



## کنترل میله پاد غلت فعال خودروهای برون جاده‌ای به منظور بهبود پایداری غلتشی

جواد مرزبان راد<sup>1</sup>، روح... طالبی توتی<sup>2\*</sup>، مهدی حدادی<sup>3</sup>

1- دانشیار، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

\* تهران، صندوق پستی 16846-13114، rtalebi@iust.ac.ir

## چکیده

در این مقاله به منظور کاهش زاویه غلت و افزایش آستانه واژگونی خودرو به هنگام وارد شدن شتاب جانبی بالا، یک سیستم کنترلی طراحی شده است. بدین منظور دو عملگر الکتریکی چرخشی مشابه بر روی میله‌های پاد غلت سیستم تعلیق جلو و پشت خودرو قرار داده شده است. این سیستم با وارد کردن یک کوپل مخالف که بر شاسی خودرو وارد می‌کند، به صورت متغیر با زمان، شتاب جانبی را تا حد امکان کاهش داده و پایداری جانبی و آستانه واژگونی در مانورهای نسبتاً خطرناک را بهبود می‌بخشد. برای مشاهده نتایج و تأثیر وجود این سیستم فعال بر پایداری خودرو، ابتدا با استفاده از یک مدل هشت درجه آزادی غیرخطی از دینامیک جانبی خودرو و با در نظر گرفتن زاویه فرمان به عنوان ورودی مدل، پارامترهای سینماتیکی مربوطه و در نتیجه شاخص واژگونی که به صورت میزان جابجایی بار جانبی تعریف شده، پیش‌بینی شده است. برای طراحی کنترلی از روش تئوری کنترلی بهینه مرتبه دو به همراه مدل سه درجه آزادی خودرو استفاده می‌شود. سپس با مدل‌سازی جامع خودرو، تأثیر کنترلی بر متغیرهای حالت و دینامیک جانبی خودرو در طی مسیر آزمون استاندارد قلاب ماهی بررسی شده است.

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 06 آذر 1392

پذیرش: 16 فروردین 1393

ارائه در سایت: 05 مهر 1393

کلید واژگان:

تحلیل پایداری

سیستم انتقال قدرت

شبیه‌سازی سیستم محور

## Control of the active anti-roll bar of Off-Road vehicle for roll stability improvement

Javad Marzbanrad, Rouhollah Talebitooti\*, Mehdi Haddadi<sup>1</sup>

Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

\* P.O.B. 16844 Tehran, Iran, rtalebi@iust.ac.ir

## ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 27 November 2013  
Accepted 05 April 2014  
Available Online 27 September 2014

## Keywords:

Active Anti-roll Bar  
Electric Actuator  
Optimal Control  
Roll Angle

## ABSTRACT

In this paper, a control system is designed to reduce roll angle which consequently leads into increasing vehicle roll threshold during high lateral accelerations. Accordingly, the two same rotation-electric actuators are mounted on front and rear suspension system anti-roll bars. This control system turns by applying an opposite couple that is acted upon the chassis, as time varying, reduce the lateral acceleration as it possible and improves lateral stability and roll threshold during extreme maneuvers. In order to find out the effects of the performance of this active system on vehicle stability, firstly based on a nonlinear eight degrees of freedom model of the lateral dynamics of the vehicle and by taking Steering angle as an input, the kinematic parameters and finally roll threshold that is defined lateral load transfer, is estimated. Then, the optimized second order control theory with three degrees of freedom of the vehicle model is used to design the controller. Finally, with the aid of comprehensive model of the vehicle, the lateral dynamics of the vehicle as well as the effects of the controller during path of standard Fish hook maneuver are investigated.

پیچ‌ها و دست‌اندازها می‌تواند دچار مشکل شود. به عبارت دیگر برای این خودروها حد پایداری غلتشی، که توسط زاویه‌ی غلت و یا جدایش چرخ‌های یک سمت خودرو بیان می‌شود، بسیار کمتر است. بنابراین استفاده از سیستم‌های کنترلی دینامیکی یا فعال پایداری غلتشی، برای کاهش تلفات ناشی از واژگونی خودروهای صحرائی به خصوص در شرایط بحرانی امری ضروری است. روش‌های متعددی بر پایه‌ی سیستم‌های فعال برای بهبود دینامیک خودرو پیشنهاد شده است که می‌توان به سیستم‌های فرمان فعال، ترمز فعال و یا بهینه‌سازی سیستم تعلیق که اساس کار این روش افزایش کنترل شده‌ی میزان سختی سیستم تعلیق و تولید نیروهای کنترلی عمودی در

## 1- مقدمه

هنگامی که یک خودرو درون پیچی حرکت می‌کند، پدیده‌های جدیدی مانند نیروی گریز از مرکز، تغییر بار روی چرخ‌های سمت راست و چپ نسبت به حرکت در مسیر مستقیم حادث می‌شود. بنابراین با توجه به اینکه پایداری جانبی خودرو در عبور از قوس کاهش می‌یابد لازم است در ارزیابی دینامیک خودرو، پایداری آن در عبور از قوس مورد بررسی قرار گیرد.

با توجه به اینکه خودروهای صحرائی<sup>1</sup> دارای مرکز جرم بالاتری نسبت به دیگر خودروهای سواری می‌باشند پایداری جانبی این نوع خودروها در عبور از

1- Off Road

سامپسون و همکارانش [5] استفاده از عملگرهای هیدرولیکی و خطی را بر روی یک خودروی ترکتور سمی-تریلر<sup>6</sup> که در مجموع دارای پنج میله پاد غلت در قسمت‌های کشنده و پشت‌بند بود، بررسی کردند. این بررسی نشان داد در صورت استفاده از سیستم فعال، میزان کاهش زاویه غلت در قسمت پشت‌بند بیشتر از کشنده است.

سولماز و همکارانش [6] با استفاده از عملگر سیستم ترمز متفاوت چرخ‌ها، یک کنترلر تطبیقی سوئیچ شده برای جلوگیری از واژگونی خودرو ارائه کردند. آنها برای محاسبه ارتفاع مرکز ثقل خودرو از روش تخمین زدن، و همچنین از تخمین ارتفاع ثقل خودرو به عنوان معیار کلیدزنی کنترلر استفاده کردند. در مرحله بعد پس از شبیه‌سازی با کنترلر طراحی شده نتایج با استفاده از کنترلر مقاوم مقایسه شده است. همچنین در تحقیقات پیشین، با استفاده از تنظیم پارامترهای هندسی یا بهینه‌یابی مقادیر ضریب سختی و میرایی سیستم تعلیق سعی شده است تا بهبود خوش‌سواری خودرو حاصل شود [7،8] و یا از سیستم‌های کنترلی مانند اعمال گشتاور مستقیم، سیستم فرمان فعال و سیستم‌های کنترلی یک‌پارچه برای بهبود پایداری غلتشی خودرو استفاده شده است [9-11].

