

هدایت خودکار خودروی سنگین مفصلی در شرایط ترافیکی واقعی با کنترلگر مودلغزشی

سعید شجاعی^۱ علی رحمانی هنزکی^۲ شهرام آزادی^۳ محمد امین سعیدی^۴

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۹۷/۱۱/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۹۸/۹/۱۲)

چکیده

هدف اصلی این پژوهش ارائه یک الگوریتم هدایت عرضی برای خودروهای مفصلی در شرایط ترافیکی واقعی است. مسیرهای مجاز تعویض خط دوگانه براساس سینماتیک خودروی مفصلی با لحاظ عدم برخورد با خودروی دیگر، استخراج شده است. به منظور تعیین مسیر مطلوب، دینامیک خودروی مفصلی و به طور ویژه تاثیر آن، باید مدنظر قرار گیرد تا بهترین مسیر قابل پیمایش مشخص شود. ابتدا یک مدل دینامیکی شانزده درجه آزادی غیرخطی خودروی مفصلی توسعه یافته است. سپس مدل توسعه یافته با استفاده از نرم افزار تراک سیم در یک مانور استاندارد صحه گذاری شده است. همچنین برای طراحی واحد کنترلی، یک مدل دینامیکی سه درجه آزادی خودروی مفصلی شامل درجات آزادی سرعت زاویه ای چرخشی و سرعت جانبی واحد کشنده و زاویه مفصل بین واحد کشنده و واحد شبه تریلر به کار گرفته شده است. دینامیک تاثیر نیز براساس مدل غیرخطی داگف شبیه سازی شده است. در انتها، هدایت عرضی خودروی مفصلی به منظور رهگیری مسیر تعویض خط با روش کنترل غیرخطی مودلغزشی انجام شده است. نتایج به دست آمده نشان از مناسب بودن روش کنترل غیرخطی مودلغزشی در رهگیری مسیر تعویض خط خودروهای مفصلی دارد.

واژه های کلیدی: مانور تعویض خط، خودروی مفصلی، طراحی مسیر، مدل دینامیکی

Automation Guidance of Articulated Heavy Vehicle in Actual Traffic Situation by Sliding-Mode Controller

S. Shojaei¹

A. Rahmani Hanzaki²

S. Azadi³

M.A. Saedi⁴

Department of Mechanical Engineering
Shahid Rajaee Teacher Training University

(Received: 09/February/2019 ; Accepted: 03/December/2019)

ABSTRACT

The main purpose of this study is to present an algorithm of lateral guidance for articulated vehicles (AVs). The possible trajectories are determined based on the kinematics of the AV in terms of collision-free with the other vehicle. The dynamic of the AV and the tire must be considered in order to define the desired trajectory. Therefore, a sixteen-degrees-of-freedom non-linear dynamic model of the articulated vehicle is provided. The dynamic model is verified by TruckSim software based on a standard maneuver. Moreover, a three-degrees-of-freedom dynamic model of the articulated vehicle is applied in order to design the control system. The degrees-of-freedom of the AV are included yaw rate and lateral velocity of the tractor unit, and articulation angle. Tire dynamic is simulated based on the Dugoff non-linear model. Finally, the lateral guidance of the AV is implemented by sliding mode control method. The results show the effectiveness of the non-linear sliding mode control method for the lateral guidance of the AV.

Keywords: Lane Change Maneuver, Articulated Vehicle (AV), Trajectory Planning, Dynamic Model

۱- دانشجوی دکتری: saeed_shojaei8@yahoo.com

۲- استادیار: a.rahmani@srttu.edu

۴- دانشیار: azadi@kntu.ac.ir

۳- استادیار (نویسنده پاسخگو): amin_saeedi@sru.ac.ir

* حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه جامع امام حسین (ع) داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (License

CC BY-NC (Commons Creative) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://maj.ihu.ac.ir> دیدن فرمائید.

عامل ۳۰ درصد از تصادفات جانی حمل و نقل ماشین‌های سنگین تجاری بوده است [۴-۲].

