترل آن می‌بایست خروجی کنترلگر گشتاور منفی yaw خلاف جهت عقربه‌های ساعت ایجاد نماید. این گشتاور در لایه توزیع کننده گشتاور به صورت چرخ عقب-راست شتاب‌گیری و عقب-چپ ترمزگیری توزیع می‌شود.

حال دوم: ایجاد حالت بیش فرمانی هنگام پیچیدن خودرو به سمت چپ. این حالت با $e(\varphi^0)<0$ و e(B)>0 مشخص می‌شود که برای کنترل آن می‌بایست خروجی کنترلگر گشتاور مثبت yaw در جهت عقربه‌های ساعت ایجاد کند. این گشتاور در لایه توزیع کننده گشتاور به صورت چرخ جلو-راست ترمزگیری و جلو-چپ شتاب‌گیری توزیع می‌شود.

حالت سوم: ایجاد حالت کم فرمانی هنگام پیچیدن خودرو به سمت راست. این حالت با $e(\varphi^0)<0$ و e(B)>0 مشخص می‌شود که برای کنترل آن می‌بایست خروجی کنترلگر گشتاور مثبت yaw در جهت عقربه‌های ساعت ایجاد نماید. این گشتاور در لایه توزیع کننده گشتاور به صورت چرخ عقب-راست ترمزگیری و عقب-چپ شتاب‌گیری توزیع می‌شود.

حالت چهارم: ایجاد حالت بیش فرمانی هنگام پیچیدن خودرو به سمت راست. این حالت با $e(\varphi^0)>0$ و e(B)<0 مشخص می‌شود که برای کنترل آن می‌بایست خروجی کنترلگر گشتاور منفی yaw خلاف جهت عقربه‌های ساعت ایجاد کند. این گشتاور در لایه توزیع-کننده گشتاور به صورت چرخ جلو-راست شتاب‌گیری و جلو-چپ ترمزگیری توزیع می‌شود.

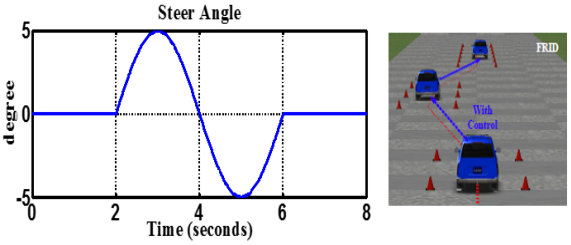


شکل ۲۱: نحوه عملکرد کنترلگر ESC

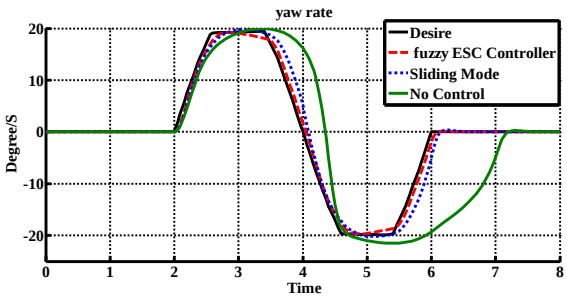
۴-۳ ارزیابی عملکرد سیستم کنترل ESC

عملکرد سیستم کنترل ESC را با استفاده از یک مانور تغییر لاین تست می‌کنیم در این آزمایش خودرو با سرعت ثابت 90 کیلومتر بر ساعت بر روی جاده‌ای با ضریب اصطکاک 0.85 تغییر لاین انجام می‌دهد و دوباره به همان لاین برمی‌گردد. و برای بررسی روش پیشنهاد شده، نتایج با یک کنترلگر مد لغزشی مقایسه می‌گردد.[۱۲]

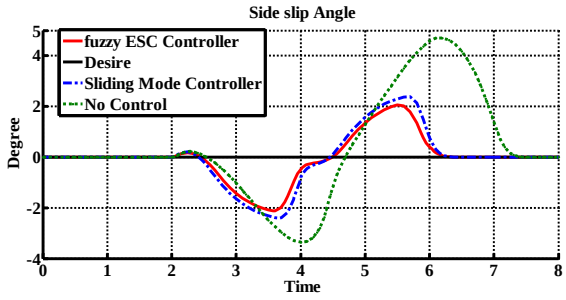
[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]



