



افزایش پایداری خودروی طولی مفصلی به کمک روش کنترلی حذف کننده اختلالات مد لغزشی بازگشتی

ناصر اسماعیلی¹، رضا کاظمی^{2*}، حامد طباطبایی اوره³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب، تهران

* تهران، صندوق پستی 1969764499، kazeri@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 23 دی 1396

پذیرش: 06 اسفند 1396

ارائه در سایت: 19 فروردین 1397

کلید واژگان:

صنعت حمل و نقل

خودروی طولی مفصلی

پایداری سویی

کنترل کننده حذف کننده اختلالات مد لغزشی

بازگشتی

چکیده

امروزه استفاده از خودروهای طولی مفصلی رو به افزایش است. از دلایل اصلی گرایش به این نوع خودروها می توان به استفاده از واحدهای کشنده کمتر برای حمل دو یا چند تریلر اشاره نمود. به عبارت دیگر برای حمل مقدار بار یکسان، به جای استفاده از چند کشنده شبه تریلر، می توان از تعداد کمتری خودروی طولی مفصلی استفاده نمود. کاهش مصرف سوخت، تولید آلودگی و گازهای گلخانه ای کمتر و همچنین بکارگیری نیروی انسانی کمتر جهت هدایت خودرو برای حمل بار یکسان به نسبت خودروی مفصلی معمولی از دیگر مزایای استفاده از خودروهای طولی مفصلی می باشد. مشکل عمده این خودروها مانورپذیری ضعیف در سرعت پایین و عملکرد جانبی نامناسب در سرعت بالا می باشد، که موجب تصادفها و خسارت های جانی و مالی می شود. بنابراین برای ارتقا ایمنی آن ها به یک سیستم کنترلی نیاز است، که عملکرد خودروهای طولی را بهبود بخشد و از ناپایداری آن ها جلوگیری نماید. در این پژوهش پس از استخراج و صحت گذاری مدل دینامیکی، از یک متد کنترلی جدید مبتنی بر ترکیب کنترل کننده های فعال حذف کننده اختلالات و مد لغزشی بازگشتی، به منظور تنظیم دینامیک سمتی خودروی طولی مفصلی استفاده شده است. نتایج به دست آمده نشان گر برتری این متد جدید نسبت به کنترل کننده های بهینه خطی و مد لغزشی می باشد.

Increase the stability of an articulated long vehicle by active disturbance rejection backstepping sliding mode control method

Naser esmaeili¹, Reza kazemi^{1*}, Hamed tabatabaei oreh²

1- Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nassir Toosi University, Tehran, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, South Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

* P.O.B. 1969764499 Tehran, Iran, kazeri@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 13 January 2018

Accepted 25 February 2018

Available Online 08 April 2018

Keywords:

Transportation Industry

Articulated Long Vehicle

Lateral Stability

Active Disturbance Rejection Backstepping

Sliding Mode Controller

ABSTRACT

Today, the use of articulated long vehicles is surging. The main reasons for tendency of utilizing these vehicles is use of less tractor unit fitted to carry two or more trailers. In other words, in order to carry the same amount of goods, instead of using some tractor semi-trailers, we can make use of fewer articulated long vehicles. Reduction of fuel consumption, a significant decrease in the production of greenhouse gasses as well as using less manpower to direct the vehicle to carry the same load which is related to typical articulated vehicle is of other advantages of long articulated vehicles. The major problems of these vehicles are poor maneuverability at low speed and inappropriate lateral performance at high speed, which would lead to crashes and financial damages. Hence, a control system is required for enhancing the safety of these vehicles, improving the performance of long vehicles and preventing from being unstable. In this study, after mining and verifying the dynamic model, a new control method based on a combination of active disturbance rejection control and backstepping sliding mode control for adjusting lateral dynamic of articulated long vehicles has been utilized. The results portray the superiority of this new method than LQR and sliding mode controllers.

1- مقدمه

واحد تریلر² تشکیل شده است. خودروهای مفصلی را تحت عنوان خودروهای ترکیبی نیز می شناسند. همچنین خودروهای مفصلی با بیش از یک تریلر با عنوان قطار خودرویی معرفی می شوند. با افزایش تقاضای حمل و نقل کالاها، خودروهای طولی مفصلی به عنوان یک جایگزین مناسب برای خودروهای

خودروی سنگین مفصلی مطابق تعریف، ترکیبی از واحدهای صلب دوتکه ای یا بیشتر می باشد که بواسطه کوپلینگ های مکانیکی به هم متصل شده اند. خودرو مفصلی در مرسومترین شکل خود از دو قسمت اصلی واحد کشنده¹ و

² Trailer unit

¹ Tractor unit

Please cite this article using:

N. esmaeili, R. kazemi, H. tabatabaei oreh, Increase the stability of an articulated long vehicle by active disturbance rejection backstepping sliding mode control method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 04, pp. 253-264, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

سنگین متداول معرفی می‌شوند. یکی از فواید آشکار استفاده از خودروهای طویل مفصلی کاهش مصرف سوخت و در نتیجه کاهش آلودگی می‌باشد. اشغال کردن فضای کمتری از جاده برای حمل یک میزان بار به نسبت خودروهای سنگین متداول از دیگر فواید استفاده از این نوع خودروها می‌باشد. مشکل عمده در ایمنی این خودروها که نیاز به بهبود دارد، عملکرد جانبی ضعیف این خودروها در سرعت بالا است. تاب خوردن تریلر و انحراف زیاد از مسیر کشنده نمونه‌ای از عملکرد جانبی ضعیف می‌باشد. بهبود عملکرد جانبی، می‌تواند به کاهش خطر واژگونی منجر شود. چرا که واژگونی بر اثر یک مانور شدید و به تبع آن شتاب جانبی بیش از اندازه رخ می‌دهد. تشدید عملکرد جانبی و خروج از مسیر در حالت مانا، مشخصه‌های مبتنی بر عملکرد جانبی خودروهای طویل مفصلی می‌باشند که توسط کمیسیون ملی حمل و نقل جاده‌ای استرالیا تحت عنوان استانداردهای مبتنی بر عملکرد، تالیف شده اند و نقش بسیاری در پایداری این نوع خودروها ایفا می‌نمایند. مشخصه اول به صورت نسبت بیشینه مقدار متغیر حرکت مطلوب انتهایی ترین واحد خودرو به بیشینه مقدار متغیر حرکت مطلوب واحد هدایت کننده خودرو تعریف می‌شود، که معمولاً برای تغییرات سرعت چرخشی و یا شتاب جانبی به کار می‌رود. این معیار افزایش خطر تاب خوردن یا واژگونی آخرین واحد در مقایسه با آن چیزی که راننده در واحد هدایت کننده احساس می‌کند را بیان می‌کند. تشدید عملکرد جانبی ممکن است بر اساس بهره پاسخ خودرو در حوزه فرکانس و یا در یک مانور گذرای خاص محاسبه شود. معیار دوم در نظر دارد که خودروی مفصلی، بهنگام دورزدن مسیر منحنی شکل در حالت مانا، حداقل عرض مسیر حرکت را جاروب کند. هنگامی که یک خودرو بلند در تقاطعی به آهستگی گردش می‌کند، انتهای خودرو مسیری را در داخل مسیر طی شده توسط قسمت جلویی خودرو خواهد پیمود. مقادیر زیاد خروج از مسیر نامطلوب است، زیرا خودرو مسیر عریض‌تری را جاروب کرده و طبیعتاً فضای بزرگتری از جاده اشغال می‌شود. این مسئله ممکن است باعث شود که خودرو به پیاده‌رو و یا مسیر مخالف منحرف شده و با خودروهای دیگر، عابرین و وسایل کنار جاده برخورد نماید.

با وجود انجام تحقیقات فراوان در راستای افزایش پایداری و بهبود هندلینگ خودروهای سواری، تحقیقات ارائه شده در زمینه بهبود پایداری و مانورپذیری خودروهای طویل مفصلی ناکافی بوده و در بسیاری از موارد ناکارآمد بنظر می‌رسد. در حالی که خودروی طویل مفصلی از دینامیک پیچیده‌تری نسبت به خودروی سواری برخوردار بوده و رفتار مطلوب و مورد انتظار راننده را حتی در سرعت‌های کم بر آورده نمی‌سازد. از طرف دیگر به علت جرم و ممان اینرسی بسیار زیاد خودروهای سنگین مفصلی، ناپایداری آن‌ها تهدید قابل توجه‌ای برای حمل‌ونقل جاده‌ای تلقی می‌گردد. یکی از انتظارات راننده در حرکت خودروی طویل مفصلی، تعقیب دقیق مسیر کشنده توسط واحدهای تریلر است. نکته مهم این است که حتی در سرعت‌های کم نیز این خواسته برآورده نشده و لازم است تا با مداخله سیستم‌های کنترلی، تریلر به تعقیب مسیر واحد کشنده واداشته شود. به طور مشابه با خودروهای سواری، سیستم‌های کنترلی در خودروهای طویل مفصلی را می‌توان در دو گروه عمده بررسی نمود. در گروه اول، سیستم‌هایی مورد توجه قرار می‌گیرند که دینامیک طولی خودرو را به طور مستقیم تحت تاثیر قرار می‌دهند و در گروه دوم سیستم‌هایی مطرح می‌شوند که دینامیک سمتی خودرو را تنظیم می‌نمایند. در این مقاله افزایش پایداری خودروی طویل مفصلی به کمک تنظیم دینامیک سمتی انجام شده است. در سال 2005 جوج‌نوچ، یک سیستم

¹ LQR

$$\sum F_x = m_1(\dot{V}_{x1} - V_{y1}\omega_1) = F_{15x} + (F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x}) \cos(\delta_2) - (F_1 + F_2) \sin(\delta_1) - (F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y}) \sin(\delta_2) \quad (1)$$

$$\sum F_y = m_1(\dot{V}_{y1} + V_{x1}\omega_1) = F_{15y} + (F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y}) \cos(\delta_2) + (F_1 + F_2) \cos(\delta_1) + (F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x}) \sin(\delta_2) \quad (2)$$

$$\sum M_{CG} = I_1\dot{\omega}_1 = -(F_{5y} + F_{6y}) \cos(\delta_2) b_3 - F_{15y} b_{10} - (F_{3y} + F_{4y}) \cos(\delta_2) b_2 - (F_{3x} + F_{4x}) \sin(\delta_2) b_2 + (F_{3x} - F_{4x}) \cos(\delta_2) d_7 - (F_{5y} + F_{6y}) \sin(\delta_2) b_3 + (F_1 + F_2) b_1 \cos(\delta_1) + (F_{5x} - F_{6x}) \cos(\delta_2) d_7 - (F_{6y} - F_{5y}) \sin(\delta_2) d_7 - (F_{4y} - F_{3y}) \sin(\delta_2) d_7 + (F_2 - F_1) d_6 \sin(\delta_1) \quad (3)$$