مانور تعویض خط به‌عنوان یکی از مهم‌ترین و چالش‌برانگیزترین مانورهای رانندگی خودکار در خودروهای خودران، توجه صنعت و تحقیقات دانشگاهی را طی سه دهه اخیر به خود جلب کند [۵]. بر اساس مانور تعویض خط می‌توان مانورهای پیچیده‌تری همچون تعقیب، ورود / خروج از بزرگراه یا سبقت گرفتن از خودروهای مقابل را طراحی و اعمال کرد [۶]. مانور تعویض خط به‌عنوان منبع عمده تصادفات شناخته می‌گردد چراکه ۲۰ درصد از تصادفات بزرگراهی در اثر تعویض خط نامناسب اتفاق افتاده است [۷-۸]. تحقیقات زیادی بر روی یافتن الگوریتم مناسب برای تعویض خط در خودروهای خودران انجام شده است.

سمیعی و همکاران مدل TUG-LCA را ارائه دادند. این مدل با در نظر گرفتن قیود ایمنی برای انجام مانور تعویض خط براساس سینماتیک خودرو و شرایط محیط دینامیک، روش تصمیم‌گیری مشخصی را برای خودروهای سواری استخراج کرده است [۹].

در بحث روش‌های به کار رفته برای طرح‌ریزی و یا رهگیری مسیر خودروهای کشنده نیمه‌تریلر، اکثر کنترل‌کننده‌های طراحی شده تاکنون بر مبنای تئوری کنترل غیرخطی استوار بوده‌اند. سامپای [۱۰] با استفاده از یک روش خطی‌سازی جزئی، کنترل رهگیری مسیر را برای یک نمونه خودروی مفصلی (خودرو-کاروان) اجرا کرد. ناکامورا و یوتا [۱۱] یک الگوریتم کنترلی برای ربات‌های متحرک مفصلی برای حرکت در هر دو جهت رو به جلو و رو به عقب در یک مسیر خط مستقیم و مسیر تا حدودی انحنادار ارائه دادند. این الگوریتم نیز براساس تقریب خطی مجموعه طراحی شده است. با الهام از این کار، لی و همکاران [۱۲] تخمین مقیاس سختی در دو حالت کشیدن و هل دادن چندین تریلر با در نظر گرفتن تأثیر تعداد و طول تریلرها و همچنین موقعیت نسبی مفصل‌ها را انجام داده‌اند. این مقیاس با اعمال یک اغتشاش ضربه به مجموعه در یک مسیر مستقیم اندازه‌گیری شده است. بعد از آن، دیولیس و ون [۱۳] ابتدا مسیر مرجع زمانی را با اعمال قیود غیرهولونومیک و بر اساس مدل سینماتیکی خطی

فهرست علائم و اختصارات

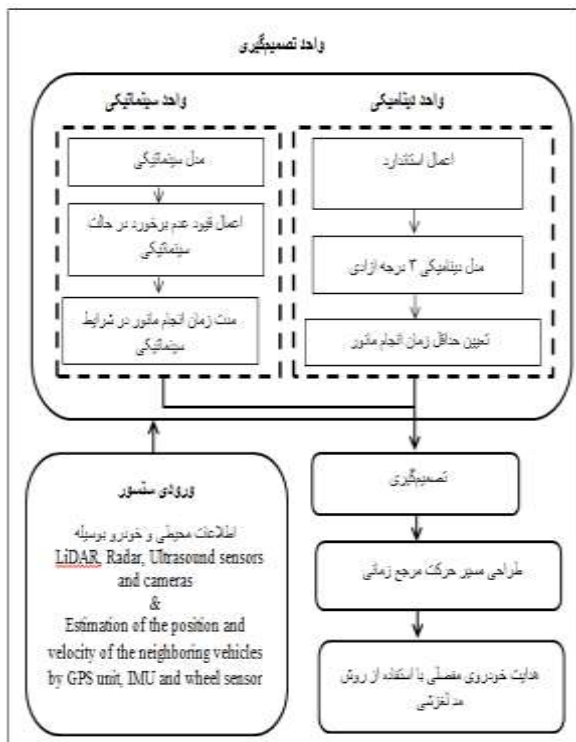
$CS_f(r)$	میرایی پیچشی مجموعه تعلیق جلوی (عقب) واحد کشنده
h	فاصله مرکز جرم کشنده از سطح زمین
h_s	ارتفاع مرکز جرم فنربندی شده از سطح زمین
I_{wi}	ممان اینرسی چرخ
I_{xx}	ممان اینرسی غلت حول محور طولی خودرو
I_{yy}	ممان اینرسی پیچ حول محور جانبی گذرنده از خودرو
I_{zz}	ممان اینرسی چرخشی حول محور عمودی خودرو
$KS_f(r)$	سختی پیچشی مجموعه تعلیق قسمت جلوی (عقب) واحد کشنده
K_w	سختی پیچشی
$L_f(L_r)$	فاصله میان مرکز جرم خودرو از محور جلو (عقب)
M_s	جرم فنربندی شده
M_t	جرم کل
R_{wi}	شعاع هر چرخ
v_x	سرعت طولی
v_y	سرعت جانبی
v_z	سرعت عمودی
$T_f(r)$	عرض محور جلو (محور عقب)
$\dot{\psi}$	سرعت زاویه ای چرخشی
φ	زاویه غلت
θ	زاویه پیچ
δ_i	زاویه فرمان چرخ
α	زاویه لغزش چرخ
λ_i	لغزش طولی تایر

