

تشخیص خطا و کنترل پایداری جانبی خودروی الکتریکی با محرک مستقل برای چهار چرخ

حسن علیپور، محمدباقر بناءشریفیان، مهران صباحی

تبریز، دانشگاه تبریز، دانشکدهی مهندسی برق و کامپیوتر

Hasan.alipour2006@gmail.com

خلاصه

در این مقاله، یک روش جدید تشخیص خطا و یک کنترل کنندهی سه سطحی برای پایداری جانبی خودروهای الکتریکی چهار چرخ محرک بدون دیفرانسیل پیشنهاد شده است. در سطح بالای کنترل کننده، دینامیک های مطلوب خودرو یعنی سرعت طولی و نرخ یاو مرجع تعیین می شوند. کنترل کنندهی سطح متوسط نیروی رانش و ممان یاو مطلوب را بر اساس روش کنترل مد لغزشی تعیین می کند. در سطح پایین، با پیشنهاد یک تابع هزینه، گشتاورهای مناسب برای اعمال به چرخ ها تعیین می گردند. همچنین در این مقاله، روش جدیدی جهت شناسایی و ایزولاسیون خطا در محرک های الکتریکی خودرو ارائه می شود. روش تشخیص خطای پیشنهادی از مقایسهی نسبت لغزش چرخ های مختلف استفاده کرده و منجر به تشخیص دقیق محل خطا و برآورد مقدار آن می شود. سپس کنترل کننده با استفاده از نتایج سیستم تشخیص خطا اصلاح شده و با شرایط جدید وفق می یابد. در نهایت کارائی کنترل کننده پیشنهادی با انجام شبیه سازی در نرم افزارهای MATLAB و CARSIM تأیید می شود.

کلمات کلیدی: خودروی الکتریکی چهار چرخ محرک، کنترل پایداری جانبی، کنترل مد لغزشی، کنترل نرخ یاو، شناسایی و ایزولاسیون خطا

1. مقدمه

خودروهای الکتریکی با محرک مستقل برای چهار چرخ (4WID) خودروهایی هستند که از چهار موتور الکتریکی مستقل درون چرخ استفاده می کنند. موتور درون چرخ با حذف موتور مرکزی و سیستم انتقال قدرت شامل جعبه دنده، دیفرانسیل، محور انتقال و محور چرخ ها انعطاف پذیری زیادی را برای مجتمع سازی خودرو می دهد. مشکل عمدهی این خودروها ایجاد هماهنگی بین موتورها به منظور حفظ تعادل خودرو در پیچ ها به ویژه در هنگام بروز خطا در یکی از موتورهای محرک می باشد [1]. بنابراین مسئلهی کنترل گشتاور موتورهای این خودروها به طوری که کنترل کننده بتواند در هنگام مانور فرمان عملکرد مناسبی داشته و در صورت بروز خطا در محرک ها پایداری خودرو را بخوبی حفظ کند، اهمیت ویژه ای دارد. علاوه بر این، با توجه به این که این خودروها در برابر بروز خطا در موتورهای محرک نسبت به خودروهای دیفرانسیل دار آسیب پذیرتر هستند، وجود سیستمی که رخدادهای خطا و محل موتور معیوب را تشخیص دهد الزامی به نظر می رسد.

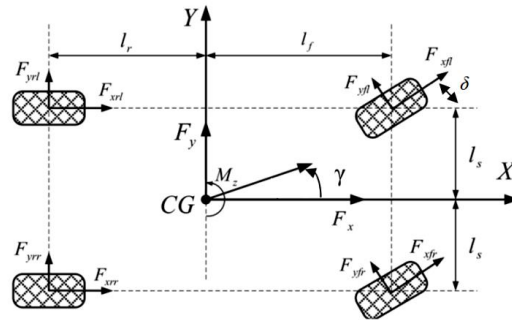
یک کنترل کنندهی سه لایه برای حفظ پایداری خودروی برقی 4WID با موتورهای درون چرخ DC در مرجع [2] پیشنهاد شده است. در این روش، ابتدا با استفاده از کنترل کنندهی منطق فازی مقادیر لغزش مطلوب چرخ ها تعیین می شوند و سپس از کنترل کنندهی مد لغزشی برای درایو موتورهای DC استفاده می گردد. در مرجع [3] یک کنترل کنندهی ممان یاو برای کنترل پایداری خودرو پیشنهاد شده است. در این مرجع، ممان یاو مطلوب توسط کمینه کردن یک تابع هزینه بدست می آید. این تابع هزینه با استفاده از خطاهای نرخ یاو و زاویهی لغزش جانبی بدنه از مقادیر مطلوب تعریف می شود. در مرجع [4] یک کنترل کنندهی مد لغزشی تناسبی و انتگرالی برای خودروهای 4WID پیشنهاد شده و مرجع [5] روشی جهت کنترل این خودروها در جاده های لغزنده پیشنهاد می کند. یک کنترل کنندهی ترکیبی تحمل پذیر خطا با استفاده از روش کنترل مربعات خطی و تکنیک تابع لیاپانوف در مرجع [6] ارائه شده است. مرجع [7] یک کنترل کنندهی غیرفعال وقتی تحمل پذیر خطا را پیشنهاد کرده است. برای طراحی این کنترل کننده از مدل خودرو با سه درجه آزادی و تکنیک تابع لیاپانوف استفاده شده است. در مرجع [8] یک کنترل کنندهی تحمل پذیر خطا با استفاده از

