ISAV2022
دوازدهمین کنفرانس بین المللی آکوستیک و ارتعاشات
۲۳ و ۲۴ آذر ماه ۱۴۰۱ تهران - ایران
انجمن آکوستیک و ارتعاشات ایران
دانشگاه صنعتی امیرکبیر

# کنترل مقاوم مسیرحرکت طولی خودرو الکتریکی موتور در چرخ با لحاظ تغییرات گشتاور موتور

محمد امین قماشی[۱*]، رضا کاظمی[۲]

[۱]ایران، تهران، میدان ونک، خیابان ملاصدرا، خیابان پردیس، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، مهندسی مکانیک، ۱۹۹۱۹۴۳۳۴۴، دانشجوی دکتری

[۲]ایران، تهران، میدان ونک، خیابان ملاصدرا، خیابان پردیس، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، مهندسی مکانیک، ۱۹۹۱۹۴۳۳۴۴، استاد

*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: *m.ghomashi@email.kntu.ac.ir*

## چکیده

هدف این پژوهش توسعه یک الگوریتم کنترل مقاوم جهت جبران تغییرات گشتاور و ردیابی مسیرهای مطلوب خودرو می‌باشد. عملکرد مطلوب کنترلر مقاوم در جهت کاهش اثرات تغییرات گشتاور می‌باشد. در الگوریتم کنترل پیشنهادی راهکارهای مطلوبی را در جهت تعقیب و ردیابی مسیر حرکت خودرو ارائه می‌گردد. از تکنیک کنترل مقاوم با بهره وزنی در جهت جبران تغییر گشتاور و ردیابی مسیرهای حرکت مطلوب خودرو استفاده می‌گردد. یک فاکتور وزنی در جهت تنظیم اهمیت ورودی خارجی و تغییرات گشتاور تنظیم می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده به خوبی کارائی و قابلیت‌های مطلوب الگوریتم طراحی شده را نشان می‌دهد. عملکرد کنترل خودرو با لحاظ تغییرات گشتاور به خوبی بررسی می‌گردد و الگوریتم کنترلر مسیر مطلوب را با دقت بالا تعقیب می‌نماید و پایداری خودرو نیز تضمین می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده از طریق نرم افزار Carsim و با بهره‌گیری از یک مدل مناسب خودرو صحه‌گذاری می‌گردد. و نتایج حاصل شده عملکرد مطلوب کنترلر پیشنهادی را در جهت جبرات تغییرات گشتاور به نمایش می‌گذارد.

**کلمات کلیدی**: دینامیک خودرو؛ کنترل مقاوم؛ خودرو الکتریکی؛ گشتاور موتور.

---

## ۱- مقدمه

خودورهای الکتریکی موتور در چرخ دارای مزایای متعددی می‌باشند از جمله ساختار توزیع انتقال قدرت متفاوت که سبب بهبود عملکرد خودرو در مانورپذیری و فرمان‌پذیری می‌گردد.[۴-۱] در این خودرو، چهار چرخ به طور کاملا مستقل محرک بوده و انعطاف‌پذیری بسیار بالایی در کنترل حرکت خودرو ایجاد می‌نماید.[۷-۵] علاوه‌براین خودرو الکتریکی موتور در چرخ دارای مزایای دیگری همچون کاهش مصرف انرژی، کاهش آلایندگی می‌باشد. در خودروهای معمولی، نیروهای محرک تایر می‌تواند با گشتاور خروجی موتور و شرایط جاده متغیر باشد. تغییرات گشتاور اغلب از تغییرات گشتاور موتور حاصل می‌گردد.[۸] در حالیکه تغییرات کشتاور محرک در خودروهای الکتریکی موتور در چرخ، گشتاور محرک نامتوازن بین چرخ‌های سمت راست و چپ که معرف گشتاور