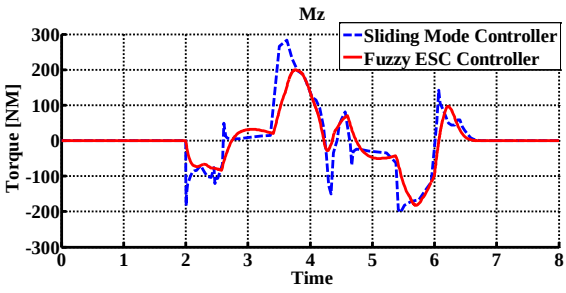
شکل ۲۲: زاویه هدایت خودرو



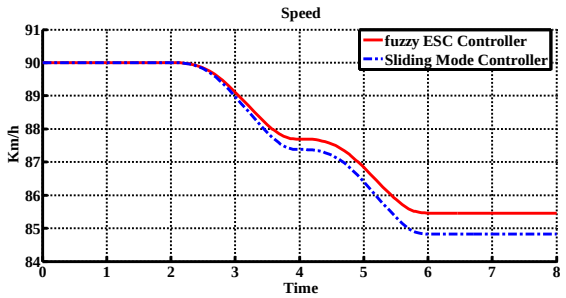
شکل ۲۳: میزان تغییر حرکت yaw خودرو



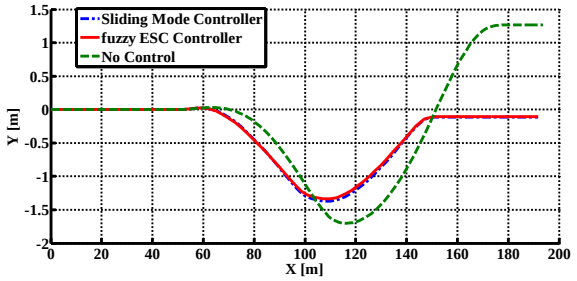
شکل ۲۴: زاویه لغزش کناری خودرو



شکل ۲۵: گشتاور اصلاحی خروجی کنترلرها

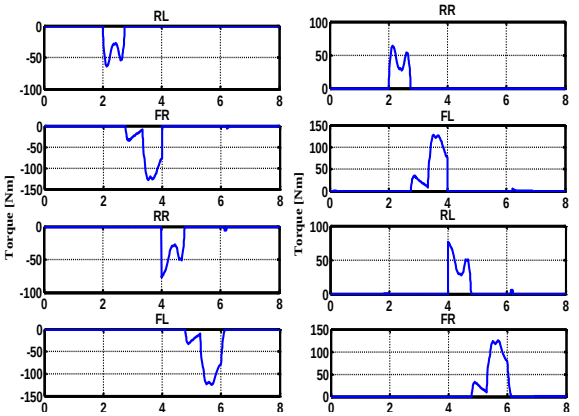


شکل ۲۶: تغییرات سرعت خودرو



شکل ۲۷: تغییر موقعیت خودرو در صفحه x,y

تمام گشتاورهای ترمزگیری یا شتاب‌گیری توزیع شده در چرخ‌ها وارد کنترل‌کننده لغزش فازی در لایه سوم می‌شوند تا مانع از سرخوردگی یا قفل‌کردن چرخ خودرو در هنگام بکارگیری گشتاور اصلاحی سیستم ESC برای پایدار کردن خودرو شوند، زیرا سرخوردگی و یا قفل چرخ، سبب ناپایداری خودرو می‌شود. در ضمن کنترل‌کننده لغزش با جلوگیری از سرخوردگی چرخ‌ها موجب افزایش تاثیرگذاری گشتاور اصلاحی کنترلر ESC می‌شود.