کنترل مد لغزشی برای سیستم‌های چند محرک نظیر خودروی 4WID پیشنهاد شده است. مرجع [9] با استفاده از تخمین ضریب چسبندگی جاده سعی در شناسایی و ایزولاسیون خطا در محرک‌های الکتریکی خودروی 4WID شده است. اما روش ارائه شده در زمانی مؤثر می‌باشد که گشتاور تولیدی چهار موتور یکسان باشد، بنابراین در شرایطی نظیر دور زدن خودرو که موتورهای گشتاور متفاوتی را تولید می‌کنند جوابگو نخواهد بود. در مرجع [10] برای کنترل خودروهایی که سرعت پایینی دارند نظیر خودروهای مورد استفاده جهت جابجایی بار و کانتینرها، با استفاده از روابط فیزیکی چرخ و موتور DC سعی در شناسایی بروز خطا شده است، اگرچه روش ارائه شده میزان خطا را برآورد نمی‌کند.

در مقاله‌ی حاضر یک روش جدید شناسایی و ایزولاسیون خطا و یک کنترل کننده‌ی سه سطحی کاربردی برای پایداری سازی جانبی خودروی الکتریکی چهارچرخ محرک بدون دیفرانسیل پیشنهاد شده است. در ادامه ابتدا در بخش 2 مدل خودرو ارائه می‌گردد. در بخش 3 و 4 به ترتیب ساختار کنترل کننده‌ی پیشنهادی و روش شناسایی و ایزولاسیون خطا توضیح داده می‌شود. در بخش 5 نتایج شبیه‌سازی ارائه شده و نهایتاً در بخش 6 نتیجه‌گیری انجام می‌شود.

2. مدل خودرو

در صورت در نظر نگرفتن حرکت‌های غلتش و جهش، خودرو در صفحه‌ی افقی، سه درجه‌ی آزادی برای حرکت طولی، جانبی و چرخشی (یاو) دارد. شکل 1 شماتیک ساده‌ای از مدل خودرو را در صفحه‌ی افقی نشان می‌دهد [7].



شکل 1 - مدل خودرو با سه درجه آزادی در صفحه‌ی افقی [7]

در شکل 1، CG بیانگر مرکز ثقل خودرو می‌باشد. معادلات دینامیکی حاکم بر خودرو را می‌توان به صورت (1) بیان کرد [7].

$$\begin{cases} M \dot{V}_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - \frac{1}{2} \rho_a C_D A V_x^2 + M V_y \gamma \\ M \dot{V}_y = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr} - M V_x \gamma \\ I_z \dot{\gamma} = (F_{yfl} \sin \delta - F_{xfl} \cos \delta + F_{yfr} \cos \delta - F_{xfr} \sin \delta) l_s + (F_{xrr} - F_{xrl}) l_s - (F_{yfr} + F_{yrr}) l_r + ((F_{xfr} + F_{xfl}) \cos \delta + (F_{xfr} + F_{xfl}) \sin \delta) l_f \end{cases} \quad (1)$$

که V_x و V_y به ترتیب سرعت‌های طولی و جانبی و γ نرخ یاو خودرو می‌باشد. F_{xi} ($i=fl, fr, rl, rr$) نیروهای طولی وارد بر چرخ‌ها، F_{yi} نیروهای جانبی وارد بر چرخ‌ها، M وزن خودرو، ρ_a چگالی هوا، C_D ضریب کشش هوا، A مساحت جلوی خودرو و δ زاویه‌ی فرمان خودرو می‌باشد و همچنین فواصل l_r و l_s در شکل 1 نشان داده شده‌اند.

از جمله بخش‌های اساس خودرو که باید مدل شوند می‌توان به چرخ و تایر اشاره کرد. برای یک چرخ دو نوع لغزش تعریف می‌شود که عبارتند از لغزش طولی و جانبی چرخ. در عمل به دلیل انعطاف‌پذیری طبیعی لاستیک تایر مشاهده می‌شود که مسافت طی شده توسط تایر با مسافتی که از سرعت محیطی آن انتظار می‌رود متفاوت است. برای بیان این پدیده از عبارت لغزش طولی استفاده می‌شود. لغزش طولی چرخ نام به صورت (2) نشان داده می‌شود. در این رابطه R_{eff} شعاع مؤثر چرخ، ω_i سرعت زاویه‌ای چرخ نام و V_{xi} سرعت طولی مرکز چرخ نام است.

$$s_i = \frac{\omega_i R_{eff} - V_{xi}}{\max(V_{xi}, \omega_i R_{eff})} \quad (2)$$

نسبت سرعت جانبی چرخ به سرعت طولی آن، لغزش جانبی نامیده می‌شود. در (3) زاویه‌ی لغزش جانبی برای چرخ‌های جلو با θ_{vf} و برای چرخ‌های عقب با θ_{vr} نشان داده شده است. در صورت کوچک بودن این زوایا می‌توان نیروهای جانبی وارد بر تایر را به صورت زیر محاسبه کرد [11]:

$$\begin{cases} F_{yfr} \cong F_{yfl} \cong C_f(\delta - \theta_{vf}) \\ F_{yrr} \cong F_{yrl} \cong C_r(-\theta_{vr}) \\ \tan(\theta_{vf}) = \beta + \frac{l_f \gamma}{V_x} \\ \tan(\theta_{vr}) = \beta - \frac{l_r \gamma}{V_x} \end{cases} \quad (3)$$