چرخشی خارجی‌می‌باشد. گشتاور چرخشی خارجی توسط تغییرات گشتاور محرک که روی حرکت و مسیر حرکت خودرو موثر می‌باشد. بدین‌ترتیب، روش‌های کنترل خودرو جهت ردیابی مسیرهای مطلوب به سبب تغییرات گشتاور لازم و ضروری می‌باشد. در سال‌های اخیر تحقیقات گسترده‌ای جهت مقابله با تغییرات گشتاور انجام شده است. تکنیک منطقه مرده به عنوان یک اصلاح مقاوم جهت کاهش تغییرات گشتاور ارائه شده است.[۹] دامنه منطقه مرده بایستی در جهت کاهش اثر اختلال گشتاور به طور مناسب انتخاب گردد. یک مشاهده‌گر اغتشاش جهت تخمین نیروهای طولی نامتعادل چرخ‌های چپ و راست به کار گرفته شده است.[۱۰] تغییرات گشتاور با کاهش فعالانه اغتشاش تخمین شده رد می‌گردد. یک کنترلر مود لغزشی جهت سیستم فرمان جهت مقابله با تغییرات گشتاور طراحی شده است. تغییرات گشتاور از طریق سیگنال کنترل گشتاور موتور فرمان جبران می‌گردد.[۸] تغییرات گشتاور ناشی از تغییرات شرایط جاده به عنوان یک اغتشاش پله واحد مدل شده است و یک کنترلر مطابق با مدل جهت کاهش اغتشاش گشتاور طراحی و پیشنهاد شده است.[۱۱] تحقیقات دیگری هم در جهت جبران تغییرات گشتاور از طریق تخمین اغتشاش[۱۵-۱۲] و فرمان فعال[۱۶و۱۷] انجام شده است. اگرچه نتایج حاصل شده موفقیت‌آمیز بوده است ولی تغییرات گشتاور کوچک و متغیر با زمان هنوز هم وجود دارد و مسائل چالش‌برانگیز برای بررسی بیشتر موضوع وجود دارد. به عنوان نمونه، دقت مشاهده‌گر اغتشاش تحت تاثیر مسائل همچون نویز و اثرات سیستم فرمان‌دهی بر گشتاور می‌باشد و اثرات عملکرد جبران تغییرات گشتاور کم می‌باشد. کنترلر مقاوم در مواجه با عدم قطعیت‌های سیستم و اغتشاشات موثر می‌باشد.[۲۰-۱۸] در این پژوهش کنترلر برنامه‌ریزی با بهره وزنی جهت جبران تغییرات گشتاور خودرو الکتریکی موتور در چرخ طراحی می‌گردد. تغییرات گشتاور موتور به عنوان یک گشتاور ورودی خارجی مدل می‌گردد. عملکرد بهره وزنی قادر به جبران یک تغییرات گشتاور متغیر با زمان در یک محدوده کوچک می‌باشد. یک کنترلر مقاوم با بهره‌گیری از عملکرد مقاوم جهت کاهش اثر تغییرات گشتاور حرکت خودرو طراحی می‌گردد. در همین حال، تکنیک جایگذاری مقادیر ویژه در طراحی کنترلر با لحاظ محدودیت‌های عملگر و نرخ همگرایی خطای ردیابی بکار گرفته می‌شود. تغییرات گشتاور متغیر با زمان، با روش بهره مورد بررسی واقع می‌گردد. الگوریتم کنترل پیشنهادی شامل حل یک رابطه ماتریس خطی می‌باشد. با فرض اینکه تمام پارامترهای خودرو و سیگنال‌های حرکت در کنترلر قابل دسترس می‌باشند. صحه‌گذاری و اثربخشی کنترلر طراحی شده با استفاده از نرم‌افزار Carsim-Simulink انجام می‌گردد. برای ارزیابی عملکرد الگوریتم کنترل مقاوم حرکت طولی خودرو الکتریکی موتور در چرخ از مدل خودرو در نرم‌افزار استفاده می‌گردد.

چیدمان بخش‌های مختلف این پژوهش به شرح زیر می‌باشد. در ادامه مدل‌سازی دینامیک خودرو به تفصیل در بخش دوم ارائه شده است. بخش بعدی به معرفی و طراحی سیستم کنترل مقاوم پیشنهادی در پژوهش اختصاص یافته است. در بخش چهارم به بیان نتایج شبیه‌سازی و بررسی عملکرد الگوریتم سیستم کنترل پیشنهادی اختصاص یافته است. در ادامه نیز نتیجه‌گیری و پیشنهاد برای پژوهش‌های آینده ارائه شده است.

## ۲- مدل دینامیک خودرو

مدل دینامیکی استفاده شده در این پژوهش در شکل شماره (۱) قابل مشاهده می‌باشد. در این مدل دینامیکی، گشتاورهای رانشی در خودرو الکتریکی موتور در چرخ توسط دو چرخ عقب خودرو تامین می‌گردد. چرخ‌های جلو رانشی نیستند و فقط فرمان‌پذیر می‌باشند. در مدل دینامیک، سرعت طولی خودرو $u$ و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو $r = \dot{\psi}$ لحاظ می‌گردد. معادلات حرکت در رابطه شماره (۱) قابل توصیف می‌باشد.

$$\begin{cases} m(\dot{u} - v\dot{\psi}) = F_x - \frac{1}{2}\rho C_d A_f \\ I_z\ddot{\psi} = M_z \end{cases} \quad (۱)$$

که $v$ سرعت عرضی خودرو، $m$ جرم خودرو، $F_x$ مجموع نیروهای طولی، $M_z$ مجموع گشتاورهای تولید شده در همه تایرها می‌باشد. زاویه فرمان کوچک فرض می‌گردد.[۵]

$$\begin{cases} F_x = F_{x_{rr}} + F_{x_{rl}} \\ M_z = t(F_{x_{rr}} - F_{x_{rl}}) + l_f F_{y_f} cos\delta \end{cases} \quad (۲)$$

که نیروهای طولی چرخ عقب سمت چپ و طولی چرخ عقب سمت راست به ترتیب با $F_{x_{rr}}, F_{x_{rl}}$ نمایش داده می‌شود. از آنجائیکه چرخ‌های جلو رانشی لحاظ نگردیده است. نیروهای طولی چرخ‌های جلو در معادلات لحاظ نمی‌گردد. $F_{y_r}, F_{y_f}$ به ترتیب معرف مجموع نیروهای عرضی چرخ‌های جلو و مجموع نیروهای عرضی چرخ‌های عقب خودرو می‌باشد. با لحاظ شرایط رانندگی، از دینامیک چرخ با توجه به کوچک بودن اینرسی چرخ چشم‌پوشی می‌گردد. نیروهای طولی تایر در روابط شماره (۳)و(۴) قابل بیان می‌باشد.