هر یک از روش‌هایی که بیان شد، دارای مشکلات اساسی هستند که از آن بین می‌توان به وابستگی شدید سیستم ترمز فعال به شرایط جاده، عدم کارایی مناسب سیستم فرمان فعال در ناحیه رفتار غیرخطی خودرو و مصرف انرژی بالای عملگرهای هیدرولیکی نام برد. بدین منظور در این مقاله، به منظور افزایش آستانه واژگونی و نیز کاهش ارتباط سیستم تعلیق دو سمت خودرو، با مدل‌سازی جامع خودرو طراحی سیستم کنترل میله پاد غلت فعال که به صورت استفاده از عملگرهای الکتریکی چرخشی بر روی میله‌های پادغلت سیستم تعلیق جلو و پشت یک خودرو صحرایی است، انجام می‌گیرد. از مزیت‌های استفاده از این سیستم در هر دو محور، عدم نیاز به یک عملگر بزرگ‌تر و با ظرفیت بالا و نیز کنترل کم‌فرمانی<sup>7</sup> و بیش‌فرمانی<sup>8</sup> خودرو است. همچنین دلیل انتخاب عملگرهای الکتریکی، بهینه بودن مصرف انرژی این نوع عملگرها نسبت به عملگرهای هیدرولیکی و نیز کاهش آلودگی محیط زیست می‌باشد. در نهایت نتایج بدست آمده از اعمال کنترلر بهینه بر روی خودروی فعال با خودروی غیر فعال مقایسه و کارایی سیستم فعال بررسی می‌شود.

## 2- مدل دینامیکی خودرو

پیش از طراحی کنترلر، نیاز به مدل‌سازی دینامیکی خودرو است. مدل‌سازی‌ها معمولاً بر اساس الیتهای رفتاری مورد نظر و مطلوب شکل گرفته و ساخته می‌شوند. برای بررسی رفتار پایداری و خوش فرمانی خودرو در جریان مانورهای مختلف غالباً از مدل‌های دینامیک جانبی خودرو استفاده می‌شود. از این رو در این مقاله برای بررسی دینامیک جانبی و پارامترهای خوش فرمانی خودرو، از یک مدل سه درجه آزادی (مدل دینامیک واژگونی) برای طراحی کنترلر، در کنار مدل هشت درجه آزادی خودرو برای شبیه‌سازی به همراه مدل تاپر غیرخطی لغزش ترکیبی استفاده شده است.

### 2-1- مدل هشت درجه آزادی خودرو

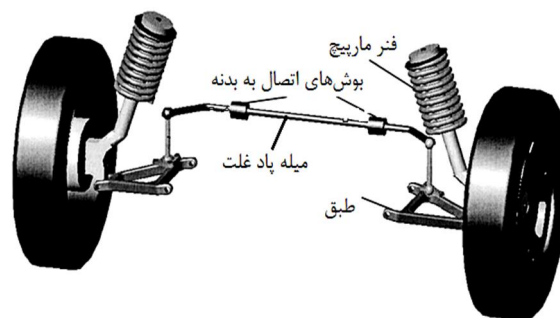
در این مقاله از مدل هشت درجه آزادی برای خودرویی با چرخ‌های جلو فرمان‌پذیر و محور محرک جلو استفاده شده، که در شکل 3 نمایش داده شده است. درجات آزادی مدل شامل سرعت طولی، سرعت جانبی، زاویه غلت (رول) جرم فنربندی شده، سرعت گردشی خودرو و سرعت چرخشی چرخ‌ها است.

خلاف جهت ممان غلت است، اشاره کرد. یکی از اجزای اصلی سیستم تعلیق، میله پاد غلت<sup>1</sup> است که باعث کاهش زاویه غلت خودرو به هنگام دور زدن سریع و یا عبور یک سمت خودرو از روی موانع می‌شود. از این رو یکی از روش‌های مناسب بهبود همزمان خوش‌فرمانی و خوش‌سواری خودروهای صحرایی، استفاده از سیستم میله پاد غلت فعال<sup>2</sup> در کنار سیستم تعلیق است. به طوری که سیستم میله پاد غلت فعال در شتاب‌های عرضی کم و نیز در حرکت مستقیم خودرو با کاهش اتصال بین سیستم‌های تعلیق دو سمت خودرو سبب بهبود احساس راحتی سفر و در شتاب‌های عرضی زیاد با اعمال نیرو یا گشتاور باعث افزایش پایداری و بهبود مانورپذیری خودرو می‌شود [1]. مکانیزم میله پاد غلت در شکل 1 نشان داده شده است.

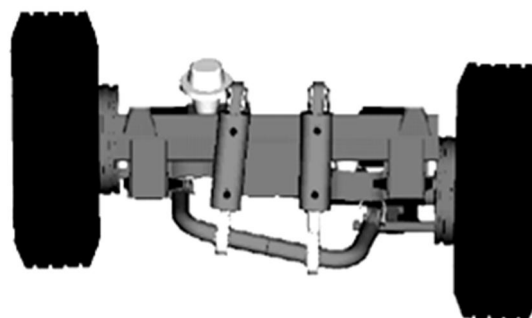
سونجین ییم و همکارانش [2] طرحی را برای بهبود واژگونی خودرو ارائه دادند. روش کار آن‌ها ترکیب دو سیستم برنامه پایداری الکتریکی<sup>3</sup> و میله پاد غلت فعال بود. بدین منظور آن‌ها در بررسی خود تأثیر هر یک از سیستم‌های کنترلی را با استفاده از کنترلر بهینه جهت رسیدن به پایداری و خوش‌فرمانی خودرو مورد مطالعه قرار دادند. اما با توجه به مدل‌سازی دینامیکی ساده، این تحقیق به خوبی اثر غیر خطی پارامترهای مرتبط با دینامیک خودرو را منعکس نمی‌کند.

میروتا و همکارانش [3] تأثیر وجود میله پاد غلت فعال را بر راحتی سرنشینان بررسی کردند. در بررسی آن‌ها تأثیرهای ناخوشایند فرکانس‌های وارده بر سرنشینان و معیارهای راحتی سرنشین در مقابل حرکت غلت خودرو و همچنین اهمیت کنترل ورودی جاده<sup>4</sup> برای مسیرهای مختلف، تشریح شده است.

مک‌کویت [4] از دو عملگر هیدرولیکی و خطی که در وسط میله پاد غلت و در محل اتصال میله به بدنه خودرو جای‌دهی شده بود، استفاده کرد. این طراحی برای خودروهای سنگین که دارای جرم فنربندی شده<sup>5</sup> زیادی هستند، مناسب می‌باشد. شکل 2 طرح‌واره‌ی این نوع مدل‌سازی را نشان می‌دهد.