که C_f و C_r ضرایب سختی پیچیدن چرخ‌های جلو و عقب و β زاویه‌ی لغزش بدنه‌ی خودرو می‌باشد. پدیده‌ی مهم دیگر پدیده‌ی جابجایی یا انتقال بار است. سیستم تعلیق و جرم فنری خودرو سبب جابجایی بار در هنگام شتاب‌گیری، ترمز کردن و حرکت چرخشی خودرو می‌شود. به عبارتی نیروی عمودی وارد بر مرکز چرخ‌ها تغییر می‌کند. این پدیده از آن جهت دارای اهمیت است که حداکثر نیروی قابل اعمال به چرخ به طوری که خودرو دچار ناپایداری نشود به نیروی عمودی وارد بر مرکز چرخ بستگی دارد. در صورتی که نیروی عمودی وارد بر مرکز چرخ نام F_{zi} بوده و μ ضریب چسبندگی بین تایر و جاده باشد، حداکثر نیرویی که می‌توان به چرخ اعمال کرد تا خودرو پایداری خود را از دست ندهد برابر است با:

$$F_{\max i} = \mu F_{zi} \quad (4)$$

نیروهای عمودی وارد بر مرکز چرخ‌ها را می‌توان به صورت (5) محاسبه کرد [4]. در این رابطه، h_{CG} ارتفاع مرکز گرانش و m_w جرم کل چرخ می‌باشد.

$$\begin{cases} F_{zfl} = m_w g + \frac{mgl_r}{2(l_r + l_f)} - \frac{mh_{CG}a_x}{2(l_r + l_f)} - \frac{mh_{CG}a_y}{4l_s} \\ F_{zfr} = m_w g + \frac{mgl_r}{2(l_r + l_f)} - \frac{mh_{CG}a_x}{2(l_r + l_f)} + \frac{mh_{CG}a_y}{4l_s} \\ F_{zrl} = m_w g + \frac{mgl_f}{2(l_r + l_f)} + \frac{mh_{CG}a_x}{2(l_r + l_f)} - \frac{mh_{CG}a_y}{4l_s} \\ F_{zrr} = m_w g + \frac{mgl_f}{2(l_r + l_f)} + \frac{mh_{CG}a_x}{2(l_r + l_f)} + \frac{mh_{CG}a_y}{4l_s} \end{cases} \quad (5)$$

نیروهای طولی (F_{xi}) و جانبی وارد بر تایر (F_{yij}) تابعی غیرخطی از نسبت لغزش طولی (s_i) و زاویه‌ی لغزش جانبی تایر (θ_{vi}) می‌باشند. این رابطه‌ی غیرخطی مطابق (6) بوده و فرمول جادویی تایر نامیده می‌شود [5].

$$y(x) = D \sin \left[C \tan^{-1} (Bx - E(Bx - \tan^{-1}(Bx))) \right] \\ Y(X) = y(x) + S_v \quad (6)$$

خروجی‌های رابطه‌ی فوق $(y(x))$ ، F_{xi} و F_{yij} می‌باشند و سیگنال ورودی (x) می‌تواند s_i یا θ_{vi} باشد. در (6) ضرایب B ، C ، D و E ضرایب ثابتی هستند که به شکل و جنس تایر بستگی دارند و S_v و S_h میزان جابجایی منحنی $y(x)$ نسبت به مبدا می‌باشند که این پارامترها و ضرایب با استفاده از اطلاعات آزمایشگاهی تایر تنظیم می‌شوند [5].

معادلات حالت سیستم را با در نظر گرفتن β و γ به عنوان متغیرهای حالت می‌توان به صورت (7) بیان کرد [11]، که در آن M_z ممان یاو مستقیم خودرو است.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2(C_f + C_r)}{MV_x} & \frac{2(-l_f C_f + l_r C_r)}{MV_x^2} \\ \frac{2(-l_f C_f + l_r C_r)}{I_z} & \frac{-2(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{I_z V_x} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV_x} \\ \frac{2l_f C_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} M_z \quad (7)$$

3. طراحی کنترل کننده

کنترل کننده پیشنهادی شامل سه بخش است که عبارتند از کنترل کننده‌هایی سطح‌های بالا، متوسط و پایین. کنترل کننده‌ی سطح بالا جهت تعیین دینامیک‌های مطلوب خودرو یعنی مرجع سرعت طولی خودرو و نرخ یاو مطلوب طراحی شده است. کنترل کننده‌ی سطح متوسط با استفاده از روش کنترل مد لغزشی مقدار نیروی رانش و ممان یاو مورد نیاز را جهت رسیدن به دینامیک‌های مطلوب محاسبه می‌کند. سپس کنترل کننده‌ی سطح پایین گشتاور اعمالی لازم به چرخ‌ها را تعیین می‌کند. برای این منظور یک تابع هزینه براساس دینامیک خودرو تعریف می‌شود.

در طراحی کنترل کننده برای خودروهای 4WID هدف حفظ پایداری خودرو و تأمین درخواست‌های راننده می‌باشد. سیگنال‌هایی که از موقعیت پدال‌های گاز و ترمز و همچنین فرمان خودرو حاصل می‌شوند می‌توانند بیانگر درخواست راننده باشند. بنابراین با استفاده از سیگنال شتاب طولی درخواستی (وضعیت پدال ترمز و گاز) (a_{rx}) ، می‌توان مرجع سرعت طولی (V_{xref}) را محاسبه کرد.

$$V_{xref} = V_{x0} + \int_{t_0}^t a_{rx} dt \quad (8)$$

که V_{x0} سرعت خودرو در لحظه‌ی t_0 است.