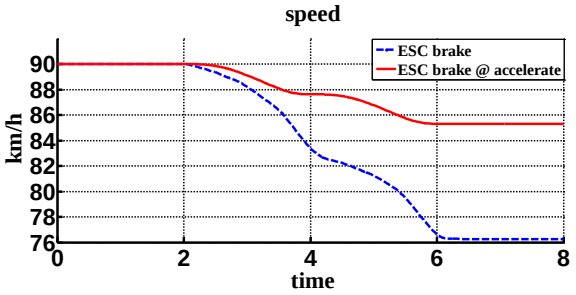


شکل ۲۸: نحوه توزیع گشتاور خروجی کنترلر ESC فازی نوع۲به موتورهای واقع شده در چرخ‌ها که تصاویر سمت راست مربوط به گشتاور شتاب‌گیری وارد بر چرخ‌ها و تصاویر سمت چپ مربوط به گشتاور ترمزگیری وارد بر چرخ‌ها می‌باشد.

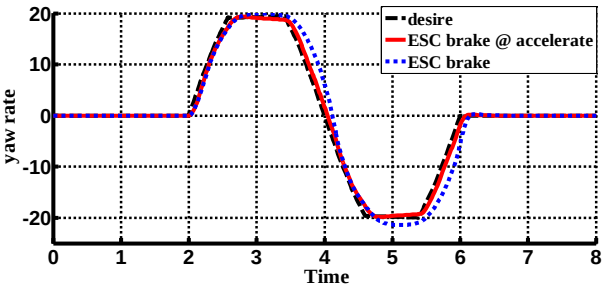
همانطور که از تصاویر بالا مشخص است ابتدا کنترل‌کننده فازی با توجه به انحراف خودرو از نرخ yaw و زاویه لغزش کناری مطلوب خودرو در مدل مرجع بالا، برای پایدار نگه‌داشتن خودرو، یک گشتاور اصلاحی yaw تولید می‌کند. سپس در بخش توزیع گشتاور بر اساس زاویه هدایت ورودی راننده و علامت M_z و $e(\varphi^0)$، گشتاور اصلاحی خروجی سیستم فازی را به موتورهای واقع در چرخ‌ها توزیع می‌کند. به منظور استفاده از حداکثر گشتاور yaw قابل تولید توسط خودرو از ترمزگیری در یک سمت و شتاب‌گیری در چرخ نظیر سمت دیگر خودرو استفاده شده است به اینصورت که بعد از اختصاص دادن گشتاور اصلاحی تولیدی در کنترل‌کننده فازی به یک چرخ برای ترمزگیری یا شتاب‌گیری عکس آن گشتاور را نیز به چرخ نظیر سمت دیگر خودرو وارد می‌کنیم که این امر علاوه بر استفاده از حداکثر گشتاور اصلاحی

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

قابل تولید توسط خودرو موجب می‌شود که سرعت خودرو کاهش کمتری یابد. در حالی که در سیستم‌های ESC سنتی که فقط از ترمزگیری برای ایجاد گشتاور yaw استفاده می‌کنند، در شرایط غیراضطراری به دلیل مداخله ترمزگیری در کار راننده، موجب کاهش بیشتر سرعت خودرو و ایجاد حس ناخوشایند در راننده می‌شود. ولی در سیستم ESC طراحی شده در این مقاله بدلیل استفاده توام از گشتاور ترمزگیری و شتاب‌گیری، موجب کاهش سرعت کمتری در خودرو می‌گردد، ضمن اینکه در مواقع اضطراری، به خوبی پایداری خودرو را حفظ می‌کند. درتصاویر زیر مقایسه سرعت و نرخ تغییر حرکت yaw خودرو را بین سیستم ESC طراحی شده در این مقاله که از گشتاور شتاب‌گیری و هم ترمزگیری استفاده کرده است را با سیستم ESC با همان کنترل‌کننده فازی سیستم قبل ولی با سیستم توزیع گشتاوری تنها با ترمزگیری را مشاهده می‌کنید. زاویه هدایت ورودی مانند آزمایش قبل می‌باشد.