شکل 1 میله پاد غلت و محل اتصال آن



شکل 2 نصب دو عملگر هیدرولیکی و خطی در وسط میله پاد غلت [4]

- 1- Anti Roll Bar
- 2- Active Anti Roll Bar (AARB)
- 3- Electronic Stability Program (ESP)
- 4- Road Input Control
- 5- Sprung Mass

6- Tractor Semi-Trailer  
7- Under Steering  
8- Over Steering

## 2-2- مدل تایر

مدل تایر برای مدل غیرخطی هشت درجه آزادی خودرو باید بتواند ارتباط بین نیروهای طولی و عرضی را بیان کند. با توجه به ترکیب فرمان‌دهی و تغییر سرعت طولی در این مقاله از مدل تایر فرمول جادویی پیشیکا<sup>4</sup> [13] استفاده می‌شود، که ارتباط نیرویی آن در حالت کلی به صورت رابطه (13) بیان می‌شود:

$$[F_{xwi}, F_{ywi}] = f(\lambda_i, \alpha_i, \gamma_i, F_{zi}) \quad (13)$$

با توجه به رابطه (13) ورودی‌های مدل تایر، لغزش طولی ( $\lambda_i$ )، زاویه لغزش برای ( $\alpha_i$ )، زاویه کمبر ( $\gamma_i$ ) و نیروی عمودی تایر ( $F_{zi}$ ) است. همچنین برای نیروهای عمودی وارد بر تایر می‌توان روابط (14-17) را با توجه به دینامیک خودرو نوشت:

$$F_{zfl} = \frac{mgb}{2l} - \frac{ma_x h_{cg}}{2l} + \frac{ma_y b h_{cg}}{lT} - \frac{K_{\phi f} \phi + C_{\phi f} \dot{\phi}}{T} \quad (14)$$

$$F_{zfr} = \frac{mgb}{2l} - \frac{ma_x h_{cg}}{2l} - \frac{ma_y b h_{cg}}{lT} + \frac{K_{\phi f} \phi + C_{\phi f} \dot{\phi}}{T} \quad (15)$$

$$F_{zrl} = \frac{mga}{2l} + \frac{ma_x h_{cg}}{2l} + \frac{ma_y a h_{cg}}{lT} - \frac{K_{\phi r} \phi + C_{\phi r} \dot{\phi}}{T} \quad (16)$$

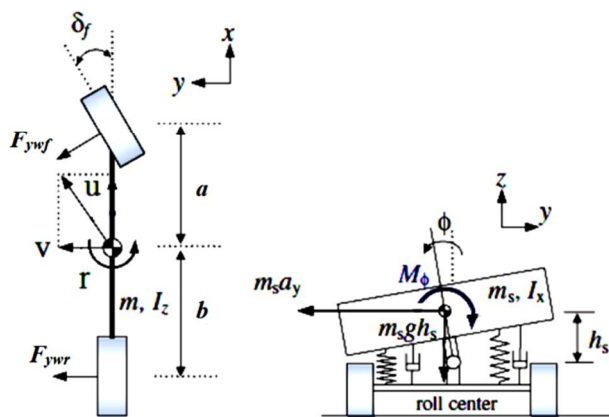
$$F_{zrr} = \frac{mga}{2l} + \frac{ma_x h_{cg}}{2l} - \frac{ma_y a h_{cg}}{lT} + \frac{K_{\phi r} \phi + C_{\phi r} \dot{\phi}}{T} \quad (17)$$

در این روابط  $l$  فاصله طولی بین محور پشت و جلو و  $h_{cg}$  ارتفاع مرکز ثقل خودرو است.

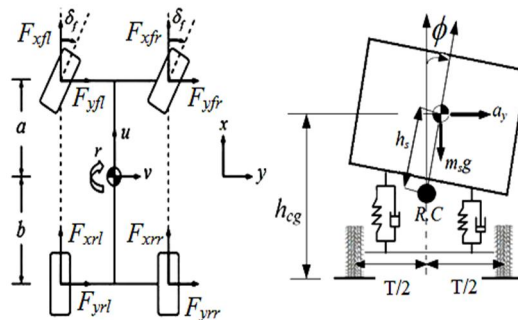
## 2-3- مدل دینامیکی واژگونی خودرو

برای مدل‌سازی دینامیک واژگونی خودرو، باید پارامترهای تأثیرگذار بر آستانه واژگونی خودرو مانند تغییر مکان مرکز ثقل، فاصله عرضی چرخ‌ها، مشخصات تایر، سیستم تعلیق و ممان‌های اینرسی خودرو را در نظر گرفت. مدل واژگونی خودرو برای طراحی کنترلر، مدل سه درجه آزادی به صورت ترکیبی از مدل دو درجه آزادی دوچرخه و مدل یک درجه آزادی زاویه غلت است. این مدل در شکل 4 نشان داده شده است.

با اعمال قانون دوم نیوتن برای حرکت در امتداد محور  $y$  و نیز با توازن گشتاور حول محور  $Z$  و محور  $x$ ، معادلات حرکت به صورت روابط (18-20) بدست می‌آیند که به ترتیب دینامیک جانبی خطی، دورانی و غلت خودرو را نشان می‌دهند.



شکل 4 مدل سه درجه آزادی خودرو



شکل 3 مدل هشت درجه آزادی جامع خودرو

با استفاده از معادلات حاکم بر این مدل که در روابط (1) تا (4) بیان شده است [12]، شبیه‌سازی مدل غیرخطی هشت درجه آزادی خودرو، در نرم‌افزار متلب/سیمولینک<sup>1</sup> انجام می‌شود. معادلات مزبور عبارت است از:

$$ma_x = m(\dot{u} - rv) = \sum F_x \quad (1)$$

$$ma_y - m_s h_s \ddot{\phi} = m(\dot{v} + ru) + m_s h_s \ddot{\phi} = \sum F_y \quad (2)$$

$$I_{zz} \ddot{r} - I_{xz} \ddot{\phi} = \sum M_z \quad (3)$$

$$I_{xx} \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{r} = \sum M_x \quad (4)$$

به طوری که  $a_x$  و  $a_y$  به ترتیب شتاب طولی و عرضی خودرو،  $r$  و  $\phi$  به ترتیب سرعت زاویه چرخش حول محور قائم و زاویه غلت،  $u$  و  $v$  به ترتیب سرعت طولی و جانبی خودرو،  $h_s$  فاصله مرکز جرم تا مرکز غلت جرم فربندی شده خودرو،  $m_s$  جرم فربندی شده،  $m$  جرم کل خودرو و  $l$  ممان اینرسی هستند. همچنین  $\Sigma F_x$ ،  $\Sigma F_y$ ،  $\Sigma M_z$  و  $\Sigma M_x$  به ترتیب مجموع نیروهای طولی، عرضی و گشتاورهای خارجی وارده به خودرو حول محور عمودی و محور غلت هستند که به صورت روابط (5) تا (9) تعریف می‌شوند.