با توجه به "شکل 3" معادلات حرکت تریلر اول در رابطه‌های (5)، (4) و (6) ارائه شده است.

$$\sum F_x = m_2(\dot{V}_{x2} - V_{y2}\omega_2) = F_{16x} + F_{17x} - (F_7 + F_8 + F_9 + F_{10}) \sin(\delta_2) \quad (4)$$

$$\sum F_y = m_2(\dot{V}_{y2} + V_{x2}\omega_2) = F_{16y} + F_{17y} + (F_7 + F_8 + F_9 + F_{10}) \cos(\delta_2) \quad (5)$$

$$\sum M_{CG} = I_2\dot{\omega}_2 = F_{16y} b_4 - (F_7 + F_8) \cos(\delta_2) b_5 - (F_9 + F_{10}) \cos(\delta_2) b_6 - F_{17y} b_{11} + (F_8 - F_7) \sin(\delta_2) d_8 + (F_{10} - F_9) \sin(\delta_2) d_8 \quad (6)$$

با توجه به "شکل 4" معادلات حرکت تریلر دوم در رابطه‌های (7)، (8) و (9) ارائه شده است.

$$\sum F_x = m_3(\dot{V}_{x3} - V_{y3}\omega_3) = F_{18x} - (F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14}) \sin(\delta_3) \quad (7)$$

$$\sum F_y = m_3(\dot{V}_{y3} + V_{x3}\omega_3) = F_{18y} + (F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14}) \cos(\delta_3) \quad (8)$$

$$\sum M_{CG} = I_4\dot{\omega}_4 = -(F_{11} + F_{12}) \cos(\delta_3) b_8 - (F_{13} + F_{14}) \cos(\delta_3) b_9 + F_{18y} b_7 + (F_{12} - F_{11}) \sin(\delta_3) d_{10} + (F_{14} - F_{13}) \sin(\delta_3) d_{10} \quad (9)$$

زاویه‌های مفصل بین کشنده و تریلر اول و همچنین تریلر اول و تریلر دوم به صورت رابطه‌های (10) و (11) ارائه می‌گردد.

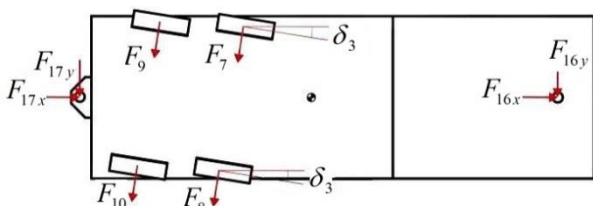


Fig. 3 The forces enter first trailer

شکل 3 نیروهای وارد به تریلر اول

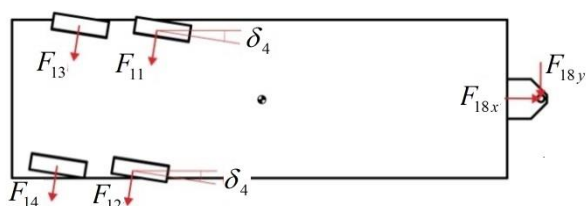


Fig. 4 the forces enter second trailer

شکل 4 نیروهای وارد به تریلر دوم

مدل‌سازی و صحنه‌گذاری یک خودروی طویل مفصلی پرداخته شده است. سپس پس از تعریف متغیرهای کنترلی مرجع، طراحی یک کنترل کننده جدید مبتنی بر ترکیب کنترل کننده‌های فعال حذف اختلالات و مد لغزشی بازگشتی، به منظور تنظیم دینامیک سمتی خودروی طویل مفصلی انجام شده است. نتایج با کنترل کننده‌های بهینه خطی و مد لغزشی مقایسه گردیده است که حاکی از برتری روش جدید به نسبت سایر روش‌ها می‌باشد. لازم به ذکر است در بخش نتایج شبیه‌سازی، کنترل کننده‌های طراحی شده بر روی مدل خودروی استخراج شده در نرم افزار متلب و مدل خودروی مبتنی بر نرم افزار تراکسیم، پیاده‌سازی شده و با یکدیگر مقایسه گردیده است. در واقع نبود یک مدل غیر خطی از خودروی طویل مفصلی به همراه یک کنترل کننده جدید مبتنی بر مدل غیر خطی، از نوآوری‌های اصلی این مقاله است.

2- مدلسازی دینامیکی

مطابق "شکل 1"، خودروی مورد نظر از سه قسمت اصلی کشنده و دو نیمه-تریلر تشکیل شده است. مدل ارائه شده از خودروی فوق یک مدل نوزده درجه آزادی می‌باشد. درجات آزادی که برای مدل دینامیکی در نظر گرفته شده است، عبارتند از: حرکت طولی و عرضی واحد کشنده، حرکت چرخشی واحد کشنده حول محور عمودی و برای واحدهای نیمه تریلر نیز حرکت چرخشی به طور مستقل از واحد کشنده در نظر گرفته شده است. چهارده درجه آزادی باقیمانده نیز اختصاص به حرکت دورانی چرخ‌ها دارد. به جهت ساده‌سازی در مدلسازی ارائه شده در این مقاله، از حرکت غلت و شیرجه تمامی واحدها صرف نظر شده است.

1-2- معادله‌های حرکت

در این بخش معادله‌های حرکت مربوط به هر واحد در دستگاه مختصات چسبیده به مرکز جرم همان واحد به صورت جداگانه استخراج می‌شود. با توجه به "شکل 2"، معادله‌های حرکت کشنده در رابطه‌های (1)، (2) و (3) ارائه شده است.

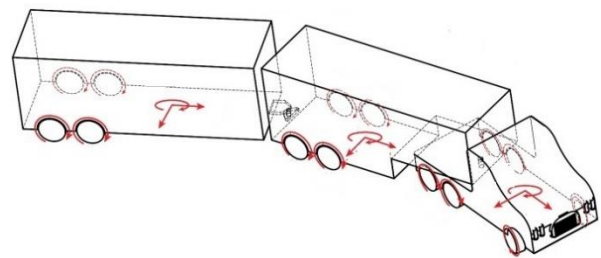


Fig. 1 Multi trailer articulated vehicle

شکل 1 خودروی طویل مفصلی با دو تریلر

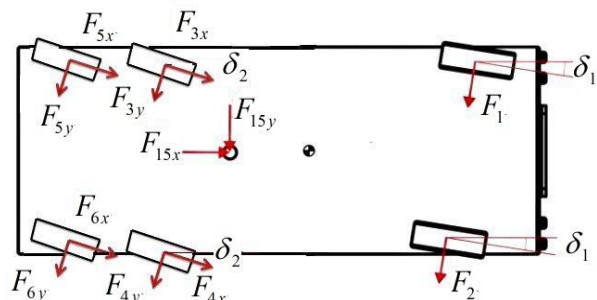


Fig. 2 The forces enter tractor

شکل 2 نیروهای وارد به کشنده

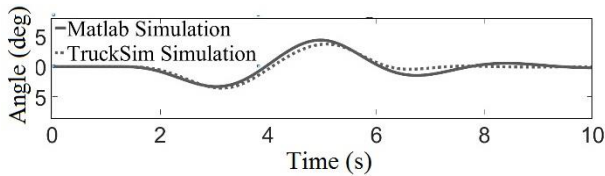


Fig. 7 Comparison of second articulation angle in Matlab and Trucksim
شکل 7 مقایسه زاویه مفصل دوم در نرم افزار متلب و تراکسیم

بایستی برای الگوریتم کنترلی مشخص شود. در کنترل دینامیک سمتی خودروی سواری، سرعت چرخشی جهت تأمین فرمانپذیری مناسب و زاویه لغزش جانبی جهت تأمین پایداری خودرو به عنوان متغیرهای حرکتی اصلی مطرح می‌شوند و به‌واسطه کنترل آن‌ها، دینامیک جانبی خودرو تصحیح می‌گردد. با توجه به بالاتر بودن مرتبه خودروی طولی مفصلی نسبت به خودروی سواری، چهار متغیر حرکتی سرعت چرخشی کشنده، سرعت جانبی کشنده، زاویه مفصل بین کشنده و تریلر اول و زاویه مفصل بین تریلر اول و تریلر دوم، به‌عنوان متغیرهای کنترلی انتخاب شده‌اند.

لازم به ذکر است، سرعت چرخشی تریلر اول و سرعت چرخشی تریلر دوم نیز از اهمیت بالایی در تنظیم دینامیک سمتی خودروی طولی مفصلی برخوردار است. ولی این متغیرهای حرکتی، مستقل نمی‌باشد. بر اساس رابطه (10) سرعت چرخشی تریلر اول وابسته به سرعت چرخشی کشنده و نرخ تغییرات زاویه مفصل اول و همچنین بر اساس رابطه (11) سرعت چرخشی تریلر دوم وابسته به سرعت چرخشی تریلر اول و نرخ تغییرات زاویه مفصل دوم می‌باشد.

بر اساس مرجع [11]، مدل مطلوب برای سرعت چرخشی کشنده به صورت رابطه (12) استخراج شده است.

$$\frac{\omega_1}{\delta_{\text{driver}}} = \frac{V_{x1}}{L_g + K_u V_{x1}^2} \quad (12)$$

در رابطه (12) L_g طول تعمیم یافته و K_u گرادیان کند فرمان تعمیم یافته برای خودروی طولی مفصلی می‌باشد. سرعت جانبی و زاویه لغزش جانبی کشنده، مطابق با رابطه (13)، با یکدیگر در ارتباط می‌باشند.

$$\beta_t = \arctan\left(\frac{V_{y1}}{V_{x1}}\right) \quad (13)$$

محدود ساختن زاویه لغزش جانبی کشنده در پیشگیری از قیچی کردن کشنده و تاب خوردن تریلرها موثر می‌باشد با توجه به مدل خودرویی که در طراحی کنترل‌کننده استفاده می‌شود، سرعت جانبی خودرو، تنظیم می‌گردد. در این مقاله مقدار مطلوب سرعت جانبی کشنده صفر تعریف می‌گردد.