$$T_r = F_{x_{rr}} r \tag{۳}$$

$$T_l = F_{x_{rl}} r \tag{۴}$$

که $T_r, T_r$ به ترتیب گشتاور چرخ‌های چپ و راست خودرو می‌باشد. $r$ شعاع چرخ می‌باشد. $C_r, C_f$ به ترتیب ضریب سفتی تایرهای جلو و عقب می‌باشد. نیروهای عرضی خودرو در روابط شماره (۵)و(۶) قابل توصیف می‌باشد.

$$F_{y_r} = \alpha_r C_r \tag{۵}$$

$$F_{y_f} = \alpha_f C_f \tag{۶}$$

که زاویه لغزش تایر جلو و عقب به ترتیب با $\alpha_r, \alpha_f$ نمایش داده می‌شود و با استفاده از روابط شماره (۷)و(۸) قابل محاسبه می‌باشد.

$$\alpha_f = \delta - \frac{v - \dot{\psi} l_f}{u} \tag{۷}$$

$$\alpha_r = -\frac{v - \dot{\psi} l_r}{u} \tag{۸}$$

متغیر سرعت جهت کاهش پارامترهای برنامه ریزی شده معرفی می‌گردد و مطابق با رابطه شماره (۹) تعریف می‌گردد.

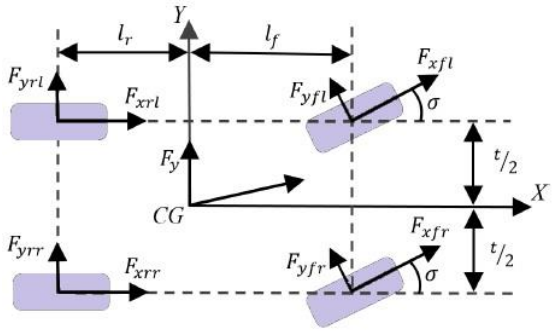
$$u_0 = \frac{u_{max} + u_{min}}{2} \tag{۹}$$

که $u_{max}, u_{min}$ به ترتیب حداقل سرعت و حداکثر سرعت طولی خودرو می‌باشد. با جایگذاری روابط شماره (۲) تا (۸) در رابطه شماره (۱)، مدل دینامیک خودرو مجددا بازنویسی می‌گردد و رابطه شماره (۱۰) حاصل می‌گردد.

$$\begin{cases} \dot{u} = v\dot{\psi} - \frac{C_d}{2m} u_0 u + \frac{1}{mr}(T_l + T_r) + \frac{C_d}{2m}(u_0 - u)u \\ \ddot{\psi} = -\frac{v(C_f l_f - C_r l_r) + \dot{\psi}(C_f l_f^2 + C_r l_r^2)}{u I_z} + \frac{t}{2 I_z r}(T_r - T_r) + \frac{l_f C_f}{I_z}\delta \end{cases} \tag{۱۰}$$

از آنجائیکه تغییرات سرعت طولی خودرو با توجه به وضعیت رانندگی متوسط، نسبتا کوچک لحاظ می‌گردد. میزان $(u_0 - u)$ از $u_0$ کوچکتر می‌باشد.[۲۱] سپس خطای مدل‌سازی مربوط به سرعت طولی در رابطه شماره (۱۱) تعریف می‌گردد.

$$e_1 = \frac{u C_d}{m}(u_0 - u) \tag{۱۱}$$




**شکل ۱. مدل دینامیک خودرو**

علاوه بر این، میزان $(C_f l_f - C_r l_r)$ از $(C_r l_r^2 + C_f l_f^2)$ با توجه به پارامترهای خودروکوچکتر می‌باشد.[۱۹] خطای مدل‌سازی سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو در رابطه شماره (۱۲) توصیف می‌گردد.

$$e_2 = \frac{v(C_r l_r - C_f l_f)}{u I_z} \tag{۱۲}$$

خطاهای مدل‌سازی و ورودی فرمان از طریق یک بردار ورودی خارجی به سیستم اضافه می‌گردد که در رابطه شماره (۱۳) قابل نمایش می‌باشد. بردار حالت $x = [u \quad \psi]^T$ می‌باشد و بردار ورودی کنترل مطلوب $u_d = [T_l \quad T_r]^T$ می‌باشد.

$$d_0 = \begin{bmatrix} \delta \\ e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} \quad (۱۳)$$

سپس، معادله فضای حالت در رابطه شماره (۱۴) از مدل حرکت خودرو حاصل می‌گردد.

$$\dot{x} = A_0 x + B_0 u_d + B_{d_0} d_0 \quad (۱۴)$$

که

$$A_0 = \begin{bmatrix} -\frac{C_d u_0}{2m} & v \\ 0 & -\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{u I_z} \end{bmatrix}, B_0 = \begin{bmatrix} \frac{1}{mr} & \frac{1}{mr} \\ -\frac{t}{2rI_z} & \frac{t}{2rI_z} \end{bmatrix}, B_{d_0} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{C_f l_f}{I_z} & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