$$\sum F_x = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (5)$$

$$\sum F_y = F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (6)$$

$$\sum M_z = a(F_{yfl} + F_{yfr}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{T}{2} [(F_{xfl} + F_{xrl}) - (F_{xfr} + F_{xrr})] \quad (7)$$

$$\sum M_x = m_s h_s (\dot{v} + ru) + (m_s h_s g - K_{\phi}) \phi - C_{\phi} \dot{\phi} \quad (8)$$

$$\begin{cases} F_{xfl} = F_{xwi} \cos \delta_i - F_{ywi} \sin \delta_i \\ F_{yfl} = F_{xwi} \sin \delta_i + F_{ywi} \cos \delta_i \end{cases} \quad (9)$$

در این روابط  $a$  و  $b$  فاصله مرکز ثقل خودرو به ترتیب از محور جلو و پشت خودرو،  $T$  فاصله عرضی چرخ‌های جلو و پشت،  $F_{xwi}$  و  $F_{ywi}$  به ترتیب نیروهای طولی و عرضی وارد بر تایر و  $\delta_i$  زاویه فرمان چرخ‌ها هستند. همچنین  $C_{\phi}$  و  $K_{\phi}$  به ترتیب سختی<sup>2</sup> و ضریب میرایی پیشی<sup>3</sup> سیستم تعلیق خودرو هستند که از روی سختی فنرها ( $K_s$ )، سختی پیشی میله‌های پادغلت ( $K_{ARB}$ ) و ضریب میرایی ( $C_s$ ) میراکنده‌های سیستم تعلیق جلو و پشت خودرو طبق روابط (10) و (11) محاسبه می‌شود.

$$K_{\phi} = K_{\phi f} + K_{\phi r} = K_s \frac{T^2}{2} \Big|_f + K_{ARB} \Big|_f + K_s \frac{T^2}{2} \Big|_r + K_{ARB} \Big|_r \quad (10)$$

$$C_{\phi} = C_s \frac{T^2}{2} \Big|_f + C_s \frac{T^2}{2} \Big|_r \quad (11)$$

همچنین با توجه به اینکه فقط چرخ‌های جلوی خودرو فرمان‌پذیر است، پس  $\delta_i$  از رابطه (12) بدست می‌آید:

$$\delta_{fl} = \delta_{fr} = \delta, \delta_{rl} = \delta_{rr} = 0 \quad (12)$$

1- Matlab/Simulink

2- Roll Stiffness

3- Roll Damping Coefficient

4- Magic Formula (Pacejka)

است، که به صورت تابعی از شتاب جانبی، زاویه غلت و نرخ غلت بیان شده است [14].

$$LLT = \frac{F_{ZL} - F_{ZR}}{F_{ZL} + F_{ZR}} = \frac{2}{mgT} (m_s h_s a_y - K_\theta \dot{\theta} - C_\theta \ddot{\theta}) \quad (26)$$

در این رابطه  $F_{ZL}$  مجموع نیروهای وارد بر چرخ‌های سمت چپ خودرو و  $F_{ZR}$  مجموع نیروهای وارد بر چرخ‌های سمت راست خودرو است. در رابطه (26) زمانی که مقدار  $LLT$  برابر با صفر باشد، نیروی یکسان بر چرخ‌ها دو طرف خودرو وارد می‌شود. مانند حالتی که خودرو در حرکت مستقیم است. ولی در صورتی که مقدار  $LLT$  برابر با یک شود، نشانگر بلند شدن چرخ‌ها و جدا شدن تایرهای سمت راست از روی سطح زمین و اگر برابر با منفی یک باشد، تایرهای سمت چپ از روی سطح زمین جدا می‌شوند. بنابراین خودرویی که مقدار  $LLT$  آن به مقدار یک و یا منفی یک نزدیک است، مستعد واژگونی می‌باشد.

معادله خروجی به صورت جابجایی بار جانبی (رابطه (27)) در نظر گرفته می‌شود.

$$Y = LLT = CX + d_1 \delta \quad (27)$$

با استفاده از تئوری کنترل بهینه، تابع عملکرد هدف که باید بهینه شود، به صورت رابطه (28) تعریف شده و بر اساس زاویه غلت مطلوب بدست می‌آید.

$$J = \int_0^{\infty} [U^T R U + (X - X_d)^T Q (X - X_d)] dt \quad (28)$$

که در آن  $U$  ورودی سیستم کنترلی،  $R$  و  $Q$  ماتریس ضرایب،  $X$  بردار حالت و  $X_d$  بردار حالت مطلوب خودرو (زاویه غلت) است.

با در نظر داشتن معادلات حالت در حل مسئله کنترل بهینه، مطلوب است که ماتریس بهره فیدبک حالت  $K$  را در رابطه (29) چنان پیدا کنیم که شاخص عملکرد داده شده با رابطه (28) را حداقل سازی کند.

$$U(t) = -KX(t) \quad (29)$$

ماتریس بهره فیدبک حالت توسط رابطه (30) قابل محاسبه است.

$$K = R^{-1} B^T P \quad (30)$$

در این رابطه  $P$  ماتریس معین مثبت، متقارن و حقیقی است که باید معادله ماتریسی ریکاتی<sup>1</sup> را که در رابطه (31) نشان داده شده است، برآورده سازد.

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (31)$$

برای بدست آوردن مقدار مطلوب زاویه غلت ( $\phi_{des}$ )، معادله فضای حالت خطی باید در حالت ماندگار حل شود. با توجه به اینکه مقادیر  $\dot{\phi}$  و  $\ddot{\phi}$  در حالت ماندگار برابر با صفر می‌باشند، طبق رابطه (20) که برای دینامیک غلت خودرو ارائه شده است، می‌توان زاویه غلت مطلوب را به صورت رابطه (32) بدست آورد.

$$\phi_{des} = \frac{m_s h_s a_y des}{m_s h_s g - K_\theta} \quad (32)$$

در این رابطه می‌توان مقدار مطلوب زاویه غلت را به صورت تابعی از مشخصات فیزیکی خودرو، زاویه فرمان و سرعت طولی بیان کرد. رابطه (33) نشان دهنده‌ی رابطه نهایی زاویه غلت است.

$$\phi_{des} = \frac{m_s h_s r_{des} u}{m_s h_s g - K_\theta} = \frac{\frac{u^2}{l} \delta m_s h_s}{\left(1 - \frac{mu^2(aC_{af} - bC_{ar})}{2l^2(C_{af}C_{ar})}\right) (m_s h_s g - K_\theta)} \quad (33)$$

همچنین ماتریس‌های  $R$  و  $Q$  ماتریس ضرایب وزنی مثبت نیمه معین هستند که از طریق حدس و خطا بدست می‌آیند. به عنوان حدس اولیه مقادیر زیر را می‌توان برای آنها در نظر گرفت (روابط (34,35)):

$$ma_y - m_s h_s \ddot{\theta} = F_{ywf} \cos \delta + F_{ywr} \quad (18)$$

$$I_z \dot{r} = aF_{ywf} \cos \delta - bF_{ywr} \quad (19)$$

$$I_x \ddot{\theta} - m_s h_s a_y = m_s h_s g \sin \theta - K_\theta \dot{\theta} - C_\theta \ddot{\theta} - M_\theta \quad (20)$$