بر اساس مراجع [15,11] و توسعه روش ذکر شده برای خودروی طولی مفصلی زوایای مفصل مطلوب به نحوی به دست می‌آید که ردیابی آن سبب شود، انتهای تریلر اول، مسیر مفصل اول و انتهای تریلر دوم مسیر مفصل دوم را در تمام سرعت‌ها ردیابی نماید. بنابراین، مقادیر مورد نظر را می‌توان به عنوان مدل مرجع، برای سیستم کنترلی تعریف نمود. به منظور توسعه روش فوق، یک خودروی طولی مفصلی در لحظه T و $T + T_s$ و $T + T_d$ در "شکل 8" نشان داده شده است. فاصله زمانی T_d ، مدت زمان مورد نیاز خودروی مفصلی برای پیمودن فاصله بین انتهای تریلر اول و مفصل اول و فاصله زمانی T_s ، مدت زمان مورد نیاز خودروی مفصلی برای پیمودن فاصله بین انتهای تریلر دوم و مفصل دوم می‌باشد. موقعیت مفصل اول، در زمان T و در زمان $T + T_d$ به ترتیب با $f(T)$ و $f(T + T_d)$ نشان داده شده است. همچنین موقعیت انتهای تریلر اول در زمان T و در لحظه $T + T_d$ به ترتیب با $s(T)$ و $s(T + T_d)$ نشان داده شده است. موقعیت مفصل دوم، در زمان T و در زمان

$$\Gamma_1 = \phi_2 - \phi_1 \quad (10)$$

$$\Gamma_2 = \phi_3 - \phi_2 \quad (11)$$

با حذف نیروهای قیدی معادلات خودروی طولی مفصلی به صورت پنج معادله اصلی بدست می‌آید. نیروهای طولی و عرضی موثر بر تاپر در محل تماس تاپر با کف جاده ایجاد می‌شوند. نیروهای طولی جهت شتابگیری و نیروهای عرضی به منظور تنظیم جهت حرکت خودرو ایجاد خواهند شد. در این پژوهش از مدل جادویی¹ جهت شبیه سازی رفتار تاپر استفاده شده است [13-14]. مدل تاپر جادویی در مرکز تحقیقات دینامیک خودرو دلف توسعه داده شده و اکنون به عنوان یک مدل دقیق و کاملاً شناخته شده به طور وسیعی در شبیه سازی های دینامیک خودرو به کار می‌رود. در حالتی که تنها نیروهای طولی و جانبی حاصل می‌شوند، نیروی حاصل شده می‌تواند به عنوان تابعی از متغیر ورودی به صورت معادله بیان شود. ورودی‌های این مدل زاویه لغزش جانبی تاپر، نسبت لغزش، نیروهای نرمال تاپرها و ضریب اصطکاک می‌باشند. معادله اصلی تاپر در پیوست ذکر شده است.

3- صحنه گذاری

به منظور ارزیابی عملکرد مدل استخراج شده، از نرم افزار تراکسیم² استفاده شده است. این نرم افزار یک نرم افزار تخصصی جهت انجام تست‌های استاندارد و یا دلخواه بر روی خودروهای سنگین مختلف است. نتایج صحنه گذاری مربوط به یک مانور تعویض خط تکی می‌باشد که نتایج مدل استخراج شده در نرم افزار متلب با نتایج بدست آمده از نرم افزار تراکسیم مقایسه شده است. در این مانور خودرو با سرعت 60 کیلومتر بر ساعت می‌نماید و ورودی فرمان سینوسی به آن اعمال می‌شود. تغییرات زاویه فرمان اعمال شده به چرخ‌ها برای این مانور به صورت سینوسی با دامنه‌ی 3 درجه و مطابق "شکل 5" می‌باشد. در "شکل 6" و "شکل 7" نمودار مدل مطلوب و نرم افزار تراکسیم، برای زاویه مفصل بین کشنده و تریلر اول و همچنین زاویه مفصل بین تریلر اول و تریلر دوم در کنار هم نشان داده شده است.

4- تعیین متغیرهای کنترلی و مقادیر مطلوب

اولین قدم در طراحی هر سیستم کنترلی، تعریف اهداف کنترلی است که

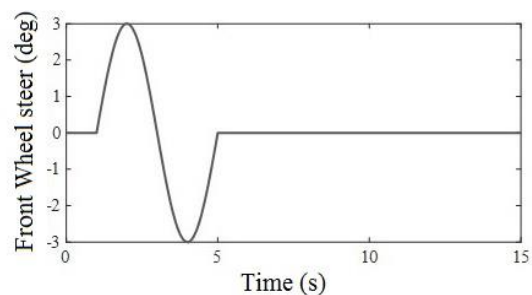


Fig. 5 Steering Angle

شکل 5 ورودی زاویه فرمان

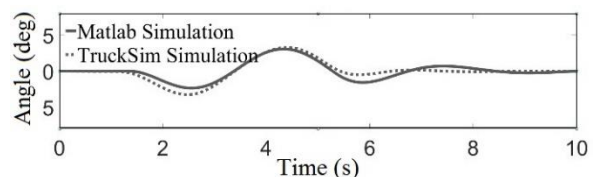


Fig. 6 Comparison of first articulation angle in Matlab and Trucksim

شکل 6 مقایسه زاویه مفصل اول در نرم افزار متلب و تراکسیم

¹ Magic formula tire model

² Trucksim

پوشش می‌دهد. همچنین هر چهار متغیر کنترلی با استفاده از روش پیشنهادی به راحتی تنظیم می‌گردند.

5-1-کنترل کننده فرمان فعال مبتنی بر روش کنترلی بهینه خطی

در قدم اول از طراحی کنترل کننده، مدل خطی ارائه شده از خودروی طویل مفصلی مد نظر قرار می‌گیرد. در این مدل که جهت طراحی سیستم کنترلی بکار گرفته می‌شود، از دینامیک طولی و غلت صرف نظر شده است و چرخ‌های طرفین یک محور در قسمت مرکزی آن فرض شده اند. با توجه به "شکل 9"، رابطه اصلی حاکم بر مدل فوق، با در نظر گرفتن سرعت جانبی کشنده، سرعت چرخشی کشنده، زوایای مفصل و نرخ تغییرات آن‌ها به عنوان متغیرهای حالت سیستم خطی، در نظر گرفته می‌شوند. معادلات خطی سیستم را می‌توان به صورت رابطه (16)، معرفی نمود.

$$M \begin{Bmatrix} \dot{V}_{y1} \\ \dot{\omega}_1 \\ \dot{F}_1 \\ \dot{F}_2 \end{Bmatrix} = A \begin{Bmatrix} V_{y1} \\ \omega_1 \\ F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} + C \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \\ \delta_4 \end{Bmatrix} \quad (16)$$

$$x_l = [V_{y1} \ \omega_1 \ \dot{F}_1 \ \dot{F}_2]^T \quad (17)$$

M و A ماتریس‌های شش در شش و B یک ماتریس شش در چهار می‌باشند. رابطه (16) را می‌توان با ضرب طرفین در M^{-1} به فرم فضای حالت به صورت معادله (18) ارائه نمود.

$$\dot{x}_l = A_l x_l + B_l u_l \quad (18)$$

$$A_l = M^{-1}A, B_l = M^{-1}C$$

کنترل کننده خطی شامل دو جبران ساز پیشخور و پسخور است. به منظور طراحی کنترل کننده، خطای ردیابی را می‌توان با تفاضل متغیرهای کنترلی و متغیرهای کنترلی مرجع به صورت رابطه (19) تعریف نمود.

$$e_l = \begin{Bmatrix} V_{y1} \\ \omega_1 \\ \dot{F}_1 \\ \dot{F}_2 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} V_{y1r} \\ \omega_{1r} \\ \dot{F}_{1r} \\ \dot{F}_{2r} \end{Bmatrix} = x_l - x_r \quad (19)$$

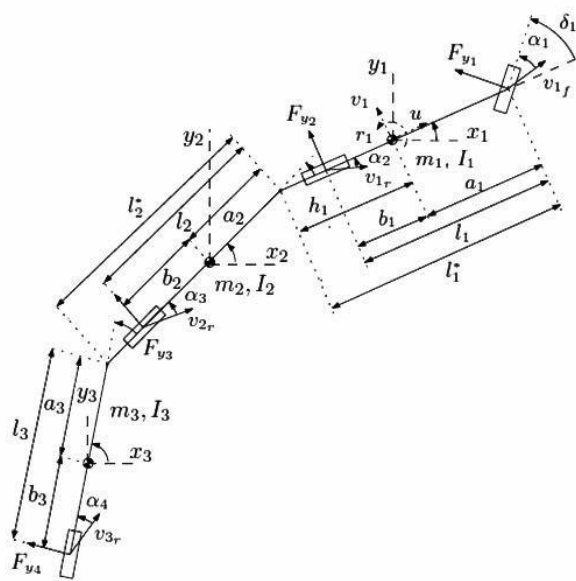


Fig. 9 Simple model of long articulated vehicle
شکل 9 مدل ساده از خودروی طویل مفصلی

$T + T_s$ به ترتیب با $g(T)$ و $g(T + T_s)$ نشان داده شده است. همچنین موقعیت انتهایی نیمه تریلر دوم در زمان T و در لحظه $T + T_s$ به ترتیب با $h(T)$ و $h(T + T_s)$ نشان داده شده است. هدف اصلی این مقاله، حذف خروج از مسیر و به عبارت دیگر، از بین بردن انحراف موقعیت، بین نقاط $f(T)$ و $s(T + T_d)$ و همچنین انحراف موقعیت بین نقاط $g(T)$ و $g(T + T_s)$ می‌باشد. بر اساس "شکل 8"، با ردیابی زاویه‌های مفصل مرجع $\Gamma_{1r}(T + T_d)$ و $\Gamma_{2r}(T + T_s)$ می‌توان به این هدف نائل شد. روابط (14) و (15) نشان دهنده زاویه‌های مفصل مرجع اول و دوم می‌باشند.