از آنجائیکه گشتاور مطلوب دقیقا گشتاور واقعی ممکن است نباشد. تغییرات گشتاور به عنوان یک بردار گشتاور خارجی ناشناخته $\Delta u$ تعریف می‌گردد. و مدل دینامیک خودرو تحت تغییرات گشتاور بازنویسی می‌گردد و در رابطه شماره (۱۵) تعریف می‌گردد.

$$\dot{x} = A_0 x + B_0(\Delta u + u_d) + B_{d_0} d_0 \quad (۱۵)$$

با لحاظ مانورهای شتاب‌دهی مثبت و کاهش شتاب در وضعیت رانندگی واقعی، سرعت خودرو به صورت یک پارامتر متغیر با زمان مدل می‌گردد. سرعت‌های متغیر با زمان به صورت رابطه شماره (۱۶) تعریف می‌گردد.

$$\varphi = [\varphi_1 \quad \varphi_2]^T \quad (۱۶)$$

که $\varphi_2(t) = {}^1/_u, \varphi_1(t) = v$ می‌باشد. با جایگذاری بردار پارامتر متغیر با زمان در رابطه شماره (۱۵)، مدل خودرو تغییر پارامتر در رابطه شماره (۱۷) حاصل می‌گردد.

$$\dot{x} = A_0(\varphi)x + B_0(\Delta u + u_d) + B_{d_0} d_0 \quad (۱۷)$$

در این پژوهش، هدف کنترل و ردیابی مسیر حرکت خودرو مرجع با تنظیم اثرات کنترل می‌باشد. بردار مرجع $r = [u_r \quad \psi_r]^T$ لحاظ می‌گردد. خطاهای ردیابی، اختلاف مابین بردار حالت و بردار مرجع تعریف می‌گردد.

$$\begin{cases} \xi_1 = x - r \\ \xi_2 = \int_0^t \xi_1 d\tau \end{cases} \quad (۱۸)$$

بردار $\xi = [\xi_1 \quad \xi_2]^T$ خطای ردیابی تعریف می‌گردد. با بردار مرجع، ورودی‌های خارجی می‌تواند به صورت رابطه شماره (۱۹) تعریف می‌گردد.

$$d = [d_0 \quad r^T \quad \dot{r}^T]^T \quad (۱۹)$$

## ۳- طراحی الگوریتم کنترل مقاوم

در این بخش از پژوهش، از یک الگوریتم کنترل مقاوم جهت مقابله با تغییرات گشتاور پیشنهاد می‌گردد. عملکرد وزنی و روش تعیین سطح مقدار ویژه در طراحی کنترلر استفاده می‌گردد. کنترلر فیدبک حالت در رابطه شماره (۲۰) توصیف می‌گردد.

$$u_d = K(\varphi)\xi \quad (۲۰)$$

که $K(\varphi)$ بهره کنترل فیدبک می‌باشد. از آنجائیکه بردار خطا شامل هر دو خطای ردیابی و ادغام آنها می‌باشد، به شکل یک کنترلر تناسبی انتگرال‌گیر می‌باشد. سپس، سیستم حلقه بسته را می‌توان در رابطه شماره (۲۱) بیان نمود.

$$\begin{cases} \dot{\xi} = A(\varphi)\xi + BK(\varphi)\xi + B\Delta u + B_d\,(\varphi)d \\ Z = C\xi \end{cases} \quad (۲۱)$$

با هدف مقابله با تغییرات گشتاور و ردیابی مسیر حرکت خودرو مطلوب، عملکرد وزنی جهت کاهش تاثیر تغییرات گشتاور مورد استفاده واقع می‌گردد.[۲۲]

$$\|z\|_2^2 < \gamma^2 \|d\|_2^2 + \lambda^2 \gamma^2 \|\Delta u\|_2^2 \quad (۲۲)$$

که $\gamma$ شاخص علمکرد می‌باشد که خروجی را در یک محدوده معین محدود می‌نماید. $\lambda$ فاکتور وزنی مورد استفاده جهت تنظیم اهمیت نسبی ورودی خارجی و تغییرات گشتاور می‌باشد. ...

جدول ۱. پارامترهای خودرو

| نماد پارامتر | واحد | مقدار |
|---|---|---|
| $m$ | $kg$ | ۱۴۱۱ |
| $I_\omega$ | $kgm^2$ | ۲.۴۶ |
| $I_z$ | $kgm^2$ | ۲۰۳۱,۴ |
| $r$ | $m$ | ۰.۳ |
| $t$ | $m$ | ۱.۴۸ |
| $l_f$ | $m$ | ۱.۰۴ |
| $l_r$ | $m$ | ۱.۵۶ |

### ۳-۱ عملکرد وزنی

به منظور پایدار نمودن سیستم در رابطه شماره (۲۰) و بهبود عملکرد وزنی در رابطه شماره (۲۱)، شرایط تعریف شده در قضیه بایستی حفظ گردد.[۲۲] سیستم حلقه بسته تعریف شده، اگر یک ماتریس قطعی مثبت وجود داشته باشد. پایدار مجانبی است و عملکرد وزنی را برای یک شاخص عملکرد و فاکتور وزنی برآورده می‌نماید.