سیگنال مهم دیگر، مرجع نرخ یاو (γ_{ref}) می‌باشد که با توجه به زاویه‌ی چرخ فرمان خودرو (δ_{sw}) و سرعت طولی خودرو مطابق (9) محاسبه می‌شود [7].

$$\gamma_{ref} = \begin{cases} \gamma_t & \text{if } (|\gamma_t| < \frac{\mu \cdot g}{V_x}) \\ \frac{\mu \cdot g}{V_x} \cdot \text{sign}(\gamma_t) & \text{else} \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{with } \gamma_t = \frac{GR \cdot k_a \cdot V_x}{L \cdot (k_b V_x^2 + 1)(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} \delta_{sw}$$

که τ_1 و τ_2 ثابت‌های زمانی، L فاصله‌ی طولی بین مرکز چرخ‌ها، GR نسبت تبدیل اتصال مکانیکی فرمان و k_a و k_b به ترتیب بهره‌ی مدل مرجع و ضریب پایداری می‌باشند.

کنترل کننده‌ی سطح متوسط برای بدست آوردن مقادیر مرجع نیروی رانش (F_{xdes}) و ممان یاو مطلوب (M_{zdes}) به جهت دنبال کردن دینامیک‌های مطلوب (V_{xref}) و (γ_{ref}) طراحی شده است. این سطح شامل دو بخش یعنی کنترل کننده‌ی سرعت و نرخ یاو می‌باشد که در مقاله‌ی حاضر برای طراحی آن‌ها از کنترل کننده‌ی مد لغزشی استفاده شده است.

در روش کنترل مد لغزشی برای یک سیستم با فضای حالت $\dot{X} = f(X) + Bu$ ، با فرض سطح لغزش انتگرالی مطابق (10)، سیگنال کنترلی به صورت (11) پیشنهاد می‌شود [12]. در (10)، e بیانگر خطای سیگنال حالت از مقدار مرجع خود و λ یک ضریب ثابت است و در (11)، $\hat{f}(X)$ مقدار تخمینی $f(X)$ و k ضریب تابع علامت می‌باشد. در (11) می‌توان برای کاهش میزان نوسان حول مقدار نهایی به جای تابع علامت از تابع تانژانت استفاده کرد [4].

$$\begin{cases} \dot{S} = e + \lambda \int e dt \\ e = X - X_{ref} \end{cases} \quad (10)$$

$$u = -B^{-1}(\hat{f}(X) - \dot{X}_{ref} + \lambda e + k \text{sgn}(S)) \quad (11)$$

برای طراحی کنترل کننده‌ی سرعت، سیگنال خطا به صورت اختلاف سرعت طولی خودرو با مرجع سرعت طولی در نظر گرفته شده و سطح لغزش به صورت انتگرالی انتخاب شده است.

$$\begin{cases} \dot{S} = e_v + \lambda_v \int e_v dt \\ e_v = V_x - V_{xref} \end{cases} \quad (12)$$

با توجه به (1) و (11) مقدار مطلوب نیروی رانش برابر (13) می‌باشد.

$$F_{xdes} = -MV_y \gamma + M \dot{V}_{xref} + \frac{\rho_a C_D A V_x^2}{2} - M \lambda_v e_v - M k_v \tan(S) \quad (13)$$

برای طراحی کنترل کننده‌ی نرخ یاو، سیگنال خطا به صورت اختلاف نرخ یاو از مقدار مرجع در نظر گرفته می‌شود.

$$\begin{cases} S = e_\gamma + \lambda_\gamma \int e_\gamma dt \\ e_\gamma = \gamma - \gamma_{ref} \end{cases} \quad (14)$$

با توجه به (7) و (11) مقدار ممان یاو مطلوب به صورت زیر بدست می‌آید.

$$M_{zdes} = 2(l_f C_f - l_r C_r) \beta + \frac{2}{V_x} (l_f^2 C_f + l_r^2 C_r) \gamma - 2l_f C_f \delta + I_z \dot{\gamma}_{ref} - I_z \lambda_\gamma e_\gamma - I_z k_\gamma \tan(S) \quad (15)$$

کنترل‌کننده‌ی سطح پایین برای بدست آوردن مقدار گشتاورهای اعمالی به چرخ‌ها جهت رسیدن به مقادیر مطلوب حاصل از کنترل‌کننده‌ی سطح متوسط طراحی شده است. در اینجا برای ساده کردن محاسبات فرض شده است که چرخ‌های موجود در یک طرف خودرو اثر مشابهی بر عملکرد خودرو دارند [7-8]. بنابراین می‌توان نیرو را بین چرخ‌های یک سمت خودرو متناسب با نسبت نیروی عمودی وارد بر مرکز چرخ‌ها تقسیم کرد.

$$\begin{cases} F_{xrl} = D_1 F_{xfl} = \frac{F_{zrl}}{F_{zfl}} F_{xfl} \\ F_{xrr} = D_2 F_{xfr} = \frac{F_{zrr}}{F_{zfr}} F_{xfr} \end{cases} \quad (16)$$

با توجه به دینامیک کند خودرو نسبت به دینامیک سریع موتورهای درون چرخ از دینامیک محرکه‌های الکتریکی صرفه‌نظر شده و موتورهای درون چرخ از نظر کنترلی به صورت بهره‌ی ثابت مطابق (17) مدل شده‌اند. در این رابطه T_i گشتاور خروجی موتور، u_i سیگنال کنترلی ورودی موتور و k_i بهره‌ی کنترلی محرک الکتریکی می‌باشد.