در رابطه (20)  $M_\theta$  گشتاور اعمالی توسط دو عملگر الکتریکی مشابه قرار گرفته بر روی محور جلو و پشت است. همچنین در این مدل نیروهای جانبی تایر برای لغزش‌های کوچک متناسب با زاویه لغزش هستند، که به صورت روابط (21) بیان می‌شوند.

$$F_{yfl} = 2C_{af} \alpha_f = 2C_{af} (\delta_f - \theta_{vf}) \quad (21)$$

$$F_{yrl} = 2C_{ar} \alpha_r = 2C_{ar} (-\theta_{vr})$$

در این روابط  $C_{ar}$  و  $C_{af}$  سختی جانبی هر کدام از تایرهای جلو و پشت است. همچنین  $\theta_{vf}$  و  $\theta_{vr}$  زوایایی هستند که بردار سرعت با محور طولی خودرو به ترتیب در چرخ‌های جلو و پشت می‌سازد، به طوری که با استفاده از تقریب زاویه کوچک به صورت روابط (22) قابل محاسبه هستند.

$$\theta_{vf} = \frac{v + ar}{u} \quad (22)$$

$$\theta_{vr} = \frac{v - br}{u}$$

### 3- طراحی کنترلر

در طراحی کنترلر، از کنترلر تنظیم کننده بهینه مرتبه دو که بر روی مدل سه درجه آزادی خودرو اعمال شده است استفاده می‌شود.

معادله فضای حالت را با توجه به معادلات سیستم سه درجه آزادی

می‌توان به صورت رابطه (23) نوشت.

$$\dot{X} = AX + B_\delta \delta + BU \quad (23)$$

به طوری که بردار حالت طبق رابطه (24) شامل سرعت جانبی، سرعت گردش، زاویه غلت و نرخ زاویه غلت تعریف می‌شود. همچنین گشتاور اعمالی توسط عملگرهای الکتریکی به عنوان ورودی سیستم تعریف می‌شود.

$$X = [v \quad r \quad \theta \quad \dot{\theta}]^T \quad (24)$$

با جایگذاری روابط (18) تا (20) در رابطه (23)، ماتریس حالت و ماتریس ورودی مربوط به معادله فضای حالت به صورت روابط (25) بدست می‌آیند.

$$A = \begin{bmatrix} P_1 & P_2 & P_3 & P_4 \\ P_5 & P_6 & P_7 & P_8 \\ P_9 & P_{10} & P_{11} & P_{12} \\ P_{13} & P_{14} & P_{15} & P_{16} \end{bmatrix}$$

$$P_1 = -\frac{2(C_{af} + C_{ar})}{mu}$$

$$P_2 = -\frac{2(aC_{af} - bC_{ar})}{mu} - u$$

$$P_3 = -\frac{2(aC_{af} - bC_{ar})}{I_z u}$$

$$P_4 = -\frac{2(a^2 C_{af} + b^2 C_{ar})}{I_z u}$$

$$P_5 = 1$$

$$P_6 = -\frac{2m_s h_s (C_{af} + C_{ar})}{I_x mu}$$

$$P_7 = -\frac{2m_s h_s (aC_{af} - bC_{ar})}{I_x mu}$$

$$P_8 = \frac{m_s h_s g - K_\theta}{I_x}, P_{16} = \frac{C_\theta}{I_x}$$

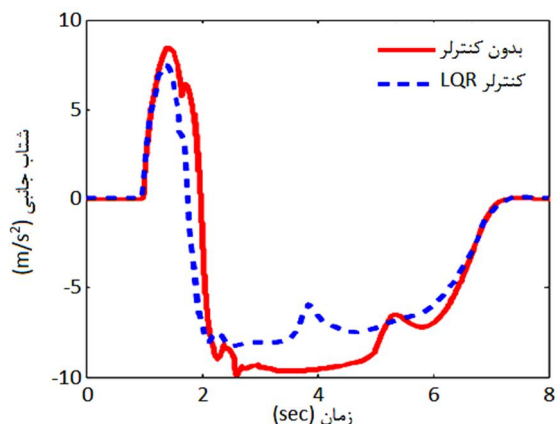
$$P_9 = P_4 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11} = 0$$

$$B_\delta = \begin{bmatrix} 2C_{af} & 2aC_{af} & 0 & 2m_s h_s C_{af} \\ m & I_z & 0 & mI_x \end{bmatrix}^T$$

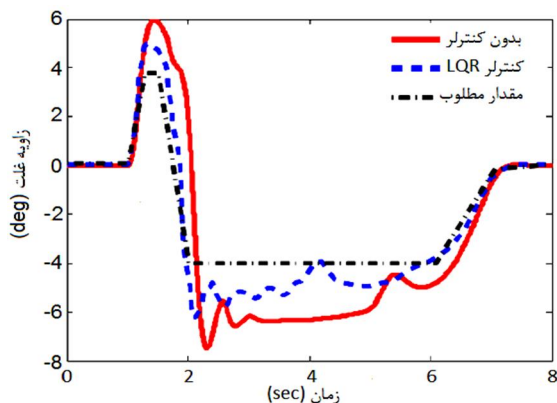
$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ & & I_x \end{bmatrix}^T \quad (25)$$

با توجه به اینکه هدف نهایی از کنترل بهینه در این پژوهش کاهش زاویه غلت و یا افزایش آستانه واژگونی است، سعی در بهینه کردن پارامتر جابجایی بار جانبی، به عنوان معیار واژگونی است. رابطه (26) نشان دهنده‌ی این معیار

1- Matrix Riccati Equation



شکل 6 شتاب جانبی در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 5 درجه)



شکل 7 زاویه غلت در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 5 درجه)

جدول 1 وضعیت خودرو به ازای سرعت طولی و بیشینه زاویه فرمان سر چرخ مختلف

زاویه فرمان (deg)	سرعت طولی خودرو (km/hr)	120	110	90
5				
8				
10				
12				
15				آستانه‌ی واژگونی

با توجه به وضعیت خودروها که در جدول 1 نشان داده شده است، سرعت 120 کیلومتر بر ساعت معیار مناسبی برای پیاده‌سازی سیستم کنترلی است، زیرا هر دو حالت واژگونی و عدم واژگونی در این سرعت قابل دسترس و همچنین وضعیت خودرو در طی این سرعت نسبت به سرعت 110 کیلومتر بر ساعت بحرانی‌تر بوده و نقش سیستم کنترلی بهتر قابل مشاهده است. بنابراین نتایج شبیه‌سازی برای سرعت طولی 120 کیلومتر بر ساعت و در بیشینه زاویه فرمان‌های 5، 10 و 15 درجه با هم مقایسه می‌شود.