۱- مقدمه

طی سالیان اخیر، کاربرد و قابلیت‌های مجموعه‌های پیشرفته کمک راننده به‌طور چشمگیری در حال افزایش است. این مجموعه‌ها در کنار تأمین راحتی سفر، کاهش ترافیک، بهینه‌سازی مصرف سوخت و کاهش آلودگی نقش بسیار مهمی در کاهش تصادفات دارند [۱]. انجمن ایمنی حمل و نقل ملی کشور آمریکا در تحقیقی نشان داده است که ۵۲ درصد تصادفات مورد مطالعه در اثر خستگی بوده که تقریباً ۱۸ درصد از این موارد، در اثر خواب آلودگی راننده اتفاق افتاده است. بررسی‌ها نشان داده است که خستگی،

داشته‌اند. مهمترین چالش کنترلی در نمونه‌های کشنده تریلر به طبیعت غیرخطی سینماتیک آنها و ناپایداری با توجه به محدودیت‌های فرمان‌پذیری برمی‌گردد.

در این پژوهش ابتدا با بسط طرح‌ریزی مسیر برای خودروی کشنده نیمه‌تریلر براساس قیود کلی تعیین حداقل زمان انجام مانور در شرایط دینامیک واقعی، یک الگوریتم تصمیم‌گیری مانور تعویض خط خودروهای کشنده نیمه‌تریلر در شرایط دینامیک واقعی طراحی شده است. هدف این الگوریتم در انتها، هدایت خودکار خودروی مفصلی در مانور تعویض خط با لحاظ شرایط دینامیک است. برای دستیابی به این هدف از روش کنترل غیرخطی مود لغزشی استفاده شده است. ساختار این مقاله به‌صورتی که در نمودار ۱ نشان داده شده است در پی هدایت خودکار خودروی مفصلی است.



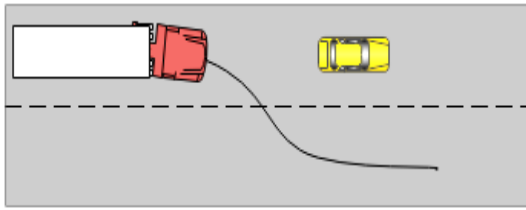
شکل (۱): شمای کلی از هدایت خودکار خودروی مفصلی.

۲- معادله مسیر حرکت

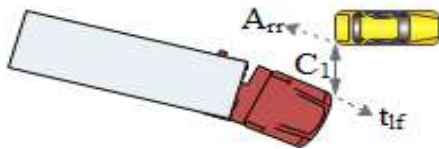
چند جمله‌ای مرتبه پنجم، رایج‌ترین و پایین‌ترین مرتبه‌ای است که با دارا بودن شرایط پیوستگی مکان، سرعت و شتاب، در عین سادگی می‌تواند حداقل‌های یک مسیر