$$k_i = \frac{T_i}{u_i} \quad (17)$$

با توجه به دینامیک سیستم، تابع هزینه به صورت (18) تعریف می‌شود. در این رابطه، w_1 و w_2 ضرایب وزنی و T_{max} حداکثر گشتاوری است که موتور درون چرخ قادر به تولید آن است.

$$\begin{aligned} J = w_1 & \left[\frac{k_i u_{fl}}{R_{eff}} (\cos \delta + D_1) + \frac{k_i u_{fr}}{R_{eff}} (\cos \delta + D_2) - F_{xdes} \right]^2 + w_2 \left[\frac{k_i u_{fl}}{R_{eff}} (-l_s \cos \delta - D_1 l_s + l_f \sin \delta) \right. \\ & \left. + \frac{k_i u_{fr}}{R_{eff}} (l_s \cos \delta + D_2 l_s + l_f \sin \delta) - M_{zdes} \right]^2 \\ \text{with } & \begin{cases} \frac{k_i u_i}{R_{eff}} - \mu F_{zi} \leq 0 \\ k_i u_{xi} - T_{max i} \leq 0 \\ i = fl, fr \end{cases} \end{aligned} \quad (18)$$

با حل این تابع هزینه برای شرایط عادی رانندگی، گشتاورهای مورد نیاز برای اعمال به چرخ‌ها توسط موتورهای درون چرخ بدست می‌آیند.

4. شناسایی و ایزولاسیون خطا و اصلاح کنترل‌کننده

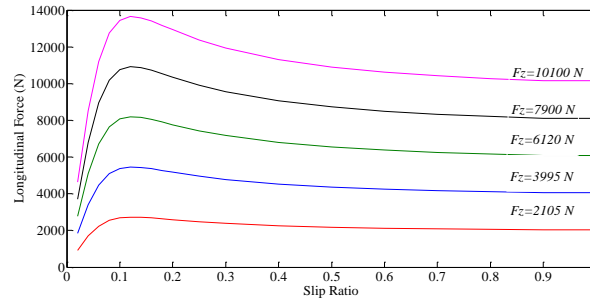
پایداری خودروی الکتریکی چهارچرخ محرک به شدت به عملکرد مناسب موتورهای درون چرخ آن بستگی دارد. اما با افزایش تعداد موتورها امکان بروز خطا در محرک‌های الکتریکی افزایش یافته و می‌تواند پایداری خودرو و ایمنی سرنشینان را به خطر اندازد. بنابراین در صورت بروز خطا در یکی از موتورها، باید رخداد خطا و محل آن شناسایی شده و مقدار آن برآورد شود و کنترل‌کننده برای شرایط جدید اصلاح گردد.

در این مقاله برای شناسایی خطا روش جدیدی پیشنهاد شده است که می‌تواند موتور معیوب را در خودروی 4WD بدقت تشخیص دهد. با توجه به اینکه بیشتر خطاهایی که برای موتورهای درون چرخ اتفاق می‌افتد خطای یاتاقان است و معمولاً موتور در اثر این نوع خطا گشتاور کمتری را نسبت به مقدار درخواستی تولید می‌کنند [7]، خطا به صورت کاهش بهره‌ی کنترلی برای موتور درون چرخ در نظر گرفته شده است.

همانطور که در شکل 2 مشاهده می‌شود، منحنی نیروی طولی تایلر برحسب لغزش طولی رفتار غیر خطی دارد. این منحنی به دو قسمت پایدار و ناپایدار تقسیم می‌شود [13]. تایلر در ناحیه‌ی ناپایدار (لغزش‌های بزرگتر از 1/1 برای تایلر مفروض) سر می‌خورد و خودرو دچار ناپایداری می‌شود.

بنابراین با محدود کردن نیروی اعمالی به چرخ، لغزش باید حتماً در ناحیه پایدار حفظ شود. از اینرو می‌توان رابطه‌ی بین سیگنال گشتاور تولید شده توسط کنترل کننده (u_i) و لغزش چرخ را مطابق (19) خطی در نظر گرفت.

$$\frac{s_i F_{zi}}{u_i F_{zav}} = \zeta_i \quad (19)$$



شکل 2- منحنی نیروی طولی تایلر بر حسب نسبت لغزش چرخ برای نیروهای نرمال مختلف در جاده‌ای با ضریب چسبندگی واحد
در (19) F_{zav} متوسط نیروی عمودی وارد بر چرخ‌ها می‌باشد که جهت نرمالیزه کردن رابطه استفاده شده است و ζ_i شیب منحنی خطی شده می‌باشد که برای موتورهای سالم با فرض ضریب چسبندگی یکسان بین تایلر و جاده، عدد تقریباً یکسانی است. ولی در صورت بروز خطا و کاهش بهره موتور خطادار، گشتاور تولیدی موتور خطادار کاهش می‌یابد و در نتیجه کنترل کننده برای حفظ پایداری خودرو، سیگنال کنترلی را برای موتورهای موجود در سمت خطادار افزایش می‌دهد. برای موتور سالم گشتاور تولیدی و لغزش متناسب با افزایش سیگنال کنترلی افزایش می‌یابد ولی در موتور خطادار به دلیل کاهش بهره‌ی کنترلی گشتاور تولیدی و در نتیجه لغزش کمتر از مقدار مورد انتظار خواهد بود در نتیجه مقدار ζ_i برای چرخ معیوب کمتر می‌باشد. بنابراین می‌توان سیگنال تشخیص خطا (res) را به صورت (20) تعریف کرد.