تغییرات شتاب جانبی، انتقال وزن جانبی و زاویه غلت خودرو برای زاویه فرمان 5 درجه، در شکل‌های 6 تا 8 با هم مقایسه شده است.

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ v_{\max} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & r_{\max} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{\max} & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_{\max} \end{bmatrix} \quad (34)$$

$$R = [1/\delta] \quad (35)$$

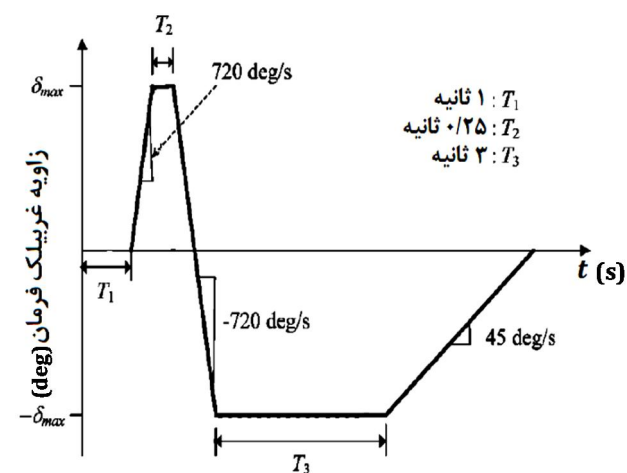
بنابراین با به دست آوردن ضرایب فیدبک خطی برای تمام متغیرهای ماتریس فضای حالت، می‌توان مقدار گشتاور اعمالی از طریق عملگرهای موردنظر در میله پاد غلت فعال را برای جلوگیری از واژگونی خودرو در هنگام دور زدن با سرعت بالا (شتاب جانبی زیاد) تنظیم کرد.

#### 4- نتایج

در این بخش عملکرد خودروی فاقد کنترل با خودروی تحت کنترل با رویکرد کنترلر تنظیم کننده مرتبه دو بهینه مقایسه می‌شود. بدین منظور با استفاده از مدل سه درجه آزادی و کنترلر طراحی شده برای سیستم میله پاد غلت فعال، رفتار خودرو بررسی می‌شود. برای انجام شبیه‌سازی و پیاده‌سازی سیستم کنترلی طراحی شده ابتدا باید وضعیت خودروی بدون کنترلر نسبت به ورودی‌های مختلف بررسی شود، تا مشخص گردد شبیه‌سازی نهایی باید بر اساس کدام مقادیر ورودی صورت بگیرد به طوری که شامل رفتارهای مختلف خودرو باشد.

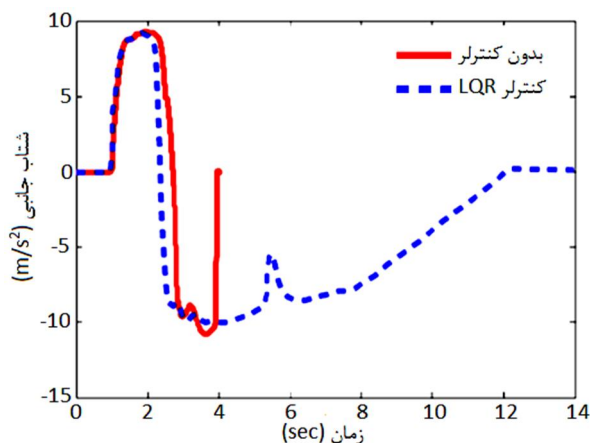
در این مقاله برای فرایند شبیه‌سازی، از مانور قلاب ماهی<sup>1</sup> استفاده شده است. آزمون قلاب ماهی که به صورت استاندارد در شکل 5 نشان داده شده است، نسبت به دیگر آزمون‌های پیشنهاد شده برای بررسی واژگونی جانبی خودرو دارای بیشترین سطح تکرارپذیری، قابلیت اجرا و تطبیق با واقعیت است [15].

با توجه به مانور قلاب ماهی، وضعیت خودرو تحت بیشینه زاویه فرمان‌های مختلف (بر حسب درجه) و سرعت‌های طولی مختلف (بر حسب کیلومتر بر ساعت) به صورت شماتیک در جدول 1 ارائه شده است، تا آستانه واژگونی خودرو در شرایط مختلف مشخص شده و بتوان تأثیر کنترلر را در شرایط مطلوب‌تر که شامل رفتار جامع‌تری از وضعیت‌های مختلف خودرو باشد، مشاهده کرد. در این جدول وضعیت خودرو از لحاظ واژگونی و یا عدم واژگونی، به ازای سرعت‌های طولی 90، 110 و 120 کیلومتر بر ساعت و نیز زاویه فرمان‌های سر چرخ 5، 8، 10، 12 و 15 درجه مشخص شده است.

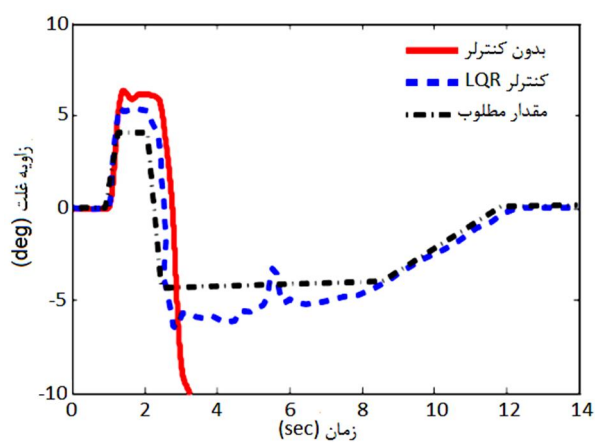


شکل 5 آزمون استاندارد قلاب ماهی [16]

1- Fish Hook Maneuver



شکل 12 شتاب جانبی در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 15 درجه)



شکل 13 زاویه غلت در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 15 درجه)

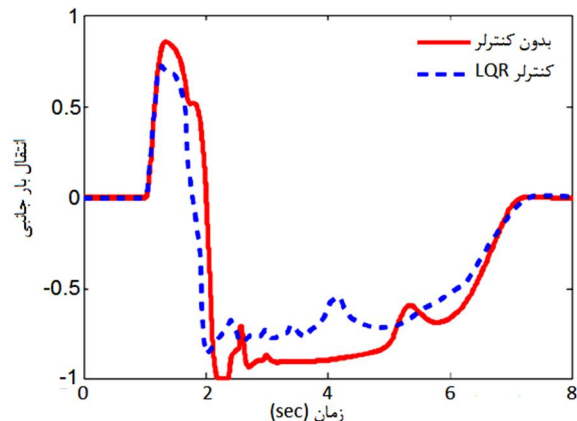
مشاهده می‌شود در زاویه 5 درجه، شتاب جانبی خودرو کمتر از آستانه واژگونی خودرو (0/9g) است. همچنین با اعمال گشتاور کنترلی، توانسته است مقدار حداکثر شتاب جانبی را کاهش دهد. در حالت کلی با توجه به کاهش انتقال وزن جانبی، زاویه غلت خودرو به مقدار مطلوب خودرو که کمینه و بیشینه مقدار آن حدود چهار درجه است، نزدیک‌تر بوده و در نتیجه خوش‌فرمانی و شرایط پایداری مطلوب‌تری دارد.