خودرو استخراج کردند. سپس کنترل رهگیری مسیر مرجع زمانی را با قید جداکننده سرعت پیاده‌سازی کردند. دوهیون و جان هو [۱۴]، قانون کنترلی رهگیری مسیر را براساس پایداری مجانبی کلی (GAS) برای رهگیری مسیر مرجع زمانی تریلر ارائه داده‌اند. این کار بعداً توسط این دو برای حرکت رو به عقب تریلر تصحیح گردید [۱۵]. آلتافینی [۱۶] یک طرح کنترلی، شامل یک کنترل‌کننده سوئیچی (انتقالی) که قابلیت انتقال، بین دو حالت حرکت رو به جلو و عقب دارد، پیشنهاد داده است. کریستین و همکارانش [۱۷] روش کنترلی که شامل کنترل‌کننده‌ای برای زاویه مفصل و کنترل‌کننده دیگری برای رهگیری مسیر می‌باشد پیشنهاد کرده‌اند. کنترل‌کننده پیشنهادی ساختاری لایه‌ای آبشاری دارد به این معنا که لایه درونی کنترل موتور را بر عهده دارد و لایه بیرونی با دینامیک خودرو در ارتباط است. کانتوس و اولرو [۱۸] یک واحد کنترلی دو سطحی بهینه ارائه داده‌اند. در کنترل‌کننده سطح پائین‌تر که روش تعقیب خالص را دنبال می‌کند از کنترل‌کننده جهت‌گیری استفاده شده است. سطح دوم شامل یک کنترل‌کننده پیش‌بین (Look-ahead) است که برای رهگیری مسیر رو به عقب استفاده می‌شود. دلربایی و همکارانش [۱۹] روش کنترلی را پیشنهاد داده‌اند که برای رهگیری مسیر مرجع با ارضای قیود هندسی و غیرهندسی است و در ادامه با روش لیاپانوف تحلیل پایداری مجموعه با کنترل‌کننده را بررسی نموده است.

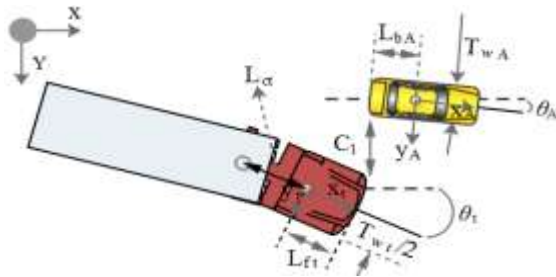
نیلسون، ایده اصلی طرح‌ریزی مسیر مرجع زمانی مانور تعویض خط را اولین بار براساس دو مشخصه فضای ترافیکی بین خودرویی و زمان مناسب انجام مانور در [۲۰] مطرح کرد، و سپس این ایده را برای مانورهای خودکار نیز تعمیم داد [۲۱]. نیلسون و همکاران در پژوهشی دیگر، یک الگوریتم جدید واقع‌گرایانه برای شروع حرکت عرضی مانور تعویض خط براساس فضای مناسب ترافیکی بین خودرویی و زمان واقعی با توانمندی‌های بیشتر ارائه نمودند. این الگوریتم زمان واقعی، روی نمونه خودروهای سواری استاندارد اجرا شده است [۲۲]. به‌طور کلی اکثر روش‌های پیشنهاد شده با ساده‌سازی‌ها و فرضیاتی، مجموعه غیرخطی را خطی در نظر گرفته و اینگونه طراحی کنترل‌کننده



(الف)



(ب)



(ج)

شکل (۲): نمایش بخش اول مانور تعویض خط دوگانه در حضور خودروی دیگر.

$$\begin{cases} y_{A_{rr}} - y_{t_{tf}} = C_1 \\ x_{A_{rr}} = x_{t_{tf}} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_{t_{tf}} = L_{ft}(\cos\theta_t) - \frac{T_{wt}}{2}(\sin\theta_t) + x_t \\ y_{t_{tf}} = L_{ft}(\sin\theta_t) + \frac{T_{wt}}{2}(\cos\theta_t) + y_t \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_{A_{rr}} = -L_{bA}(\cos\theta_A) + \frac{T_{wA}}{2}(\sin\theta_A) + x_A \\ y_{A_{rr}} = -L_{bA}(\sin\theta_A) - \frac{T_{wA}}{2}(\cos\theta_A) + y_A \end{cases} \quad (4)$$

در حالت مانور دوگانه در قسمت دوم مطابق شکل (۳-الف) خودروی مفصلی به مسیر اولیه برمی‌گردد. البته برای انجام این مانور نیز باید قید C_2 برقرار باشد تا مانور ایمن قابل انجام باشد.