$$\begin{cases} res = |A_l - A_r| \\ A_l = \zeta_{fl} - \zeta_{rl} \\ A_r = \zeta_{rl} - \zeta_{rr} \end{cases} \quad (20)$$

در صورتی که تمامی موتورهای خودرو سالم باشند res مقداری کوچک و نزدیک به صفر خواهد داشت ولی با بروز خطا مقدار res افزایش می‌یابد. بنابراین با مقایسه‌ی res با یک مقدار آستانه (ε) که می‌تواند از طریق آزمون و خطا تعیین شود، خطا تشخیص داده می‌شود.

$$\begin{cases} res > \varepsilon \rightarrow \text{with fault} \\ res \leq \varepsilon \rightarrow \text{no fault} \end{cases} \quad (21)$$

خطا در سمتی از خودرو می‌باشد که اختلاف نسبت لغزش به سیگنال ورودی (Δ) بیشتری دارد.

$$\begin{cases} \Delta_l > \Delta_r \rightarrow \text{fault in left side} \\ \Delta_l < \Delta_r \rightarrow \text{fault in right side} \end{cases} \quad (22)$$

در سمت خطادار، چرخ معیوب ζ_i کوچکتری خواهد داشت. در (23)، ζ_i برای موتور معیوب و ζ_i برای موتور سالم می‌باشد.

$$|\zeta_f| < |\zeta_h| \quad (23)$$

برای اصلاح کنترل کننده نیاز به تخمین بهره‌ی کنترلی موتور معیوب می‌باشد. برای بدست آوردن مقدار تقریبی این بهره می‌توان از رابطه‌ی دینامیکی ساده شده‌ی چرخ و موتور مطابق (24) استفاده کرد [9]. در رابطه‌ی زیر I بیانگر ممان اینرسی چرخ است.

$$I\dot{\omega}_i = -R_{eff} F_{xi} + k_i u_i \quad (24)$$

در کنار تشخیص خطا، باید میزان استفاده از موتور معیوب کاهش یابد. خاموش کردن موتور معیوب می‌تواند یک راه حل باشد ولی این عمل سبب از دست رفتن بخشی از نیروی محرکه و کاهش قابلیت خودرو در تأمین درخواست راننده می‌شود. بنابراین در این مقاله پیشنهاد می‌شود که متناسب با مقدار خطای روی داده میزان فشار بر موتور معیوب کاهش یابد تا ضمن جلوگیری از کاهش زیاد قابلیت‌های خودرو، موتور معیوب نیز از آسیب بیشتر در امان باشد. بنابراین برای تعیین سیگنال کنترلی موتورهای موجود در سمت خطادار تابع هزینه‌ی زیر پیشنهاد می‌شود.

$$\begin{cases} J = w_h u_h^2 + w_f u_f^2 \\ k_h F_{zh} u_h + k_f F_{zf} u_f = \Omega \end{cases} \quad (25)$$

در (25)، u_h و u_f به ترتیب سیگنال ورودی موتور سالم و معیوب، k_h و k_f بهره ی کنترلی موتور سالم و معیوب، F_{zh} و F_{zf} نیروی عمودی وارد بر مرکز چرخ سالم و معیوب، w_h و w_f ضرایب وزنی و Ω یک مقدار ثابت است. با فرض $w_f = w_h k_h / k_f$ پاسخ بهینه ی تابع هزینه ی J به صورت رابطه ی (26) می باشد.

$$\frac{u_h}{u_f} = \frac{F_{zh} k_h^2}{F_{zf} k_f^2} = \Psi \quad (26)$$

با جایگزین کردن Ψ به جای D_1 و D_2 در (18) می توان کنترل کننده را اصلاح کرد.

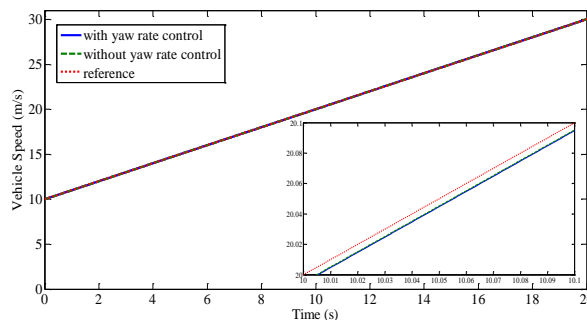
5. نتایج شبیه سازی

یک خودروی کلاس A با کنترل کننده ی پیشنهادی در محیط نرم افزار MATLAB و CARSIM شبیه سازی شده است. پارامترهای خودروی مفروض در جدول 1 ارائه گردیده است. عملکرد خودرو برای مسیر رانندگی با مانور فرمان سینوسی در حین شتابگیری شبیه سازی گردیده است. همچنین عملکرد سیستم تشخیص خطا و کنترل کننده هنگام بروز خطا در یکی از موتورهای محرک در حین حرکت در مسیر مستقیم شبیه سازی شده است.