در مرحله بعد، نتایج شبیه‌سازی برای زاویه فرمان 10 درجه در شکل‌های 9 تا 11 نشان داده شده است.

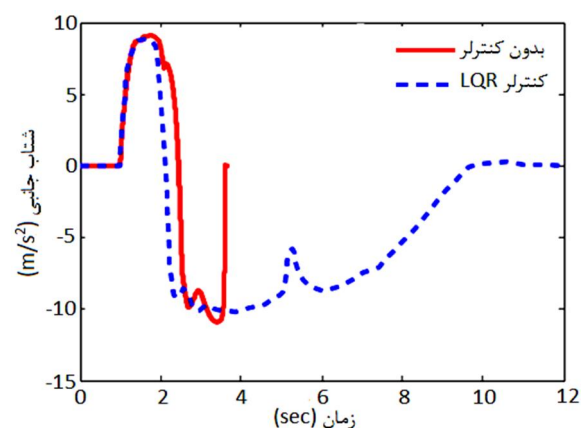
با توجه به تغییرات منحنی‌های بدست آمده، در زاویه فرمان 10 درجه، خودروی بدون کنترلر در طی مانور قلاب ماهی در ثانیه 3/8 به طور کامل واژگون می‌شود. اما با اضافه شدن کنترلر، خودرو می‌تواند مسیر حرکت خود را در شتاب‌های جانبی نزدیک 1g حفظ کرده و در امتداد زاویه غلت مطلوب حرکت کند.

در شکل‌های 12 تا 14 به ترتیب شتاب جانبی، زاویه غلت و مقدار انتقال جانبی نیرو خودرو دو حالت کنترلی و بدون کنترلر و برای زاویه فرمان 15 درجه که تحت شرایط بحرانی‌تر و سخت‌تری قرار می‌گیرد، مقایسه شده است.

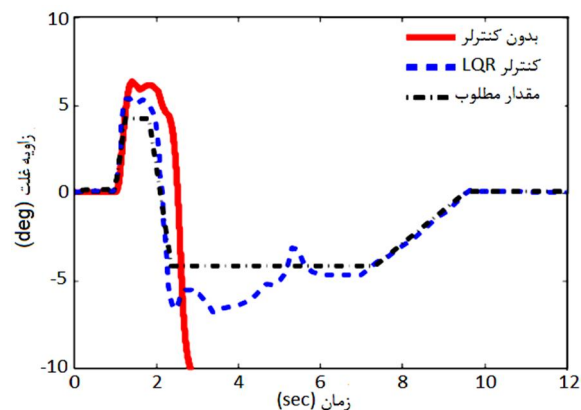
در حالت زاویه فرمان 15 درجه، خودروی بدون کنترلر در طول آزمون پس از اتمام مرحله افزایش زاویه فرمان و در آغاز مرحله زاویه فرمان ثابت، دچار واژگونی می‌شود ولی این رفتار با استفاده از سیستم کنترلی بهبود یافته و خودرو به صورت پایدار به مسیر خود ادامه می‌دهد، به طوری که زاویه غلت در بدترین وضعیت حرکتی تقریباً در محدوده 4 الی 7 درجه حفظ می‌شود.



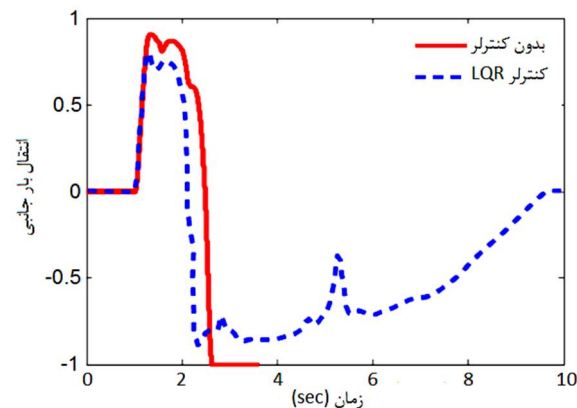
شکل 8 انتقال وزن جانبی در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 5 درجه)



شکل 9 شتاب جانبی در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 10 درجه)



شکل 10 زاویه غلت در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 10 درجه)



شکل 11 انتقال وزن جانبی در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 10 درجه)

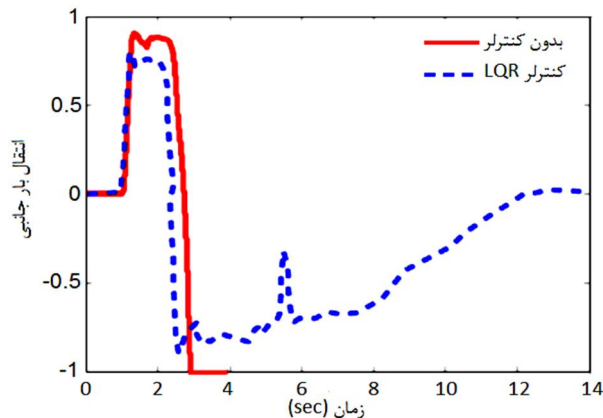
استفاده از اعمال کوپل پیچشی بهینه توسط کنترلر LQR در مانورهای خطرناک، به خوبی می‌توان از واژگونی خودرو جلوگیری کرده و عملکرد مناسب خودرو در مانورپذیری و پایداری را ایجاد نمود. به‌طوری‌که در شدیدترین مانور بررسی شده با اعمال گشتاور 1300 نیوتن متر توسط هریک از عملگرها، خودرو از وضعیت واژگونی خارج شده و انتقال وزن جانبی آن به حدود 0/8 می‌رسد. در این شرایط خودرو حتی در شتاب جانبی 10 متر بر مجذور ثانیه نیز به مسیر حرکت خود ادامه می‌دهد.