$$\Gamma_{1r}(T + T_d) = \tan^{-1} \frac{\Delta y_f}{\Delta x_f} \quad (14)$$

$$\Gamma_{2r}(T + T_s) = \tan^{-1} \frac{\Delta y_r}{\Delta x_r} \quad (15)$$

5- طراحی سیستم کنترل

در این بخش کنترل دینامیک سمتی خودروی سنگین طویل مفصلی با استفاده از زیر سیستم فرمان مد نظر می‌باشد. استراتژی کنترلی فرمان پایه برای خودروهای مفصلی را می‌توان در تحقیقی که در کنسرسیوم دینامیک خودرو کمبریج انجام شد یافت؛ جایی که یک کنترل کننده رگولاتور خطی درجه دو توسعه داده شد و بر روی یک کشنده شبه تریلر آزمایشی اجرا شد. کنترل کننده فوق به چرخ‌های محوره‌های شبه تریلر برای بهبود پایداری غلتشی و اصلاح مسیر مورد پیمایش، فرمان می‌دهد [16]. استفاده از سیستم فرمان فعال برای خودروهای طویل توسط رانگاو و جولا در مرجع [17] مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه یک کنترل کننده رگولاتور خطی درجه دو برای به حداقل رساندن نرخ شتاب جانبی به جای هدف قرار دادن کاهش خروج از مسیر، پیشنهاد شده است. این کنترل کننده از بازخوردهای همهی متغیر خودرو استفاده می‌کند و به محوره‌های تریلر اول و دوم فرمان می‌دهد و خروج از مسیر را در مانور شبیه‌سازی شده در سرعت متوسط 54 کیلومتر بر ساعت حذف می‌نماید. خلاء به کارگیری روش‌های کنترل غیرخطی، در خودروهای سنگین مفصلی با دو مفصل هدف اصلی این بخش می‌باشد. مهمترین دستاورد این بخش، ارائه یک روش مناسب جهت پیاده سازی کنترل کننده حذف کننده اختلالات مد لغزشی بازگشتی، به منظور تنظیم دینامیک سمتی خودروی طویل مفصلی است. مهمترین عاملی که رفتار خودرو را غیرخطی می‌نماید، نیروهای جانبی تایرها می‌باشد. ساختار کنترلی پیشنهادی به نحوی ارائه می‌گردد که به راحتی رفتار غیرخطی تایر را

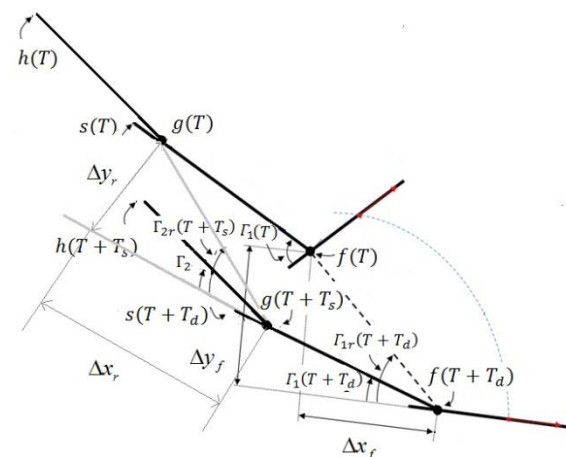


Fig. 8 Desired articulation angles for articulated long vehicle
شکل 8 زاویه‌های مفصل مرجع برای خودروی طویل مفصلی

تابع لیاپانوف را به فرم رابطه (31) تعریف می‌نماییم.

$$S = q - q_r$$

$$S = [s_1 \quad s_2 \quad s_3 \quad s_4]^T$$

$$q_r = \begin{bmatrix} -\Lambda_0 \int_0^t V_{y1} dt \\ \omega_{1r} - \Lambda_1 \int_0^t (\omega_1 - \omega_{1r}) dt \\ \dot{r}_1 - \Lambda_2 (r_1 - r_{1r}) - \Lambda_3 \int_0^t (r_1 - r_{1r}) dt \\ \dot{r}_2 - \Lambda_4 (r_2 - r_{2r}) - \Lambda_5 \int_0^t (r_2 - r_{2r}) dt \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$V(t) = \frac{1}{2} S^T N S \quad (31)$$

هدف کنترلی در اینجا، حفظ سطوح کنترلی در مقدار صفر است. با مشتق گرفتن از رابطه (31) قانون کنترلی مناسب را می‌توان به صورت رابطه (33) تعریف نمود، که در آن \dot{V} ورودی کنترلی می‌باشد که اگر دینامیک سیستم به صورت دقیق شناخته شده باشد، \dot{V} را برابر صفر می‌نماید. بنابراین \dot{V} به صورت رابطه (34) بیان می‌گردد. پارامترهای k_1 تا k_4 مقادیر مثبتی دارند.

$$\dot{V}(t) = S^T N \dot{S} = S^T (U_t - D\omega_1 V_{x1} - N\dot{q}_r) \quad (32)$$

$$U = \dot{V} - K \text{sgn}(S) \quad (33)$$

$$K = \text{diag}[k_1 \quad k_2 \quad k_3 \quad k_4] \quad (34)$$

$$\dot{V} = \dot{N}\dot{q}_r + \dot{D}\omega_1 V_{x1} \quad (34)$$

در رابطه (34) \dot{N} و \dot{D} به ترتیب مقادیر نامی ماتریسهای N و D می‌باشد.

بنابراین حدود زیر به‌عنوان خطاهای مدل‌سازی منظور می‌گردد.

$$\tilde{N} \geq |\tilde{N} - N| \quad \& \quad \tilde{D} \geq |\tilde{D} - D| \quad (35)$$

مشتق زمانی تابع لیاپانوف را می‌توان به صورت رابطه (36)

$$\dot{V}(t) \leq S^T (\tilde{D}\dot{\psi}_t u_t + \tilde{N}\dot{q}_r) - \sum_{i=1}^4 k_i |s_i| \quad (36)$$

متعاقباً پارامترهای k_i را می‌توان به صورت رابطه (37) تعریف نمود.

$$k_i \geq \left| \tilde{D}\dot{\psi}_t u_t + \tilde{N}\dot{q}_r \right| + \eta_i \quad (37)$$

که η_i ها، پارامترهای مثبت می‌باشند و مطابق رابطه (38) منجر به ارضای شرط لغزش می‌گردند.

$$\dot{V}(t) \leq - \sum_{i=1}^4 \eta_i |s_i| \quad (38)$$

این شرط لغزش تضمین می‌کند که به سطح لغزش صفر در زمان محدودی دست یابیم. با ملاحظه رابطه (28)، رابطه میان بردار ورودی کنترلی و بردار نیروی جانبی را می‌توان به صورت رابطه (39) بیان نمود.

$$U_t = Z_f F_y \quad (39)$$

$$Z_f = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ b_1 & -(b_2 + b_3) & -b_{10} & -b_{10} \\ 0 & 2 & -(b_4 + b_6) & -(b_4 + b_{11}) \\ 0 & 0 & 0 & -(b_7 + b_9) \end{bmatrix} \quad \& \quad F_y = \begin{bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \\ F_{y3} \\ F_{y4} \end{bmatrix}$$

ماتریس Z_f معکوس پذیر است و نیروهای جانبی را می‌توان به راحتی با ضرب معکوس این ماتریس در ورودی کنترلی تعیین نمود. بنابراین نیروهای جانبی هر محور تعیین می‌گردند. در مرحله بعد با استفاده از مدل معکوس تایلر، زاویه لغزش جانبی محور جلوی کشنده (α_1)، محور عقبی کشنده (α_2)، محور عقبی نیمه‌تریلر اول (α_3) و محور عقبی نیمه‌تریلر دوم (α_4) از مدل چهار درجه آزادی تعیین می‌گردند و با استفاده از آن‌ها، در قدم نهایی، می‌توان زاویه فرمان چرخ‌های محور مربوطه را محاسبه نمود. جهت مدل‌سازی رفتار تایلر از مدل جادویی تایلر استفاده شده است، ولی در اینجا، برای پرهیز از محاسبات پیچیده، از مدل ساده نیروی جانبی پیشنهاد شده توسط دانشمند سرشناس ماساتو ابه که تطابق بسیار مناسبی با مدل جادویی دارد برای محاسبه زاویه-

با مشتق‌گیری از رابطه (19)، معادله دیفرانسیل حاکم بر خطای ردیابی را می‌توان به فرم رابطه (20) بیان نمود.

$$\dot{e}_l = A_l e_l + B_l u_l - \dot{x}_r + A_l x_r \quad (20)$$

حال ورودی کنترلی را می‌توان به صورت دو قسمت پیشخور و پسخور به صورت رابطه (21) تعریف نمود.

$$u_l = u_{ff} + u_{fb} \quad (21)$$

در رابطه (21) u_{ff} ورودی پیشخور و u_{fb} ورودی پسخور می‌باشد. جایگزینی رابطه (21) در رابطه (20)، رابطه (22) را نتیجه می‌دهد.

$$\dot{e}_l = A_l e_l + B_l u_{fb} + B_l u_{ff} - \dot{x}_r + A_l x_r \quad (22)$$

براین اساس، ورودی کنترلی پیشخور به صورت رابطه (23) تعریف می‌گردد:

$$u_{ff} = B_l^{-1} (\dot{x}_r - A_l x_r) \quad (23)$$

لازم به ذکر است که ماتریس B_l مربعی نمی‌باشد و B_l^{-1} یک شبه معکوس است که جهت محاسبه ورودی پیشخور مورد استفاده قرار می‌گیرد. حال با ترکیب رابطه (20) و (21) معادله حالت خطا به فرم مرسوم رابطه (24) بیان می‌گردد.

$$\dot{e}_l = A_l e_l + B_l u_{fb} \quad (24)$$

کنترل فیدبک با استفاده از قانون کنترل بهینه تعیین می‌شود. ورودی کنترلی پسخور بهینه را می‌توان با شرط کمینه سازی شاخص عملکردی زیر بدست آورد.

$$J = \int_0^\infty (e_l^T Q_l e_l + u_{fb}^T R_l u_{fb}) dt \quad (25)$$

2-5- کنترل کننده فرمان فعال با استفاده از روش کنترلی مد لغزشی

در این قسمت مدل خودروی مفصلی در قالب یک سیستم غیرخطی چند ورودی چندخروجی دیده می‌شود و کنترل کننده بر مبنای روش مد لغزشی طراحی می‌گردد [18-20]. در قدم اول از طراحی سیستم کنترلی مورد نظر، یک مدل دینامیکی از خودروی طویل مفصلی مورد نیاز است. با استفاده مدل خودروی چهار درجه آزادی، رابطه حاکم بر دینامیک سمتی خودروی مفصلی را می‌توان در فرم ماتریسی به صورت رابطه (26) ارائه نمود.

$$N\dot{q} + D\omega_1 V_{x1} = U_t \quad (26)$$

$$q = [V_{y1} \quad \omega_1 \quad \dot{r}_1 \quad \dot{r}_2]^T \quad (27)$$

$$U_t = \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \\ F_{y1} b_1 - \frac{F_{y2}(b_2 + b_3)}{2} - F_{y3} b_{10} - F_{y4} b_{10} \\ -F_{y3}(b_4 + b_6) \\ -F_{y4}(b_7 + b_9) \end{bmatrix} \quad (28)$$