شکل ۲۹: تغییرات سرعت خودرو



شکل ۳۰: میزان تغییر حرکت yaw خودرو

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک استراتژی کنترل پایداری جدید برای خودروی الکتریکی با گشتاورهای مستقل در هر چرخ ارائه شد. این سیستم با بکارگیری کنترل‌کننده فازی برای محاسبه گشتاور اصلاحی زاویه انحراف yaw و استفاده از یک توزیع‌کننده گشتاور جدید برای اختصاص گشتاور اصلاحی به موتورهای واقع در چرخ، و در نهایت ترکیب آن‌ها با کنترل کننده لغزش فازی طراحی شده برای بهبود عملکرد سیستم ESC، به خوبی توانست پایداری خودرو را در مانورهای اضطراری که آزمایش شد حفظ کند و خودرو را به مسیر مطلوب بازگرداند. همچنین کنترلگر ESC فازی در مقایسه با کنترلگر مد لغزشی که از همان سیستم توزیع گشتاور استفاده می‌کرد عملکرد بهتری نشان داد. همچنین کنترلگر لغزش طراحی شده لغزش ناشی از ترمزگیری و هم شتاب‌گیری را در حد مطلوب تعیین شده حفظ کرد. در نهایت نیز با استفاده از مداخله ترمزگیری و هم شتاب‌گیری در توزیع گشتاور موجب کاهش کمتر سرعت خودرو نسبت به سیستم‌های کنترل ESC که فقط از مداخله ترمزگیری استفاده می‌کنند شد. این امر از نقطه نظر راننده امر مهمی است. در نتیجه این سیستم می‌تواند هم امنیت خودرو و هم راحتی سرنشین را در هنگام رانندگی تضمین کند. همچنین تمام مطالعات انجام شده بیانگر مزایای خودروهای الکتریکی با نیرو محرکه مجزا در هر چرخ است. این نوع کنترل مجزا، هم موجب آسان و بهتر شدن فرآیند کنترل پایداری و هم موجب کاهش هزینه‌ها نسبت به خودروهای معمولی می‌شود.

مراجع

[1] Rengaraj, Chandrasekaran “Integration of Active Chassis Control System for Improved Vehicle Handling Performance”. Doctoral thesis, University of sunderland 2012.

[2] K. Jalili, “Stability Control of Electric Vehicles With In-Wheel Motors” PhD Thesis ,University of Waterloo,Ontario,Canada 2010.

[3] J. L. giang, “control Algorithm of Combination with Logic gate and PID Control for Vehicle Electronic Stability Control” Jilin university chanchon, China IEEE 2010.

[4] Esmailzadeh,Goodarzi, “Directional Stability and Control of Four Wheel Independent drive electric Vehicles” Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran 2002.

[5] Y. Hou, J. Zhang, “Integrated Chassis Control Using ANFIS” International Conference on Automation and Logistics Qingdao,China 2008.

[6] L. Chu, X. Gao, “Coordinated of Electronic Stability Program and Active Front Steering” International Conference on Environmental Science and Engineering 2011.

[7] D.Yin and J-S.HU, “Active approach to electronic stability control for Front-wheel drive in-wheel motor electric vehicles” International Journal of Automotive Technology, Vol. 15, No. 6, pp.979-987 2014.

[8] L. Chu, M. faXu, Y. Zhang, " Vehicle Dynamics Control Based on Optimal Sliding Mode Control Theory" International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering.doi: 978-1-4244-7956-611 IEEE 2010.

[9] Dugoff, H., Fancher, P.S. and Segal, L., “Tire performance charecteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs,” Final Report, Contract CST-460, Office of Vehicle Systems Research, US National Bureau of Standards, 1969.

[10] H. Hongwen, J. Peng, R. Xiong and Hao Fan, ” An Acceleration Slip Regulation Strategy for

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]

Four-Wheel Drive Electric Vehicles Based on Sliding Mode Control" Energies, 7, 3748-3763; doi:10.3390/en7063748.2014.

[11] W. Lingfei, J. Gou, L. Wang and,Junzhi Zhang." Acceleration Slip Regulation Strategy for Distributed Drive Electric Vehicles with Independent Front Axle Drive Motors" Energies, 8, 4043-4072; doi:10.3390/en8054043.2015.

[12] A. Hasan, M. Ektesabi, and Ajay Kapoor." A Suitable Electronic Stability Control SystemUsing Sliding Mode Controller for an In-wheelElectric Vehicle" Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists Vol I.2013.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1394.9.4.2.1]