## 6- پیوست

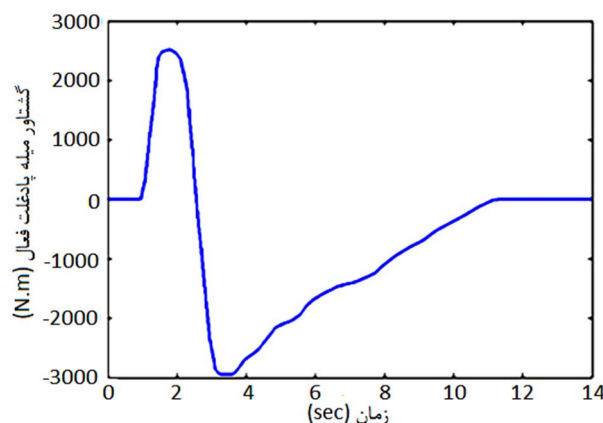
مقدار	پارامتر	مشخصات خودرو
1862 (kg)	$m$	جرم کل خودرو،
1592 (kg)	$m_s$	جرم فنربندی شده خودرو،
719 (mm)	$h_{cg}$	ارتفاع مرکز ثقل،
614 (kg.m <sup>2</sup> )	$I_{xx}$	ممان اینرسی حول محور X خودرو،
2488 (kg.m <sup>2</sup> )	$I_{yy}$	ممان اینرسی حول محور Y خودرو،
2488 (kg.m <sup>2</sup> )	$I_{zz}$	ممان اینرسی حول محور Z خودرو،
309 (mm)	$h_r$	ارتفاع مرکز رول،
1/575 (m)	$T$	فاصله عرضی چرخ‌های جلو و پشت،
1/18 (m)	$a$	فاصله از محور جلو تا مرکز ثقل،
1/77 (m)	$b$	فاصله از محور پشت تا مرکز ثقل،
40 (N/rad)	$C_{ar}$	سختی جانبی تایرهای جلو،
65 (N/rad)	$C_{af}$	سختی جانبی تایرهای پشت،
130 (N/mm)	$K_{pf}$	ضریب سختی سیستم تعلیق جلو،
46 (N/mm)	$K_{pr}$	ضریب سختی سیستم تعلیق پشت،
4 (N.s/mm)	$C_s$	ضریب میرایی سیستم تعلیق جلو و پشت،

## 7- مراجع

- [1] S. Chen, D. Wang, J. Zan, Vehicle ride comfort analysis and optimization using design of experiment, *IEEE, Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics (IHMSC) 2nd International Conference*, Jiangsu, china, 2010.
- [2] S. Yim, k. Jeon, k. Yi, an Investigation into vehicle rollover prevention by coordinated control of active anti-roll bar and electronic stability program, *International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol. 10, No. 2, pp. 275-287, 2012.
- [3] Y. Mizuta, M. Suzumura, S. Matsumoto, Ride comfort enhancement and energy efficiency using electric active stabiliser system, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 48, No. 11, pp. 1305-1323, 2010.
- [4] P.G. McKeivitt, *Design of roll control systems for heavy vehicles*, M.Phil Thesis, University of Cambridge, UK, 1999.
- [5] D.J.M. Sampson, G. McKeivitt, D. Cebon, The development of an active roll control system for heavy vehicles, *6th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions*, Saskatoon, Canada, 2000.
- [6] S. Solmaz, M. Akar, R. Shorten, Adaptive rollover prevention for automotive vehicles with differential braking, *17th IFAC World Congress*, Coex, South Korea, 2008.
- [7] J. Wang, S. Shen, Integrated vehicle ride and roll control via active suspension, *Vehicle System Dynamic*, Vol. 46, No. 1, pp. 495-508, 2008.
- [8] T. Shim, P.C. Velusamy, Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, No. 1-2, pp. 129-152, 2011.
- [9] J. Ackermann, D. Odenthal, Damping of vehicle roll dynamics by gain scheduled active steering, *European Control Conference*, Karlsruhe, Germany, 1999.
- [10] H. Imine, L.M. Fridman, T. Madani, Steering control for rollover avoidance of heavy vehicles, *Vehicular Technology, IEEE Transactions*, Vol. 61, No. 8, pp. 3499 - 3509, 2012.
- [11] M.M. Islam, H. Cheolkeun, Road vehicle rollover avoidance using active steering controller, *14th International Conference Computer and Information Technology*, Ulsan, South Korea, 2011.



شکل 14 انتقال وزن جانبی در مانور قلاب ماهی (زاویه فرمان 15 درجه)



شکل 15 تغییرات گشتاور اعمالی کنترلر در مانور قلاب ماهی

با توجه به اینکه مقدار گشتاور لازم برای کاهش زاویه غلت به عنوان ورودی کنترلر است، بنابراین در شکل 15 تغییرات گشتاور لازم جهت افزایش آستانه واژگونی به ازای سرعت طولی 120 کیلومتر بر ساعت و زاویه فرمان 15 درجه، نشان داده شده است.

همان‌طوری‌که از شکل 15 مشخص است، حداکثر مقدار گشتاور کنترلی در حدود 2600 نیوتن متر است که در ثانیه 3/75 از مسیر هنگامی که خودرو در حالت بدون کنترلی واژگون می‌شود، اعمال می‌گردد. در طراحی سیستم کنترلی LQR هدف بهینه‌سازی انتقال بار جانبی، به عنوان معیار جدا شدن چرخ‌های یک سمت خودرو از سطح جاده بود. مشاهده می‌شود هنگامی که انتقال بار جانبی برابر با یک است، خودرو واژگون می‌شود، ولی با اعمال گشتاور کنترلی بهینه، تعادل نیرویی تایرهای سمت راست و چپ بهبود یافته و خودرو در انتهای مسیر به حالت تعادل باز می‌گردد.

## 5- نتیجه‌گیری

هدف اصلی این مقاله، طراحی کنترلر برای سیستم پاد غلت خودروهای صحرائی می‌باشد، که با استفاده از ایجاد کوپل پیچشی که توسط عملگرهای الکتریکی اعمال می‌شود، زاویه غلت خودرو به هنگام وارد شدن شتاب جانبی به خودرو کاهش و یا آستانه واژگونی خودرو افزایش می‌یابد. با استفاده از سیستم پاد غلت فعال در هر دو محور جلو و پشت علاوه بر حفظ پایداری خودرو، خوش‌سواری و خوش‌فرمانی خودرو در سر پیچ‌ها نیز افزایش می‌یابد. شبیه‌سازی حرکت خودرو در حضور کنترلر بهینه با رویکرد بهینه‌سازی انتقال بار جانبی، به عنوان معیار جدا شدن چرخ‌های یک سمت خودرو از سطح جاده، برای آزمون استاندارد قلاب ماهی انجام شد. نتایج نشان می‌دهد که با

- [15] G. Forkenbrock, W. Garrott, *A Comprehensive expensive experimental evaluation of test maneuvers that may induce on-road untripped light vehicle Olover*, Phase IV of NHTSA's light vehicle roll research program, 2002.
- [16] Y. Seongjin, Design of a preview controller for vehicle rollover prevention, *IEEE Transactions On Vehicular Technology*, Vol. 60, No. 9, pp. 4217-4226, 2011.
- [12] J. He, D.A. Crolla, M.C. Levesley, W.J. Manning, Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control, *Part D. Journal of automobile Engineering*, Vol. 220, No. 10, pp.1401-1420, 2006.
- [13] H.B. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier, Butterworth-Heinemann Ltd, Oxford, UK, 2002.
- [14] T. Preston, J. Woodrooffe, *A Feasibility study of a rollover warning device for heavy trucks*, Montreal: Transport Canada, 1990.