N یک ماتریس چهار درجه چهار و D یک ماتریس چهار درجه یک می‌باشد. در رابطه (28)، U_t بردار ورودی کنترلی و q بردار متغیرهای کنترلی است که باید پاسخ مطلوب را ردیابی کند. سطوح لغزشی که می‌توانند متغیرها را مجبور سازد تا پاسخ‌های مطلوب را ردیابی نماید به صورت رابطه (29) تعریف می‌گردند.

$$s_1 = v_t + \Lambda_0 \int_0^t V_{y1} dt$$

$$s_2 = \omega_1 - \omega_{1r} + \Lambda_1 \int_0^t (\omega_1 - \omega_{1r}) dt$$

$$s_3 = \dot{r}_1 - \dot{r}_{1r} + \Lambda_2 (r_1 - r_{1r}) + \Lambda_3 \int_0^t (r_1 - r_{1r}) dt$$

$$s_4 = \dot{r}_2 - \dot{r}_{2r} + \Lambda_4 (r_2 - r_{2r}) + \Lambda_5 \int_0^t (r_2 - r_{2r}) dt \quad (29)$$

ترم‌های انتگرالی در رابطه بالا جهت حذف خطای حالت ماندگار به کار گرفته شده‌اند. از طرف دیگر پارامترهای Λ_0 تا Λ_5 مقادیر مثبتی دارند. در صورتی که سطوح کنترلی به صفر میل نمایند، تمامی متغیرهای حرکتی، مقادیر مطلوبشان را ردیابی خواهند نمود. با نوشتن سطوح کنترلی در فرم ماتریسی

ارتعاشات وارد بر جرم فربندی شده طراحی شده است. مشاهده گر متغیر توسعه یافته جهت تخمین اختلالات سیستم به کار گرفته شده است. در این پژوهش از ترکیب کنترل کننده های حذف کننده اختلالات، خطی تناسبی مشتقی و فازی تناسبی مشتقی جهت تضعیف ارتعاشات استفاده شده است. شبیه سازی نشان داده برتری این کنترل کننده ترکیبی نسبت به تک تک کنترل کننده هاست.

برای پیاده سازی این متد بر روی خودروی طویل با توجه به "شکل 9" از مدل ساده اما غیر خطی خودروی طویل مفصلی استفاده می نماییم. معادلات این مدل در رابطه های (42) تا (45) بیان شده اند.

$$\begin{aligned} & \{m_1 + m_2 + m_3\}(\dot{V}_{y1} + V_{x1}\omega_1) \\ & - \{m_2(h_1 + a_2) + m_3(h_1 + l^*_2 + a_3)\}\dot{\omega}_1 \\ & - \{m_2a_2 + m_3(l^*_2 + a_3)\}\dot{f}_1 - m_3a_3\dot{f}_2 \\ & = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} & -h\{m_2 + m_3\}(\dot{V}_{y1} + V_{x1}\omega_1) + \\ & \{l_1 + m_2h_2(h_1 + a_2) + m_3h_1(h_1 + l^*_2 + a_3)\}\dot{\omega}_1 \\ & \{m_2h_1a_2 + m_3h_1(l^*_2 + a_3)\}\dot{f}_1 + m_3h_1a_3\dot{f}_2 \\ & = F_{y1}a_1 - b_1F_{y2} - h_1(F_{y3} + F_{y4}) \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} & -\{m_2a_2 + m_3l^*_2\}(\dot{V}_{y1} + V_{x1}\omega_1) + \\ & \{l_2 + m_2a_2(h_1 + a_2) + m_3l^*_2(h_1 + l^*_2 + a_3)\}\dot{\omega}_1 \\ & + \{l_2 + m_2a_2^2 + m_3l^*_2(l^*_2 + a_3)\}\dot{f}_1 + m_3a_3l^*_2\dot{f}_2 \\ & = -l_2F_{y3} - l^*_2F_{y4} \end{aligned} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} & -m_3a_3(\dot{V}_{y1} + V_{x1}\omega_1) + \{l_3 + m_3a_3(h_1 + l^*_2 + a_3)\}\dot{\omega}_1 \\ & + \{l_3 + m_3a_3(l^*_2 + a_3)\}\dot{f}_1 + \{l_3 + m_3a_3^2\}\dot{f}_2 = -l_3F_{y4} \end{aligned} \quad (45)$$

جهت استفاده از این متد، لازم است معادله ها را به فرم فضای حالت بازنویسی نماییم. با استفاده از نرم افزار متلب معادله ها را به شکل چهار معادله مستقل غیر خطی به فرم معادله (46) می نویسیم.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= f(V_{x1}, V_{y1}, \omega_1, f_1, \dot{f}_1, f_2, \dot{f}_2) + U_{in} \\ f &= [f_1 \quad f_2 \quad f_3 \quad f_4]^T \\ U_{in} &= [u_{1in} \quad u_{2in} \quad u_{3in} \quad u_{4in}]^T \\ x_1 &= [V_{y1} \quad \omega_1 \quad \dot{f}_1 \quad \dot{f}_2]^T \end{aligned} \quad (46)$$

لازم به ذکر است هر سطر از ماتریس $f(t)$ متشکل از ترکیب ترم های ماتریس X_2 و ترم های جرم و ممان اینرسی و ابعاد خودروی طویل مفصلی می باشد، حال آنکه مشتق ترم های ماتریس X_2 در ماتریس $f(t)$ ظاهر نمی شود و بنابراین چهار معادله غیر خطی ایجاد شده است. همچنین هر سطر از ماتریس U_{in} شامل ترکیبی از نیروی جانبی محورهای خودروی طویل می باشد. در متد کنترلی حذف اختلالات جهت تخمین متغیر از مشاهده گر خطی توسعه یافته¹ استفاده می شود. هر کدام از چهار معادله خودروی طویل مفصلی را می توان به صورت فضای حالت بازنویسی نمود. به عنوان مثال معادله های (47) تا (50) مربوط به زاویه مفصل دوم خودرو می باشند.

$$\dot{f}_1 = f_3(V_{x1}, V_{y1}, \omega_1, f_1, \dot{f}_1, f_2, \dot{f}_2) + u_{3in}, y = \beta \quad (47)$$

$$\beta_1 = f_1, \beta_2 = \dot{f}_1, \beta_3 = f_3 \quad (48)$$

$$\beta = [\beta_1 \quad \beta_2 \quad \beta_3]^T \quad (49)$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_1 &= A\beta + Bu_{3in} + Eh \\ y &= C\beta, h = f_3 \end{aligned} \quad (50)$$

همچنین معادله مشاهده گر برای زاویه مفصل دوم خودرو در معادله (51) قابل رویت می باشد.

$$\begin{aligned} \dot{e} &= A_e e + Bu_{3in} + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= Ce \\ e &= [e_1 \quad e_2 \quad e_3]^T \\ L &= [l_1 \quad l_2 \quad l_3]^T \end{aligned} \quad (51)$$

¹ LESO

های لغزش استفاده می نماییم.

$$F_{yi} = \begin{cases} - \left[C_i \alpha_i - \text{sgn}(\alpha_i) \frac{C_i^2}{4\mu F_{zi}} \alpha_i^2 \right] \sqrt{\left(1 - \left(\frac{F_{xi}}{\mu F_{zi}}\right)^2\right)} |\alpha_i| < \frac{2\mu F_{zi}}{C_i} \\ -\text{sgn}(\alpha_i) \mu F_{zi} \sqrt{\left(1 - \left(\frac{F_{xi}}{\mu F_{zi}}\right)^2\right)} |\alpha_i| \geq \frac{2\mu F_{zi}}{C_i} \end{cases} \quad (40)$$

در رابطه (40)، μ نشان دهنده ضریب اصطکاک است و همچنین C_i نیز ثابت دور زنی برای چرخهای هر محور می باشد. بنابراین، با معلوم بودن نیروی جانبی هر محور، با استفاده از رابطه (40) می توان زاویه لغزش محور مربوطه را تعیین نمود. در قدم آخر پس از محاسبه زوایای لغزش محورها، زاویه فرمان هر محور، از رابطه (41) محاسبه می شود.

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \alpha_1 + \tan^{-1} \left(\frac{V_{y1} + \omega_1 b_1}{V_{x1}} \right) \\ \delta_2 &= \alpha_2 + \tan^{-1} \left(\frac{V_{y1} - \omega_1 \frac{(b_2 + b_3)}{2}}{V_{x1}} \right) \\ \delta_3 &= \alpha_3 + \tan^{-1} \left(\frac{V_{y2} - \omega_2 b_6}{V_{x2}} \right) \\ \delta_4 &= \alpha_4 + \tan^{-1} \left(\frac{V_{y3} - \omega_3 b_9}{V_{x3}} \right) \end{aligned} \quad (41)$$

3-5-3- کنترل کننده فرمان فعال با استفاده از روش کنترلی حذف اختلالات مد لغزشی بازگشتی