شکل (۳-الف) بخش دوم مانور تعویض خط دوگانه خودروی کشنده نیمه‌تریلر را نمایش داده است. همان‌گونه که در شکل (۳-ب) نشان داده شده است برای آن که مانور قابل انجام باشد باید شرط قید C_2 به‌عنوان فاصله ایمن مابین نقطه گوشه انتهایی نیمه‌تریلر (S_{I_r}) و نقطه گوشه جلویی از خودروی A (A_{rf}) مطابق رابطه (۵) برقرار باشد.

مطلوب تعویض خط را برآورده سازد. در این پژوهش، فرض شده است در تمام مدت انجام مانور تعویض مسیر، سرعت طولی خودرو ثابت بماند و در نتیجه از شتاب طولی آن صرف‌نظر شده است.

فرم نهایی معادله مسیر که در این مقاله به‌عنوان معادله اصلی تعویض خط در تعیین قیود زمانی و استخراج مسیر ایمن برای خودروی کشنده نیمه‌تریلر استفاده می‌گردد به شکل معادله (۱) استخراج می‌گردد [۲۳].

$$y(t) = \left(-\frac{6H}{t^5}\right)t^5 + \left(\frac{15H}{t^4}\right)t^4 + \left(\frac{-10H}{t^3}\right)t^3 \quad (1)$$

که در آن، t_t مدت زمان انجام مانور و H حداکثر میزان جابجایی در مانور تعویض خط است.

۳- تعیین قیود زمانی

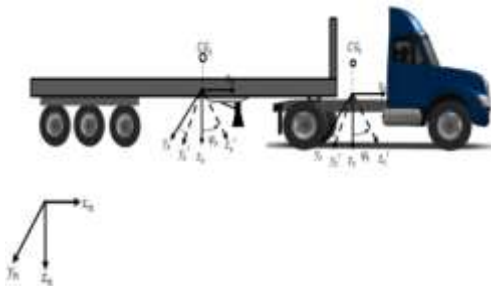
به‌منظور تخمین بازه زمانی ایمن برای انجام مانور تعویض خط خودروی کشنده نیمه‌تریلر با در نظر گرفتن حداقل زمان انجام مانور t_m الگوریتم تصمیم‌گیری انجام مانور تعویض مسیر استخراج می‌شود. شجاعی و همکاران [۲۳] نشان دادند که در کشنده نیمه‌تریلر نقاط بحرانی کدام نقاطند و بر این اساس قیدگذاری برای انجام مانور ایمن انجام شده است.

شکل (۲-الف) مانور تعویض خط خودروی کشنده شبه تریلر را در حالتی که خودروی مقابل در خط یکسان با آن در حرکت است نمایش داده است. همان‌گونه که در شکل (۲-ب) نشان داده شده است برای آنکه مانور قابل انجام باشد باید شرط قید C_1 به‌عنوان فاصله ایمن مابین نقطه گوشه کشنده (t_{tf}) و نقطه مشخص شده از خودروی مقابل (A_{rr}) مطابق رابطه (۲) برقرار باشد. ضمناً بر اساس شکل (۲-ج) مختصات طولی و عرضی نقاط موردنظر در این مانور مطابق روابط (۳) و (۴) قابل محاسبه است.

با حل معادلات فوق می‌توان t_1 یا همان مدت زمان مانور تعویض خط بدون برخورد خودروی مفصلی در حالتی که یک خودرو در خط همسان و در جلوی آن قرار دارد را تعیین کرد.

متعلق به این مدل، شامل سرعت طولی v_x ، جانبی v_y و عمودی v_z ، سرعت زاویه‌ای چرخشی (ψ)، زاویه رول (φ)، چهار درجه آزادی برای حرکت دورانی چرخ‌ها ($\omega_i = 1, 2, \dots, 4$) و چهار درجه آزادی برای جابجایی عمودی جرم نامعلق است. در این مدل، چرخ‌های جلویی خودرو فرمان‌پذیر در نظر گرفته شده‌اند.