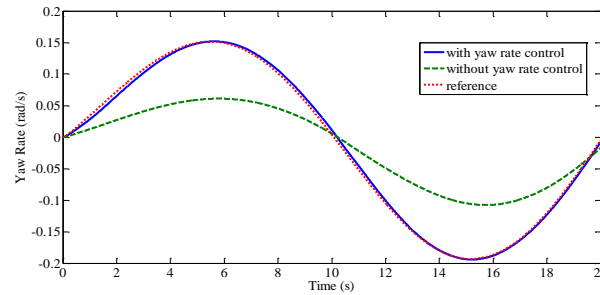
جدول 1- پارامترهای مدل خودروی مفروض

| سمبل | مقدار | واحد | پارامترها |
|-----------|-------|-------------------|--|
| M | 913 | kg | جرم خودرو |
| m | 747 | kg | جرم معلق خودرو |
| m_w | 41/5 | kg | جرم کل چرخ |
| R_{eff} | 0/298 | m | شعاع موثر تایر |
| l_s | 0/708 | m | نصف فاصله ی عرضی بین مراکز دو چرخ |
| l_f | 1/103 | m | فاصله ی طولی بین مرکز چرخ جلو و مرکز گرانث |
| l_r | 1/244 | m | فاصله ی طولی بین مرکز چرخ عقب و مرکز گرانث |
| C_D | 0/5 | - | ضریب کشش آئرو دینامیک |
| I_z | 1111 | kg.m ² | اینرسی یاو خودرو |

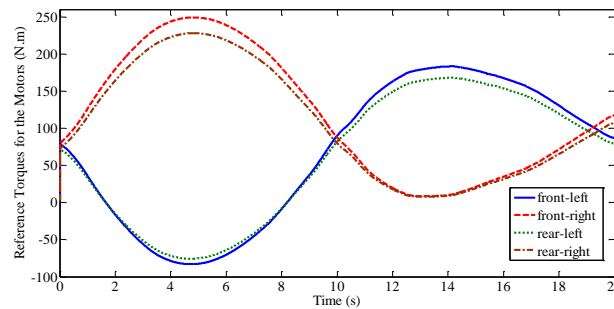
فرض شده است که خودرو در طی 20 ثانیه از سرعت $10m/s$ تا سرعت $30m/s$ شتاب می گیرد و همزمان راننده زاویه فرمان را به صورت سینوسی با دامنه ی 25 درجه تغییر می دهد. ضریب اصطکاک سطح جاده با تایر 0/75 در نظر گرفته شده است. رفتار خودرو با کنترل نرخ یاو و بدون کنترل نرخ یاو (فقط با کنترل سرعت) شبیه سازی شده است. سرعت خودرو در دو حالت یاد شده در شکل 3 مشاهده می شود. همچنین شکل 4 نرخ یاو خودرو را نشان می دهد. نتایج نشان می دهد که با استفاده از کنترل کننده ی پیشنهادی، خودرو به میزان زیادی پایدارتر شده و ردیابی مقادیر مرجع سرعت و نرخ یاو با دقت مناسبی صورت پذیرفته است. در شکل 5 سیگنال کنترلی اعمالی به موتورها با فرض بهره ی کنترلی واحد ($k_i=1$) برای موتورهای الکتریکی نشان داده شده است.



شکل 3- منحنی سرعت خودرو

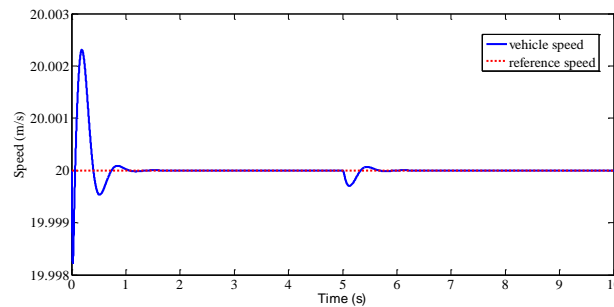


شکل 4- منحنی نرخ یاو مرجع و نرخ یاو خودرو در حالت کنترل شده و بدون کنترل نرخ یاو

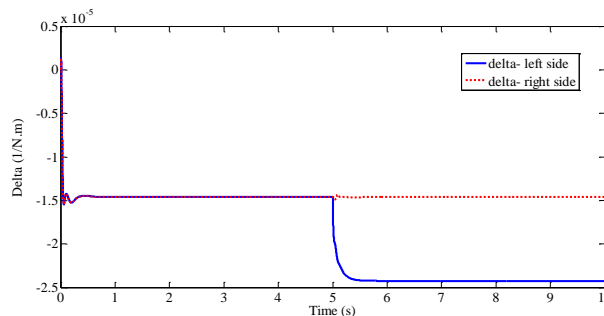


شکل 5- گشتاور مرجع موتورهای الکتریکی

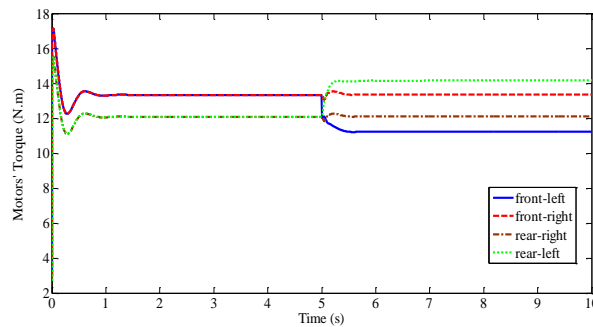
در آزمایشی دیگر خودروی مفروض با سرعت ثابت 20m/s در مسیر مستقیم در جاده‌ای با ضریب چسبندگی 0.75 در حال حرکت است. در زمان 5s در موتور جلو سمت چپ خطایی اتفاق می‌افتد و منجر به کاهش بهره‌ی کنترلی این موتور به اندازه‌ی 90% مقدار قبلی می‌شود. چون در ساختار کنترل‌کننده‌ی پیشنهادی از روش کنترل مد لغزشی استفاده شده است و این کنترل‌کننده مقاومت زیادی در برابر اغتشاش و عدم قطعیت در مدل و پارامترها دارد [4 و 12] انتظار می‌رود که خودرو بتواند خطای رخ داده را تحمل کند. در ضمن با بروز خطا سیستم تشخیص خطا به سرعت عمل کرده و محل و میزان خطا را تشخیص می‌دهد و کنترل‌کننده را اصلاح می‌کند. در ضمن با فرض قابل قبول بودن 5% خطا، ε برابر 2×10^{-6} در نظر گرفته شده است. شکل 6 منحنی سرعت خودرو را نشان می‌دهند که مؤید پایدار ماندن خودرو در شرایط خطادار می‌باشد. سیگنال‌های Δ_l و Δ_r در شکل 7 مشاهده می‌شوند. گشتاورهای تولید شده توسط موتورهای درون‌چرخ در شکل 8 نشان داده شده‌اند.