در این بخش یک روش جدید بر اساس متد حذف اختلات و مد لغزشی بازگشتی معرفی می گردد. به دلیل پیچیدگی خودروی سنگین مفصلی از مدل ساده اما غیر خطی خودرو استفاده می نماییم. در واقع نوآوری این روش جدید در اینجا مطرح می شود که در عین پیچیدگی نیاز به خطی سازی مدل خودرو مفصلی نمی باشد و از یک مدل صفحه ای خودرو استفاده می نماییم. در این پژوهش بر اساس الگوریتم پیشنهادی از مزیت های هر دو کنترل کننده مد لغزشی بازگشتی و کنترلی فعال اختلالات به طور همزمان استفاده شده و برای اولین بار یک کنترل کننده جدید به نام کنترلی فعال اغتشاشات مد لغزشی تطبیقی بازگشتی برای خودروی طویل مفصلی طراحی می گردد. در مرجع [21] کنترل کوآدراتور به وسیله چهار ورودی کنترلی جهت پایداری حرکت انتقالی و چرخش حول سه محور انجام شده است. جهت تخمین اختلالات سیستم، مشاهده گر متغیر توسعه یافته غیر خطی به کار گرفته شده است. در این مقاله با تعریف سطوح کنترلی مناسب جهت دنبال کردن متغیرهای مرجع و استفاده از آن در متد کنترلی حذف کننده اختلالات به خوبی توانسته است پایداری سیستم را تضمین نماید. در مرجع [22] کنترل کننده بازگشتی تطبیقی برای یک گلايدر زیر آب طراحی شده است. این روش بر اساس معادله های فضای حالت یک گلايدر و بر پایه فرض های منطقی استخراج شده است. زاویه غلت، زاویه پیچ و سرعت گلايدر به عنوان متغیرهای کنترلی در نظر گرفته شده اند و یک تابع لیاپانوف حاصل از خطای دنباله روی از متغیرهای کنترلی تعریف شده است. بر اساس تئوری پایداری لیاپانوف، قوانین کنترلی طوری استخراج شده اند که خطای دنباله روی به سمت صفر میل کند. در انتها نتایج این کنترل کننده با نتایج یک کنترل کننده درجه دو خطی مقایسه و برتری این متد نشان داده شده است. در مرجع [23] به بررسی ارتعاشات سیستم تعلیق یک خودروی کامل جهت بهبود راحتی سرنشین پرداخته شده است. پس از استخراج مدل سیستم تعلیق یک خودرو و در نظر گرفتن حرکات عمودی، غلت زنی و کله زنی و تقسیم آن به سه زیر سیستم، برای هر بخش یک کنترل کننده جهت تضعیف

$$z_1 = x_1 - x_{1d} \quad (55)$$

$$z_2 = x_2 - \dot{x}_{1d} + \alpha z_1 \quad (56)$$

$$\dot{z}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1d} = x_2 - \dot{x}_{1d} = z_2 - \alpha z_1 \quad (57)$$

$$z_2 = \dot{z}_1 + \alpha z_1$$

$$\alpha = \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_4 \end{bmatrix} \quad (58)$$

پارامترهای ماتریس α مقادیرهای مثبت و ثابتی دارند.

حال تخمین ماتریس x_1 و x_2 را با توجه به معادله (54) در معادله‌های (56)

و (57) قرار می‌دهیم تا معادله‌های (59) تا (61) بدست آیند.

$$z_1 = \hat{x}_1 - x_{1d} \quad (59)$$

$$\dot{z}_1 = \dot{\hat{x}}_1 - \dot{x}_{1d} = \hat{x}_2 + l_1(x_1 - \hat{x}_1) - \dot{x}_{1d} \quad (60)$$

$$z_2 = \hat{x}_2 + l_1(x_1 - \hat{x}_1) - \dot{x}_{1d} + \alpha z_1 \quad (61)$$

اولین تابع لیاپانف را به فرم معادله (62) تعریف می‌نماییم و مشتق آن را در

معادله (63) می‌نویسیم.

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^T z_1 \quad (62)$$

$$\dot{V}_1 = z_1^T \dot{z}_1 = z_1^T (z_2 - \alpha z_1) \quad (63)$$

سطوح کنترلی را می‌توان به فرم رابطه (64) تعریف نمود.

$$s = kz_1 + z_2 = (k + \alpha)z_1 + \dot{z}_1$$

$$k = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 \end{bmatrix} \quad (64)$$

پارامترهای ماتریس رابطه (64) مقادیرهای مثبت و ثابتی دارند. دومین تابع

لیاپانف را بر اساس متد بازگشتی به فرم معادله (65) می‌نویسیم. با مشتق

گرفتن از رابطه (65)، رابطه (66) حاصل می‌شود.

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} s^T s \quad (65)$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + s^T \dot{s} = z_1^T (z_2 - \alpha z_1) + s^T (kz_1 + \dot{z}_2) =$$

$$z_1^T z_2 - z_1^T \alpha z_1 + s^T [k(z_2 - \alpha z_1) + \hat{x}_3 + BU_{in}$$

$$+ l_2(x_1 - \hat{x}_1) + l_1(\dot{x}_1 - \dot{\hat{x}}_1) - \dot{x}_{1d} + \alpha \dot{z}_1] \quad (66)$$

حال ورودی کنترلی را به نحوی تعیین می‌نماییم که تابع لیاپانوف منفی شود

و پایداری سیستم تضمین گردد.

$$U_{in} = B^T [-k(z_2 - \alpha_1 z_1) - \hat{x}_3 + l_2(x_1 - \hat{x}_1) - \dot{x}_{1d} + l_1(\dot{x}_1 - \dot{\hat{x}}_1) + \dot{x}_{1d} + \alpha \dot{z}_1 - R_1(s + R_2 \text{sgn}(s))] \quad (67)$$

ماتریس‌های R_1 و R_2 در رابطه (68) تعریف شده‌اند و پارامترهای آن‌ها

مقدارهایی مثبت و ثابت دارند.

$$R_1 = \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_4 \end{bmatrix} \quad \& \quad R_2 = \begin{bmatrix} r_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_8 \end{bmatrix} \quad (68)$$

در رابطه (51) ماتریس L بهره مشاهده‌گر می‌باشد و پارامترهای موجود در این ماتریس دارای مقدار ثابت می‌باشند. الگوریتم کلی روش حذف‌کننده اختلالات برای هر یک از چهار متغیر کنترلی در "شکل 10" قابل مشاهده است.

کنترل‌کننده به کار گرفته شده در این الگوریتم می‌تواند خطی یا غیر خطی باشد که در این مقاله از کنترل‌کننده مد لغزشی بازگشتی حذف‌کننده اختلالات استفاده شده است. در "شکل 11" ایده به کارگیری این روش شرح داده شده است. هر کدام از بلوک‌های کنترل‌کننده برای هر متغیر خود شامل "شکل 10" می‌باشند.

در گام اول با توجه به متغیرهای خودرو نظیر سرعت طولی و عرضی و چرخشی واحد کشنده، سرعت چرخشی واحد های تریلر اول و دوم یا زاویه مفصل اول و دوم به تعیین سرعت جانبی مرجع، سرعت چرخشی مرجع، و زوایای مفصلی مرجع می‌پردازیم. در مرحله بعد هر یک از چهار متغیر اصلی یعنی سرعت جانبی و چرخشی واحد کشنده و زاویه های مفصل اول و دوم با مقدار مرجع متناظر خود وارد یکی از چهار بلوک کنترلی نشان داده در "شکل 11" می‌شوند.

متغیرهای تخمین زده شده به فرم معادله‌های (52) و (53) تعریف می‌شوند.

$$\hat{x}_1 = [\hat{V}_{y1} \quad \hat{\omega}_1 \quad \hat{I}_1 \quad \hat{I}_2]^T \quad (52)$$

$$\hat{x}_2 = [\hat{V}_{y1} \quad \hat{\omega}_1 \quad \hat{I}_1 \quad \hat{I}_2]^T \quad (53)$$

با استفاده از معادله‌های مشاهده‌گر چهار متغیر خودرو که قصد کنترل آن‌ها را داریم به فرم ماتریسی در معادله (54) می‌نویسیم. ماتریس z_1 و z_2 را تعریف نموده و رابطه بین آن‌ها را در معادله (58) مشخص می‌نماییم.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_1 &= \hat{x}_2 + l_1(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 &= \hat{x}_3 + BU_{in} + l_2(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_3 &= l_3(x_1 - \hat{x}_1) \end{aligned}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (54)$$