همان‌طوری که از شکل ۴ مشخص است مختصات محور مختصات اینرسیال ثابت بر روی زمین است. مرکز جرم کل واحد کشنده شامل جرم‌های فنربندی شده و نشده، در نقطه CG_t واقع شده است. نقطه P_t محل برخورد خط عمودی گذرنده از CG_t و محور غلت واحد کشنده می‌باشد. این نقطه به‌عنوان مبدا دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ انتخاب شده است. دستگاه مختصات اخیر بر روی جرم‌های فنربندی نشده کشنده ثابت شده است. بنابراین، به همراه آنها در جهت‌های طولی و عرضی حرکت نموده و چرخش زاویه‌ای را انجام می‌دهد ولی حرکت غلت ندارد.



شکل (۴): مدل شانزده درجه آزادی خودروی مفصلی.

ماتریس دوران مابین دستگاه مختصات اینرسیال $x_n y_n z_n$ و دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ را می‌توان به‌صورت روابط (۹) و (۱۰) معرفی نمود.

$$\begin{bmatrix} i_n \\ j_n \\ k_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_t & -\sin \psi_t & 0 \\ \sin \psi_t & \cos \psi_t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix} \quad (9)$$

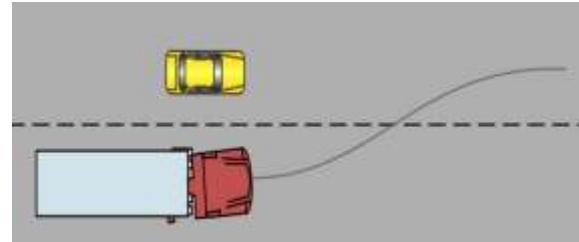
$$\begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_t & \sin \psi_t & 0 \\ -\sin \psi_t & \cos \psi_t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_n \\ j_n \\ k_n \end{bmatrix} \quad (10)$$

همچنین ماتریس‌های دوران مابین واحد کشنده و شبه تریلر به‌صورت روابط (۱۱) و (۱۲) است:

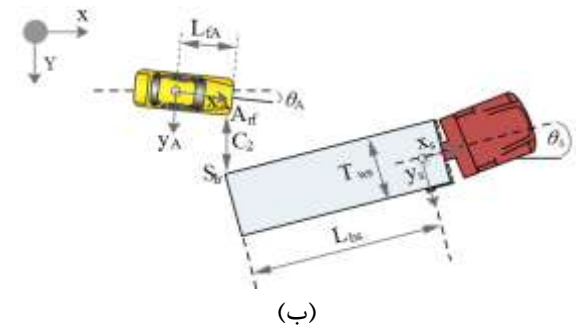
$$\begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Gamma & -\sin \Gamma & 0 \\ \sin \Gamma & \cos \Gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_s \\ j_s \\ k_s \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\begin{bmatrix} i_s \\ j_s \\ k_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Gamma & \sin \Gamma & 0 \\ -\sin \Gamma & \cos \Gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix} \quad (12)$$

ضمناً مختصات طولی و عرضی نقاط موردنظر در این مانور مطابق روابط (۶) و (۷) قابل محاسبه است.



(الف)



(ب)

شکل (۲): نمایش بخش دوم مانور تعویض خط دوگانه در حضور خودروی دیگر.

$$\begin{cases} y_{A_{rf}} - y_{s_{lr}} = C_2 \\ x_{A_{rf}} = x_{s_{lr}} \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x_{s_{lr}} = -L_{bs}(\cos \theta_s) - \frac{T_{ws}}{2}(\sin \theta_s) + x_s \\ y_{s_{lr}} = -L_{bs}(\sin \theta_s) + \frac{T_{ws}}{2}(\cos \theta_s) + y_s \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_{A_{rf}} = L_{fA}(\cos \theta_A) - \frac{T_{wA}}{2}(\sin \theta_A) + x_A \\ y_{A_{rf}} = L_{fA}(\sin \theta_A) + \frac{T_{wA}}{2}(\cos \theta_A) + y_A \end{cases} \quad (7)$$