شکل 6- منحنی سرعت خودرو با وجود خطا در زمان 5s



شکل 7- Δr و Δl با بروز خطا در زمان 5s در موتور جلو سمت چپ



شکل 8- گشتاورهای تولیدی موتورهای الکتریکی

6. نتیجه‌گیری

در این مقاله یک کنترل‌کننده سه لایه با استفاده از روش کنترل مد لغزشی برای پایداری جانبی خودروی الکتریکی چهارچرخ محرک بدون دیفرانسیل و یک روش کاملاً جدید جهت شناسایی و ایزولاسیون خطا پیشنهاد شده و کارایی سیستم کنترلی پیشنهادی با انجام شبیه‌سازی در محیط نرم-افزارهای MATLAB و CARSIM تأیید گردیده است. نتایج شبیه‌سازی نشان دهنده دقت بالای کنترل‌کننده در دنبال کردن سرعت طولی مرجع و نرخ یاب مرجع می‌باشد. در ضمن نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که سیستم تشخیص خطای پیشنهادی بسیار دقیق بوده و تشخیص محل بروز خطا به سرعت انجام شده و میزان خطا به خوبی مقداردهی می‌شود. سپس کنترل‌کننده با توجه به بهره‌های جدید کنترلی موتورها بعد از بروز خطا، اصلاح می‌شود تا آسیب کمتری به موتور محرک معیوب وارد گردد. کنترل‌کننده پیشنهادی ساده و دقیق بوده و برای استفاده عملی در خودرو می‌تواند مناسب باشد.

7. مراجع

1. Wang, R. and Wang, J. (2012), "Fault Tolerant Control for Electric Ground Vehicles with Independently Actuated In-Wheel Motors," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 134 (2), pp 14-21.
2. Goodarzi, A. and Esmailzadeh, E. (2007), "Design of a VDC System for All-Wheel Independent Drive Vehicles," *IEEE Transactions on Mechatronics*, 12 (6), pp 632-639.
3. Geng, C. Mostafai, L. Denai, M. and Hori, Y. (2009), "Direct Yaw-Moment Control of an In-Wheel-Motored Electric Vehicle Based on Body Slip Angle Fuzzy Observer," *Industrial Electronics*, 56 (5), pp 1411-1419.
4. Alipour, H. Bannae Sharifian, M. B. Sabahi, M. (2014), "A modified integral sliding mode control to lateral stabilisation of 4-wheel independent drive electric vehicles," *Vehicle System Dynamics*, DOI: 10.1080/00423114.2014.951661.
5. Alipour, H. Sabahi, M. Bannae Sharifian, M. B. (2014), "Lateral stabilization of a four wheel independent drive electric vehicle on slippery roads," *Mechatronics*, DOI: 10.1016/j.mechatronics.2014.08.006.
6. Yang, H. Cocquempot, V. and Jiang, B. (2010), "Optimal Fault-Tolerant Path-Tracking Control for 4WS4WD Electric Vehicles," *Intelligent Transportation Systems*, 11 (1), pp 237-243.
7. Wang, R. and Wang, J. (2011), "Fault-Tolerant Control with Active Fault Diagnosis for Four-Wheel Independently Driven Electric Ground Vehicles," *Vehicular Technology*, 60 (9), pp 4276-4287.
8. Wang, R. and Wang, J. (2013), "Passive Actuator Fault-Tolerant Control for a Class of Overactuated Nonlinear Systems and Applications to Electric Vehicles," *Vehicular Technology*, 62 (3), pp 972-985.

9. Wang, R. and Wang, J. (2014), "Actuator-Redundancy-Based Fault Diagnosis for Four-Wheel Independently Actuated Electric Vehicles," *Intelligent Transportation Systems*, 14(1), pp 239-249.
10. Loureiro, R. Benmoussa, S. Touati, Y. Merzouki, R. and Bouamama, B. O. (2014), "Integration of Fault Diagnosis and Fault-Tolerant Control for Health Monitoring of a Class of MIMO Intelligent Autonomous Vehicles," *Vehicular Technology*, 63 (1), pp 30-39.
11. Rajamani, R. (2012), "*Vehicle Dynamics and Control*," Springer, Second Edition.
12. Alipour, H. Bannae Sharifian, M. B. and Afsharirad, H. (2012), "A PID Sliding Mode Control for Ropeless Elevator Maglev Guiding System," *Energy and Power Engineering*, 4 (3), pp 158-164.
13. Mutoh, N. (2012), "Driving and braking torque distribution methods for front-and rear-wheel-independent drive-type electric vehicles on roads with low friction coefficient," *Industrial Electronics*, 59 (10), pp. 3919-3933