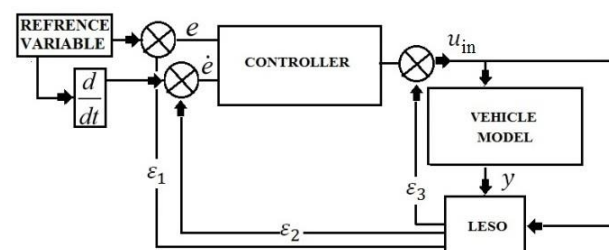


Fig. 10 Active Disturbance Rejection control method

شکل 10 الگوریتم روش کنترلی حذف‌کننده اختلالات

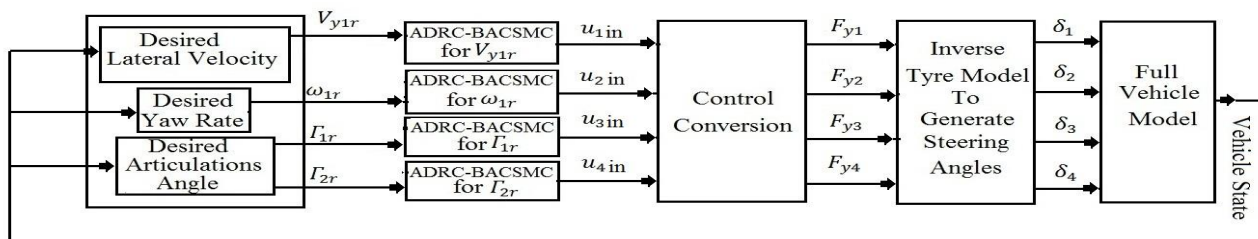


Fig. 11 Active Disturbance Rejection control theory for articulated long vehicle

شکل 11 دیاگرام روش کنترلی حذف‌کننده اختلالات برای خودروی طولی مفصلی

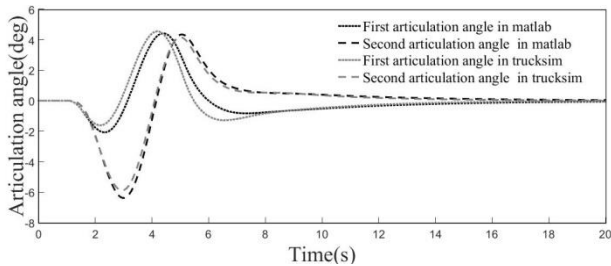


Fig. 15 Changes in articulation angles with LQR controller

شکل 15 تغییرات زاویه مفصل اول و دوم با کنترل کننده خطی

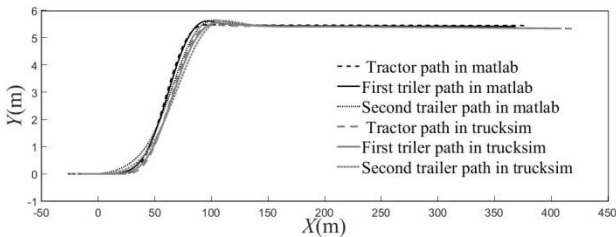


Fig.16 Lane change paths of vehicle with sliding mode controller

شکل 16 مسیر حرکت خودرو در مانور تعویض خط با کنترل کننده مد لغزشی

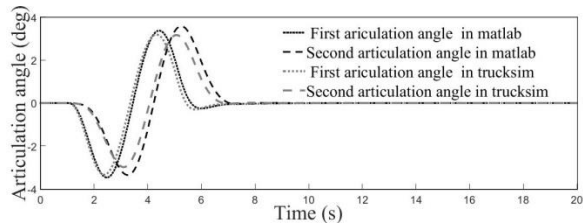


Fig. 17 Changes in articulation angles with sliding mode controller

شکل 17 تغییرات زاویه مفصل اول و دوم با کنترل کننده مد لغزشی

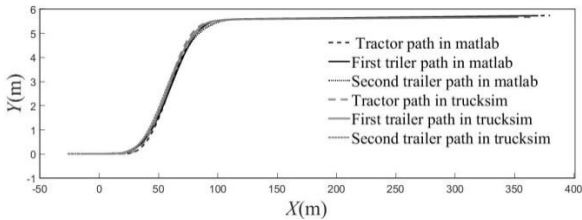


Fig. 18 Lane change paths of vehicle with new controller

شکل 18 مسیر حرکت خودروی مفصلی در مانور تعویض خط با کنترل کننده جدید

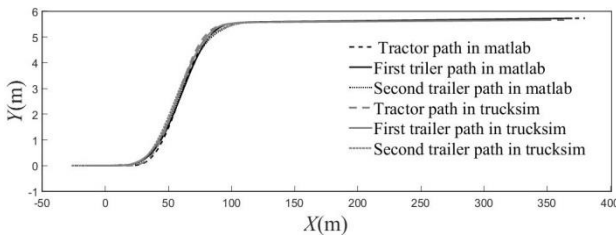


Fig. 19 Changes in articulation angles with new controller

شکل 19 تغییرات زاویه مفصل اول و دوم با کنترل کننده جدید

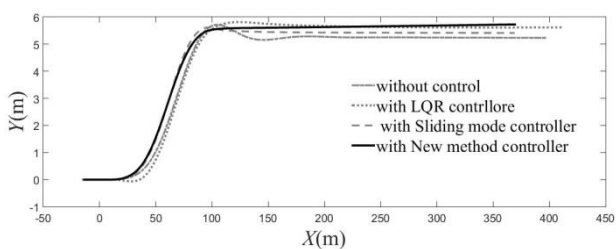


Fig. 20 Tractor path with various controllers

شکل 20 مسیر حرکت کشنده با کنترل کننده های مختلف

با مشخص شدن هر یک از چهار ورودی کنترلی با استفاده از یک دستگاه چهار معادله و چهار مجهول به تعیین نیروی جانبی هر یک از محورهای می-پردازیم. پس از مشخص شدن نیروی هر محور، با توجه به رابطه های (40) و (41) زاویه فرمان کنترلی هر محور مشخص می شود.

6- نتایج شبیه سازی

برای مشاهده و مقایسه نتایج، خودرو در معرض دو مانور در سرعت بالا و پایین در جاده خشک قرار می گیرد. ابتدا از یک مانور تعویض خط استفاده می نماییم. در این مانور خودروی طولی مفصلی با سرعت 80 کیلومتر بر ساعت حرکت کرده و ورودی فرمان سینوسی به آن اعمال می شود. تغییرات زاویه ای فرمان اعمال شده به چرخ های جلو واحد کشنده برای این مانور به صورت سینوسی با دامنه ی 3 درجه و یک دوره ی کامل چهار ثانیه ای می باشد. در مانور دوم خودروی طولی مفصلی با سرعت 15 کیلومتر بر ساعت حرکت کرده و ورودی فرمان پله ای شکل با دامنه ی 16 درجه جهت عبور از پیچ 90 درجه به آن اعمال می شود. کنترل کننده های طراحی شده بر روی مدل خودروی استخراج شده در نرم افزار متلب و مدل خودروی مبتنی بر نرم افزار تراکسیم، پیاده سازی شده و در "شکل های 12 تا 25" با یکدیگر مقایسه گردیده است. لازم به ذکر است در "شکل 20" مسیر حرکت واحد کشنده خودروی طولی مفصلی در مانور تعویض خط با کنترل کننده های مختلف و در "شکل های 21 و 22" تغییرات زاویه مفصل اول و دوم با کنترل کننده های مختلف نشان داده شده است.

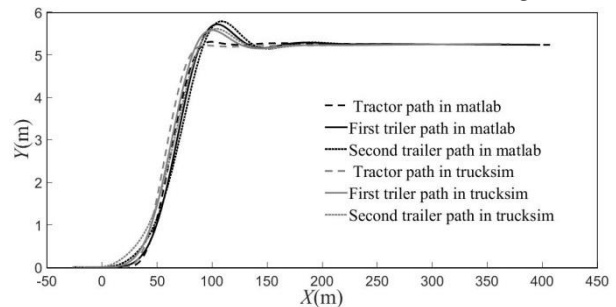


Fig. 12 Lane change paths of vehicle without control

شکل 12 مسیر حرکت خودروی مفصلی در مانور تعویض خط بدون کنترل کننده

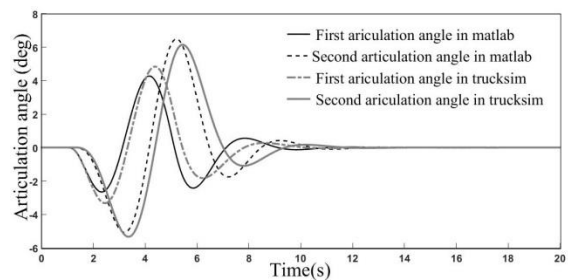


Fig. 13 Changes in articulation angles without control

شکل 13 تغییرات زاویه مفصل اول و دوم بدون کنترل کننده

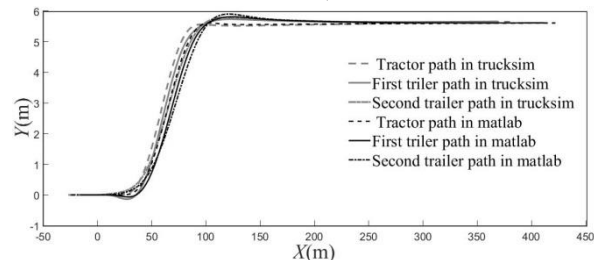


Fig. 14 Lane change paths of vehicle with lqr controller

شکل 14 مسیر حرکت خودروی مفصلی در مانور تعویض خط با کنترل کننده خطی

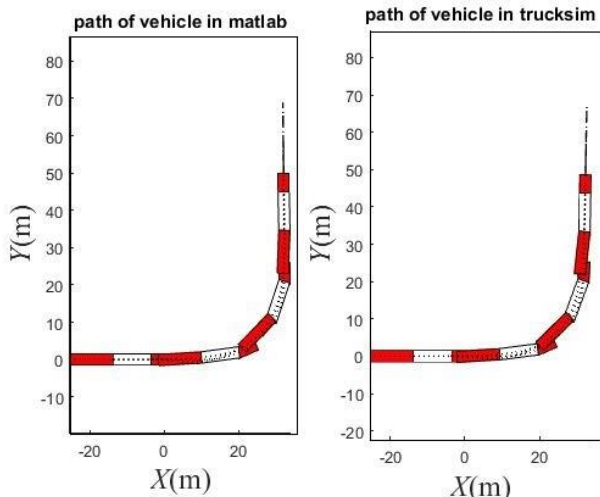


Fig. 25 Lane change paths of vehicle with new controller

شکل 25 مسیر حرکت خودروی مفصلی با کنترل کننده جدید

7- نتیجه گیری

در این مقاله یک خودروی طویل مفصلی مدل سازی و به بهبود رفتار آن پرداخته شده است. مشکل عمده این خودروها مانورپذیری ضعیف در سرعت پایین و عملکرد جانبی نامناسب در سرعت بالا می باشد، که موجب تصادفها و خسارت های جانی و مالی می شود. در ادامه یک متد کنترلی جدید، مبتنی بر ترکیب کنترل کننده های فعال حذف اختلالات و مد لغزشی بازگشتی، به منظور تنظیم دینامیک سمتی خودروی طویل مفصلی معرفی و نتایج شبیه سازی در مانورهای با سرعت بالا و پایین با کنترل کننده های بهینه خطی و مد لغزشی در هر دو نرم افزار متلب و تراکسیم مقایسه شده است. نتایج به دست آمده نشان گر برتری این متد جدید می باشد.

9- پیوست

9-1- مشخصات خودرو و کنترل کننده ها

Table 1 Vehicle parameters

مقدار	پارامتر
6308 kg	وزن تراک (کشنده)
19665 kgm ⁻²	ممان اینرسی کشنده حول محور عمودی
1.384 m	فاصله محور جلو تا مرکز جرم کشنده
3.616 m	فاصله محور وسط تا مرکز جرم کشنده
4.886 m	فاصله محور عقب تا مرکز جرم کشنده
4.251 m	فاصله مرکز جرم کشنده تا محل مفصل اول
1.015 m	نصف فاصله دو چرخ جلو کشنده
0.9315 m	نصف فاصله دو چرخ عقب کشنده
kg 5927	وزن تریلر اول بدون بار
179992 kgm ⁻²	ممان اینرسی تریلر اول حول محور
5.5 m	فاصله محل مفصل جلو تا مرکز جرم تریلر اول
0.5 m	فاصله محور وسط تا مرکز جرم تریلر اول
2.94 m	فاصله محور عقب تا مرکز جرم تریلر اول
2.84 m	فاصله مفصل عقب تا مرکز جرم تریلر اول
0.9315 m	نصف فاصله دو چرخ تریلر اول
kg 5927	جرم تریلر دوم
179992 kgm ⁻²	ممان اینرسی تریلر دوم حول محور عمودی