$$\Gamma = \begin{bmatrix} A_c(\varphi)Q + QA_c^T(\varphi) & B_d(\varphi)Q & B & Qc^T \\ * & -\gamma^2 I & 0 & 0 \\ * & & -r^2\lambda^2 I & 0 \\ & & * & -I \end{bmatrix} \quad (۲۳)$$

یک تابع لیاپانوف برای سیستم حلقه بسته انتخاب می‌گردد که در رابطه شماره (۲۴) بیان می‌گردد.

$$V = \xi^T P \xi \quad (۲۴)$$

که $P$ یک ماتریس مثبت می‌باشد. به منظور برقراری پایداری مجانبی سیستم بایستی رابطه شماره (۲۵) برقرار باشد.

$$PA_c + A_c^T P < 0 \quad (۲۵)$$

یک تابع هزینه در رابطه شماره (۲۶) در جهت ثابت نمودن عملکرد وزنس تعریف می‌گردد.

$$J = \dot{V} + z^T z - \gamma^2 d^T d - \lambda^2\gamma^2 \Delta u^T \Delta u \quad (۲۶)$$

اگر رابطه شماره (۲۵) برقرار باشد، سیستم به طور مجانبی پایدار می‌باشد.

### ۳-۲ جایگذاری مقدار ویژه

محدودیت‌های فیزیکی عملگرها و همگرایی نرخ پاسخ‌ها تحت تاثیر مکان‌های مقادیر ویژه واقع می‌گردند. بدین ترتیب مقادیر ویژه مناسب بایستی برای سیستم انتخاب گردد. قضیه تعریف شده، شرایطی را در جهت محدود نمودن مقادیر ویژه به یک منطقه خاص و دقیق فراهم می‌نماید.[۲۴] اگر ماتریس Q و رابطه شماره (۲۷) برقرار باشد. مقدار ویژه سیستم حلقه بسته در ناحیه‌ای محدود می‌گردد. زیرمجموعه D در صفحه مختلط به صورت ماتریس خطی تعریف می‌گردد.

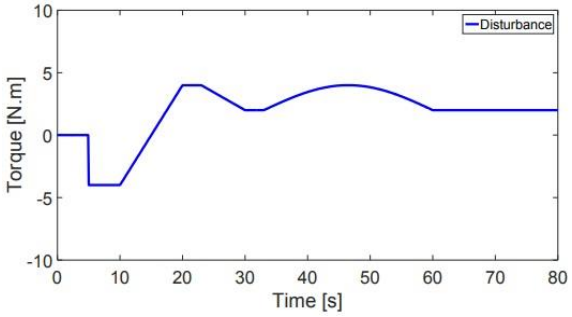
$$\eta = \begin{bmatrix} -\tau Q & qQ + A_c(\varphi)Q \\ * & -\tau Q \end{bmatrix} < 0 \quad (۲۷)$$

## ۴- نتایج حاصل از شبیه‌سازی

با بکارگیری کنترلر پیشنهادی، اثر تغییرات گشتاور بر روی حرکت خودرو کاهش می‌یابد و حضور الگوریتم کنترل پیشنهادی موثر می‌باشد. جهت ارزیابی عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی از یک مدل کامل خودرو در نرم‌افزار Carsim-Simulink استفاده گردید. پارامترهای خودروی الکتریکی موتور در چرخ در جدول شماره (۱) قابل مشاهده می‌باشد. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده

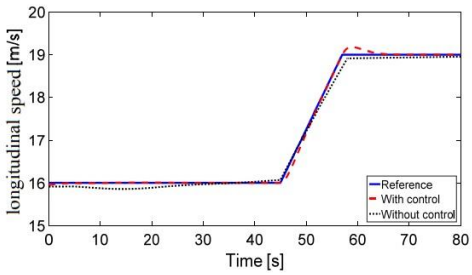
جهت مانورهای تعریف شده به خوبی تائید می‌نماید که کنترلر پیشنهادی در کنترل حرکت طولی خودرو الکتریکی موتور در چرخ با لحاظ تغییرات گشتاور موتور به خوبی عمل نموده است. مانور شتابگیری خط مستقیم در مطالعات شبیه‌سازی‌های انجام شده توسعه داده شده است. زاویه فرمان در مانور مذکور معادل صفر لحاظ می‌گردد. تغییرات گشتاور به طور خارجی ایجاد و به مدل خودرو اضافه می‌گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در این بخش قابل مشاهده می‌باشد.

انواع مختلف تغییرات گشتاور جهت صحه‌گذاری عملکرد کنترلر پیشنهادی در این پژوهش مورد استفاده واقع گردید.

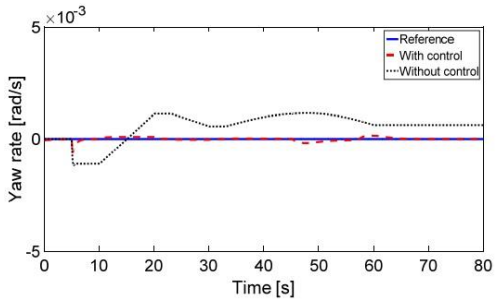



**شکل ۲. تغییرات گشتاور موتور درون چرخ خودرو**

تغییر گشتاور با زمان و به صورت تصادفی و بر اساس انواع پله، شیب و سینوسی مدل شده است. تغییرات گشتاور را کوچک و در حد ۴ نیوتن‌متر و ده درصد از کل گشتاور در نظر گرفته می‌شود. در شبیه‌سازی، گشتاور کل معادل ۴۰ نیوتن‌متر لحاظ می‌گردد. از آنجاکه سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو ناشی از اختلاف گشتاور دو چرخ خودرو می‌باشد. پس فرض می‌شود که موتور سمت راست درون چرخ دارای تغییرات گشتاور می‌باشد. یکی از تغییرات گشتاور شبیه‌سازی شده در شکل شماره (۲) نمایش داده شده است. حرکت خودرو تحت تاثیر تغییرات گشتاور در دو حالت و با شرایط کنترل حلقه باز و حلقه بسته جهت نمایش اثرات تغییرات گشتاور شبیه‌سازی شده است. نتایج شبیه‌سازی سرعت طولی خودرو در شکل شماره (۳) و عملکرد ردیابی سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو در شکل شماره (۴) نشان داده شده است.




**شکل ۳. سرعت طولی خودرو با و بدون حضور کنترلر**

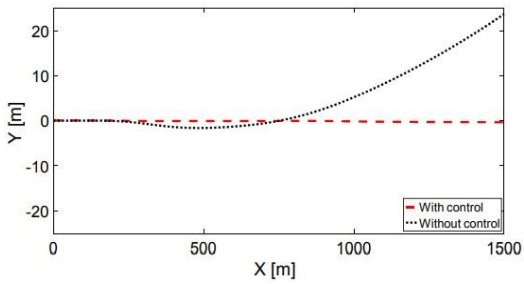



**شکل ۴. سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو با و بدون حضور کنترلر**

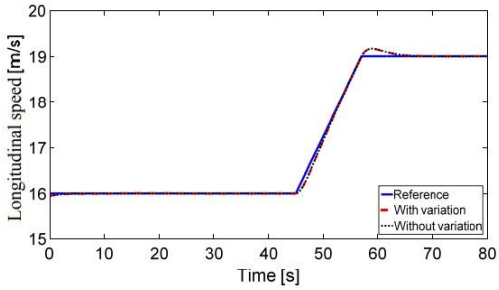
شکل شماره (۳) عملکرد مطلوب الگوریتم کنترلر را در ردیابی سرعت طولی مرجع به نمایش می‌گذارد و در شکل شماره (۴) عملکرد ردیابی سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو را نشان می‌دهد. شکل شماره (۳) نشان می‌دهد که سرعت طولی خودرو در هنگام بکارگیری کنترلر طراحی شده قابلیت ردیابی سیگنال مرجع را دارا می‌باشد. همچنین سرعت طولی در کنترل حلقه باز کمی متفاوت از سیگنال مرجع می‌باشد. بدین معنی که تغییر گشتاور تاثیر کمی بر سرعت طولی خودرو دارد. با اینحال، تغییر گشتاور تاثیر بیشتری بر روی سرعت راویه‌ای خودرو حول محور یاو دارد که در شکل شماره (۴) قابل مشاهده می‌باشد. در مانور شتابگیری در کنترل حلقه باز، سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو بدون حضور کنترلر قادر به ردیابی سیگنال مرجع نمی‌باشد. اختلاف گشتاور چرخ‌های سمت راست و چپ خودرو الکتریکی موتور در چرخ، سبب تغییر گشتاور شده که منجر به گشتاور یا

اضافی می‌گردد. در عرض ۷ الی ۱۲ ثانیه سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاوبه علت تغییر گشتاور و کاهش گشتاور چرخ، منفی می‌باشد. بعد از آن، سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو، با افزایش گشتاور چرخ، به سمت مثبت تغییر می‌یابد. با استفاده از کنترلر پیشنهادی، اثر تغییر گشتاور می‌تواند سرکوب گردد و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو و در نزدیکی‌های صفر باقی می‌ماند. با توجه به شکل شماره (۵)، مسیر موقعیت خودرو تا حد زیادی تحت تاثیر تغییر گشتاور واقع می‌گردد. زمانیکه از حضور کنترلر طراحی شده پیشنهادی در سیستم استفاده گردد، قادر به حفظ یک مسیر مستقیم می‌باشد. در حالت حلقه باز، خودرو ابتدا در عرض ۷ تا ۱۰ ثانیه به دلیل کاهش گشتاور چرخ سمت راست به طرف سمت راست منحرف می‌گردد. سپس با افزایش گشتاور چرخ سمت راست، خودرو به سمت چپ گرایش می‌یابد. کنترلر طراحی شده جهت جبران تغییرات گشتاور به سیستم بکار گرفته می‌شود. مقایسه بین موارد با و بدون تغییرات گشتاور جهت نشان دادن عملکرد تغییرات گشتاور انجام می‌گردد.