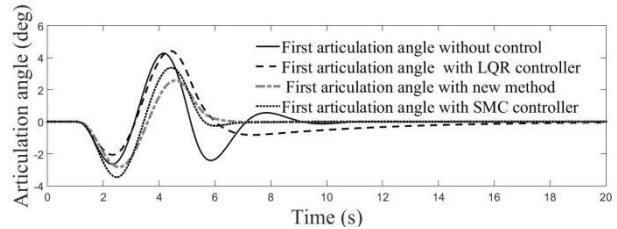


Fig. 21 Changes in first articulation angle with various controllers

شکل 21 تغییرات زاویه مفصل اول با کنترل کننده های مختلف

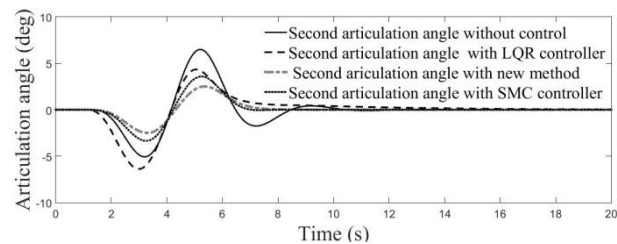


Fig. 22 Changes in second articulation angle with various controllers

شکل 22 تغییرات زاویه مفصل دوم با کنترل کننده های مختلف

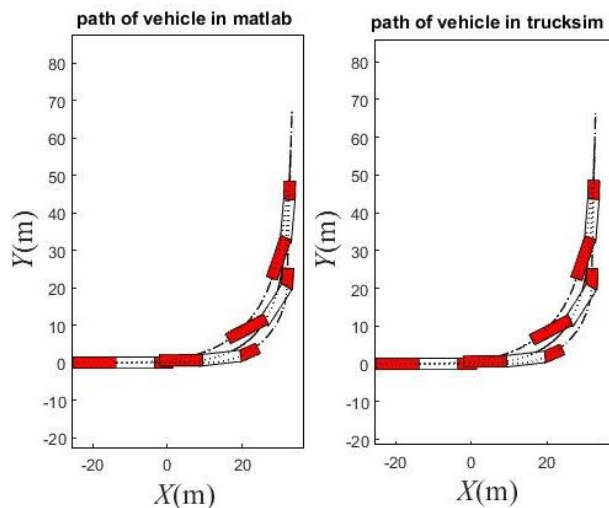


Fig. 23 Paths of vehicle with LQR controller

شکل 23 مسیر حرکت خودروی مفصلی با کنترل کننده خطی

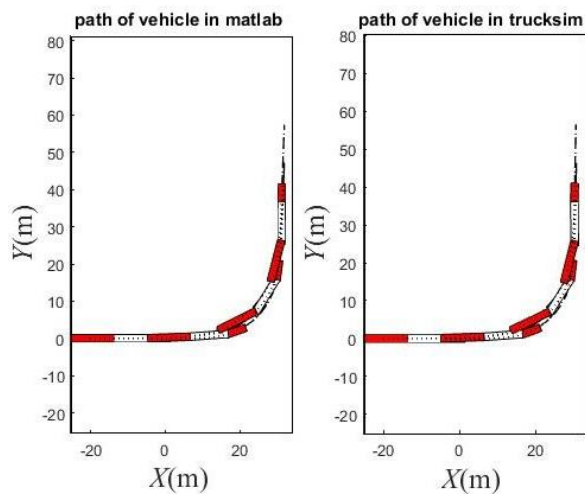


Fig. 24 paths of vehicle with sliding mode controller

شکل 24 مسیر حرکت خودرو با کنترل کننده مد لغزشی

b_{10}	فاصله مرکز جرم کشنده تا محل مفصل 1	5.5 m	فاصله محل مفصل جلو تا مرکز جرم تریلر دوم
b_{11}	فاصله مفصل عقب تا مرکز جرم تریلر اول	0.5 m	فاصله محور وسط تا مرکز جرم تریلر دوم
c_1	ثابت دور زنی چرخ‌های جلو کشنده	2.94 m	فاصله محور عقب تا مرکز جرم تریلر دوم
c_2	ثابت دور زنی چرخ‌های عقب کشنده	0.9315 m	نصف فاصله دو چرخ تریلر دوم
c_3	ثابت دور زنی چرخ‌های تریلر اول	171000	ثابت دور زنی چرخ‌های جلو کشنده
c_4	ثابت دور زنی چرخ‌های تریلر دوم	161000	ثابت دور زنی چرخ‌های عقب کشنده
d_6	نصف فاصله دو چرخ جلو کشنده	90000	ثابت دور زنی چرخ‌های نیمه تریلر ها
d_7	نصف فاصله دو چرخ عقب کشنده		
d_8	نصف فاصله دو چرخ تریلر اول		
d_9	نصف فاصله دو چرخ تریلر دوم		

Table 2 Controllers parameters

جدول 2 پارامترهای کنترل کننده ها

پارامتر	مقدار
Λ_0	10
Λ_1	5
Λ_2	8
Λ_3	10
Λ_4	15
Λ_5	4
k_1	1500
k_2	1000
k_3	1200
k_4	14000
α_1	1
α_2	2
α_3	4
α_4	3
r_1	1
r_2	1.5
r_3	3
r_4	2
r_5	3
r_6	2
r_7	4
r_8	3

I_1	ممان اینرسی تراک حول محور Z
I_2	ممان اینرسی تریلر اول حول محور Z
I_3	ممان اینرسی تریلر دوم حول محور Z
m_1	وزن کشنده
m_2	وزن تریلر اول بدون بار
m_3	جرم تریلر دوم
V_{y1}	سرعت جانبی کشنده
V_{x1}	سرعت طولی کشنده
علایم یونانی	
ω_1	سرعت طولی کشنده
ϕ_1	زاویه یاو کشنده (انتگرال سرعت چرخشی)
Γ_1	زاویه مفصل اول
Γ_2	زاویه مفصل دوم

10- مراجع

- [1] B. Ujnovich, *Active Steering of Articulated Vehicles*, Engineering Department of Cambridge University, PhD thesis, UK, 2005.
- [2] C. A. Feletcher, Trailer steering, An australian research perspective and application for by-wire control, *Proceedings 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions*, Chicago, September 15-18, 2006.
- [3] R. Krishna, H. S. Tsao, Effect of multi axle steering on off tracking and dynamic lateral response of articulated tractor-trailer combinations, *International Journal of Heavy Vehicle System*, Vol. 14, No. 4, pp. 143-152, 2007.
- [4] C. Cheng, D. Cebon, Impoving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi_trailer steering, *Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, No. 8, pp. 373-388, 2008.
- [5] S. H. Lee, The articulated vehicle dynamic analysis using the AWS (All Wheel Steering) ECU (Electronic Control Unit) test, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 23, No. 2, pp. 923-926, 2009.
- [6] M. Islam, M. Mikaric, S. He, Parallel design optimization of articulated heavy vehicles with active safety systems, *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, Germany, Berlin, october 12-15, 2012.
- [7] X. Ding, S. Mikaric, Design of an active trailer-steering system for multi-trailer articulated heavy vehicles using real-time simulations, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 227, No. 5, pp. 643-655, 2013.
- [8] B. A. Ujnovich, D. Cebon, Path-following steering control for articulated vehicles, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, Vol. 135, No. 3, 2013.
- [9] S. Kharrazi, M. Lidberg, A generic controller for improving lateral performance of heavy vehicle combinations, *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 227, No. 5, pp. 336-345, 2013.
- [10] M. Islam, *Parallel Design Optimization of Multi Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems*, PhD thesis, Ontario, Canada, 2013
- [11] S. H. Tabatabaei Oreh, R. Kazemi, A new desired articulation angle for directional control of articulated vehicles, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 226, No. 7, pp. 23-46, 2012
- [12] R. Kazemi, N. esmaeili, Directional stability analysis of the articulated vehicle based on phase plane, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 124-134, 2015. (in Persian)
- [13] S. H. Tabatabaei Oreh, R. Kazemi, A sliding-mode controller for directional control of articulated heavy vehicles, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering*, Vol. 228, No. 3,

9-2- معادله مدل تایر جادویی

مدل تایر جادویی به عنوان یک مدل دقیق و کاملاً شناخته شده به طور وسیعی در شبیه سازی های دینامیک خودرو به کار می رود. در حالتی که تنها نیروهای طولی و جانبی حاصل می شوند، نیروی حاصل شده Y می تواند به عنوان تابعی از متغیر ورودی X به صورت معادله بیان شود.

$$Y(x) = D \sin[\text{Carctan}\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (69)$$

در معادله D بیان گر مقدار بیشینه، E بیان گر ضریب شکل، B بیان گر ضریب سختی و E بیان گر ضریب انحنا می باشد. پارامترهای مدل با استفاده از مراجع [13] و [14] مدل تایر جادویی نرم افزار تراک سیم استخراج گردیده اند.

8- فهرست علائم

b_1	فاصله محور جلو تا مرکز جرم کشنده
b_2	فاصله محور وسط تا مرکز جرم کشنده
b_3	فاصله محور عقب تا مرکز جرم کشنده
b_4	فاصله مفصل جلو تا مرکز جرم تریلر اول
b_5	فاصله محور وسط تا مرکز جرم تریلر اول
b_6	فاصله محور عقب تا مرکز جرم تریلر اول
b_7	فاصله مفصل جلو تا مرکز جرم تریلر دوم
b_8	فاصله محور وسط تا مرکز جرم تریلر دوم
b_9	فاصله محور عقب تا مرکز جرم تریلر دوم

- [19] M. Rahmani, MEMS gyroscope control using a novel compound robust control, *ISA Transactions*, Vol. 72, No. 10, pp. 37-43, 2017
- [20] M. Rahmani, H. Komijani, A. Ghanbari, Optimal novel super-twisting PID sliding mode control of a MEMS gyroscope based on multi-objective bat algorithm, *Microsystem Technologies*, Vol. 1, No. 10, pp. 1-12, 2018.
- [21] J. Dou, X. Kong, Altitude and attitude active disturbance rejection controller design of a quadrotor unmanned aerial vehicle, *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 231, No. 9, pp. 1-14, 2016.
- [22] J. Cao, Z. Zeng, Nonlinear multiple-input-multiple output adaptive backstepping control of underwater glider systems, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, Vol. 12, No. 6, pp. 1-14, 2016.
- [23] W. F. Merkel, W. M. Jones, R. G. Klimo, Motion-based active disturbance rejection control for a non-linear full-car suspension system, *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 2, No. 7, pp. 1-16, 2017.
- pp.456-473, 2014.
- [14] H. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics*, Second Edition, pp. 305-340, UK, Oxford, December 2005.
- [15] S. H. Tabatabaei, R. Kazemi, N. Esmaili, A new method for maneuverability improvement of articulated heavy vehicles, *Sharif Mechanical Engineerin*, Vol. 1, No. 5, pp. 41-49, 2014. (in Persian فارسی)
- [16] C. Cheng, R. Roebuck, A. Odhams, High speed optimal steering of a tractor semitrailer, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, No. 1, pp. 561 - 593, 2011.
- [17] K. Rangavajhula, H. S. J. Tsao, Active trailer steering control of an articulated system with a tractor and three full trailers for tractor track following, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 14, No. 4, pp. 271 - 293, 2007.
- [18] M. Rahmani, A. Ghanbari, St adaptive control of a bio-inspired robot manipulator using bat algorithm, *Expert Systems with Applications*, Vol. 56, No. 3, 2016.