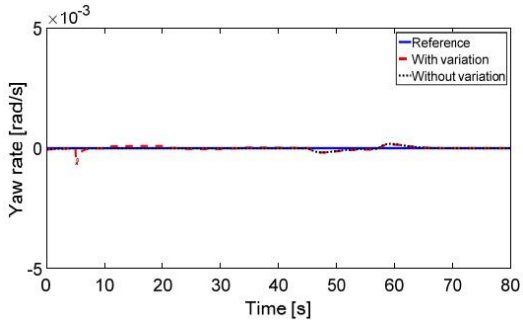
شکل‌های شماره (۶)و(۷) به ترتیب نتایج سرعت طولی و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو را به نمایش می‌گذارد. با توجه به شکل شماره (۶) مشاهده می‌گردد که با بکارگیری الگوریتم کنترل پیشنهادی، عملکرد کنترل سرعت طولی خودرو با حضور تغییر گشتاور مشابه با عملکرد سرعت طولی خودرو بدون حضور تغییر گشتاور می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۷)، سیگنال سرعت زاویه‌ای حول محور یاو و زمانیکه گشتاور شروع به تغییر می‌نماید، اندکی منحرف می‌گردد. سپس سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو به سرعت به صفر همگرا می‌گردد. سیگنال سرعت زاویه‌ای حول محور یاو با و بدون حضور تغییر گشتاور قادر به ردیابی مرجع می‌باشد. شکل‌های شماره (۶) و(۷) حضور موثر الگوریتم کنترلر طراحی شده را در تغییرات گشتاور نشان می‌دهد. در شکل شماره (۸) موقعیت خودرو با حضور تغییرات گشتاور در مسیر خط مستقیم با وجود بکارگیری الگوریتم پیشنهادی به نمایش می‌گذارد. همان طور که در شکل شماره (۹) نشان داده شده است، در چنین فرآیندی، کنترلر طراحی شده به منظور جبران تغییرات گشتاور، نسبت به تنظیم و کنترل عملکرد چرخ‌های چپ و راست به طور فعال اقدام می‌نماید. در خلال ۴ تا ۱۲ ثانیه، به علت تغییرات گشتاور منفی، کشتاور سمت راست افزایش و بزرگتر از گشتاور سمت چپ می‌گردد. زمانیکه تغییرات گشتاور بعد از ۱۴ ثانیه افزایش می‌یابد، کنترلر کشتاور موتور درون چرخ سمت راست را در چهت جبران تغییرات گشتاور کاهش می‌دهد.



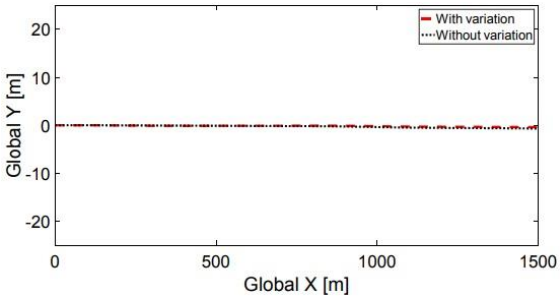

**شکل ۵. موقعیت خودرو با و بدون حضور کنترلر**



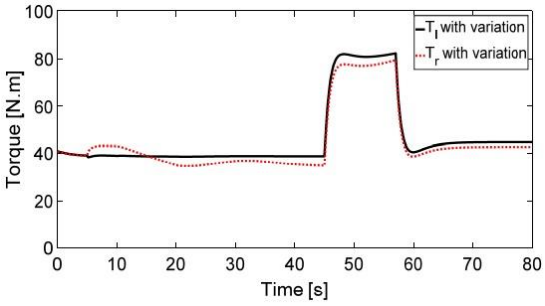

**شکل ۶. سرعت طولی خودرو با و بدون تغییرات گشتاور**




**شکل ۷. سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو با و بدون تغییرات گشتاور**




**شکل ۸. موقعیت خودرو با و بدون تغییرات گشتاور**




**شکل ۹. اثرات کنترل تحت تاثیر تغییرات گشتاور**

## ۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک الگوریتم کنترلر مقاوم جهت جبران تغییرات گشتاور کوچک در خودرو الکتریکی موتور در چرخ ارائه گردید. این الگوریتم راهکارهای مناسبی برای مسئله تعقیب و ردیابی مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ ارائه نمود. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده به خوبی کارائی و قابلیت‌های بالای الگوریتم پیشنهادی را به نمایش گذاشت. عملکرد کنترل خودرو با لحاظ تغییرات گشتاور به خوبی سنجیده شده است. الگوریتم کنترلر پیشنهادی مسیر مطلوب را با دقت بالا تعقیب نموده و پایداری خودرو نیز تضمین می‌گردد.

## مراجع


1. Hori, Future Vehicle Driven by Electricity and Control – Research on Four–Wheel–Motored ‘UOT March II’, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 5, pp. 954–962, 2014.
2. Wang, Y. Chen, D. Feng, X. Huang, and J. Wang, Development and Performance Characterization of an Electric Ground Vehicle with Independently Actuated in–Wheel Motors, Journal of Power Sources, Vol. 196, No. 8, pp. 3962–3971, 2011.
3. Shuai, H. Zhang, J. Wang, J. Li, and M. Ouyang, Combined AFS and DYC Control of Four–Wheel–Independent–Drive Electric Vehicles over CAN Network with Time–Varying Delays, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 63, No. 2, pp. 591– 602, 2014.
4. Ji, X. He, C. Lv, Y. Liu, and Jian Wu. A Vehicle Stability Control Strategy with Adaptive Neural Network Sliding Mode Theory Based on System Uncertainty Approximation, Vehicle System Dynamics, Vol. 56, No. 6, pp. 923–946, 2018.
5. Panathula CB, Rosales A, Shtessel YB, Fridman LM. Closing Gaps for Aircraft Attitude Higher Order Sliding Mode Control Certification via Practical Stability Margins Identification. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 26, No. 6, pp. 2020–34, 2018.
6. M.V. Basin, P. Yu, Y.B. Shtessel, Hypersonic Missile Adaptive Sliding Mode Control Using Finite– and Fixed–Time Observers, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 65, No. 1, pp. 930–941, 2018.
7. Acosta–L´ua, B. Castillo–Toledo, and S. Di Gennaro, and A. Toro, Nonlinear Robust Regulation of Ground Vehicle Motion, Proceedings of the 46th IEEE Conference on Decision and Control, New Orleans, pp. 3871–3876, 2017.
8. Acosta–L´ua, B. Castillo–Toledo, and S. Di Gennaro, Nonlinear Output Robust Regulation of Ground Vehicles in Presence of Disturbances and Parameter Uncertainties, Proceedings of the 17th IFAC World Congress, Seoul, Korea, July 6–11, pp. 141–146, 2018.
9. Acosta L´ua, B. Castillo-Toledo, R. Cespi, S. Di Gennaro, An Integrated Active Nonlinear Controller for Wheeled Vehicles, Journal of the Franklin Institute, vol. 352, no. 11, pp. 4890–4910, 2015.
10. Bianchi, A. Borri, G. Burgio, M. D. Di Benedetto, and S. Di Gennaro, Adaptive Integrated Vehicle Control using Active Front Steering and Rear Torque Vectoring, International Journal of Vehicle Autonomous Systems, Special Issue on: “Autonomous and Semi–Autonomous Control for Safe Driving of Ground Vehicles”, Vol. 8, No. 2/3/4, pp. 85–105, 2010.
11. Bianchi, A. Borri, B. Castillo–Toledo, M.D. Di Benedetto, and S. Di Gennaro, Active Control of Vehicle Attitude with Roll Dynamics, Proceedings of the 18th IFAC World Congress, Milan, Italy, pp. 7174–7179, 2011.

12. Borri, D. Bianchi, M. D. Di Benedetto, and S. Di Gennaro, Optimal Workload Actuator Balancing and Dynamic Reference Generation in Active Vehicle Control, Journal of the Franklin Institute, Vol. 354, pp. 1722–1740, 2017.
13. Wang RR, Zhang H, Wang J. Linear parameter-varying controller design for four wheel independently-actuated electric ground vehicles with active steering systems. IEEE Trans Contr Syst Technol 2014
14. Martinez–Gardea, I.J. Mares Guzm´an, Cuauht´emoc Acosta L´ua, S. Di Gennaro, and Ivan V´azquez Alvarez, Design of a Nonlinear ´ Observer for a Laboratory Antilock Braking System, Control Engineering and Applied Informatics, Vol. 17, No. 3, pp. 105–112, 2015.
15. Fu, R. Hoseinnezhad, K. Li, M. Hu, F. Huang, and F. Li, Vehicle Integrated Chassis Control via Multi–Input Multi–Output Sliding Mode Control, 2018 International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS), pp. 355–360, 2018.
16. Canale, M., Fagiano, L., Milanese, M., & Borodani, P. Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques. Control Engineering Practice, 2017.
17. Zhao, H., Gao, B., Ren, B., and Chen, H. ”Integrated control of in-wheel motor electric vehicles using a triple step nonlinear method.” Journal of the Franklin Institute 352.2, 2015.
18. Wang, R., Chen, Y., Feng, D., Huang, X., and Wang, J.”Development and performance characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors.” Journal of Power Sources 196.8, 2011.
19. Ming, W. Deng, and Y. Wang, Integrated Chassis Control with Optimal Tire Force Distribution for Electric Vehicles, 2015 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, pp. 2504–2509, 2015.
20. Van M. An Enhanced Tracking Control of Marine Surface Vessels Based on Adaptive Integral Sliding Mode Control and Disturbance Observer. ISA Transactions, In Press, 2019.
21. Gao Y., Liu J, Sun G, Liu M, Wu L. Fault Deviation Estimation and Integral Sliding Mode Control Design for Lipschitz Nonlinear Systems. Systems & Control Letters, Vol. 123, pp. 8–15, 2019.
22. Pan Y, Yang C, Pan L, Yu H. Integral Sliding Mode Control: Performance, Modification, and Improvement. IEEE Transactions on Industrial Informatics, Vol. 14, No. 7, pp. 3087–96, 2018.