از طرفی، روابط حاکم بر ارتباط واحد کشنده و نیمه‌تریلر طبق معادله (۸) قابل محاسبه است. با حل معادله (۵) براساس معادلات (۶) و (۷) می‌توان t_2 یا همان مدت زمان مانور بخش دوم تعویض خط دوگانه بدون برخورد خودروی مفصلی در حالتی که یک خودرو در خط هدف آن قرار دارد را تعیین کرد.

$$\begin{cases} x_s \\ y_s \end{cases} \approx \begin{cases} -L_{ct} \\ 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} x_s = -L_{ct}(\cos \theta_t) + x_t \\ y_s = -L_{ct}(\sin \theta_t) + y_t \end{cases} \quad (8)$$

۴- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

در این مقاله، از یک مدل دینامیکی غیرخطی ۱۶ درجه آزادی که دینامیک جانبی خودرو را شبیه‌سازی می‌نماید، استفاده شده است [۲۳]. مطابق شکل ۴ درجات آزادی

خارج شده و رفتار غیرخطی از خود به نمایش می‌گذارد لذا از یک مدل پیچیده و واقعی‌تر نسبت به مدل خطی استفاده می‌شود. در اینجا از مدل تایلر داگف که مخصوص خودروهایی سنگین است برای محاسبه نیروهای طولی و جانبی از رابطه (۲۲) استفاده می‌نماییم [۲۷]:

$$\lambda = \frac{\mu F_{zi} [1 - \varepsilon_r u_i \sqrt{S_i^2 + \tan^2(\alpha_i)}] (1 - S_i)}{2 \sqrt{C_i^2 S_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2(\alpha_i)}} \quad (22)$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda(\lambda - 2) & \text{if } \lambda < 1 \\ 1 & \text{if } \lambda > 1 \end{cases}$$

$$F_{si} = \frac{C_\alpha \tan(\alpha_i)}{1 - S_i} f(\lambda)$$

$$F_{ti} = \frac{C_i S_i}{1 - S_i} f(\lambda)$$

که در روابط فوق، F_{si} و F_{ti} به ترتیب نیروهای رانشی و جانبی هستند. پارامترهای خودرو در جدول ۱ نشان داده شده‌اند.

جدول (۱): پارامترهای خودرو.

پارامتر	مقدار	واحد
CS _{tf(tr)}	4.05(6.88)	KN.m.s/rad
CS _s	23.9	KN.m.s/rad
C _w	700	KN.m.s/rad
D	2.03	m
h _{ct(s)}	0.438(1.8)	m
h _{wt(ws)}	0.63(1)	m
I _{wi}	11.63	Kg.m ²
I _{xxpt(ps)}	3335(120024)	Kg.m ²
I _{xzpt(ps)}	602(5756)	Kg.m ²
I _{zzt(s)}	20679(238898)	Kg.m ²
KS _{tf(tr)}	380(684)	KN.m/rad
KS _s	800	KN.m/rad
K _w	30000	KN.m/rad
L	10	m
L _{ct}	1.959	m
L _{fs(L_{rs})}	5.653(2.047)	m
L _{ft(L_{rt})}	1.115(2.583)	m
L _{tt(L_{ts})}	1.31	m
m _{s(ss)}	6525(4819)	Kg
m _{t(st)}	33221(30821)	Kg
R _{wi}	0.4	m
W _{t(s)}	2.04(2)	m
ρ	1000	Kg/m ³

با توجه به این که نحوه به‌دست آوردن معادلات حرکت خودروی مفصلی در مقاله پیشین به‌صورت کامل ارائه شده است [۲۳] در این قسمت معادلات مربوط به واحد کشنده و واحد شبه تریلر به‌صورت زیر نشان داده می‌شوند:

$$m_t \ddot{u}_t = m_t v_t \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t \dot{\psi}_t + F_{xtt} + F_{fx} \quad (13)$$

$$m_t \dot{v}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t = -m_t u_t \dot{\psi}_t + F_{ytt} - F_{fy} \quad (14)$$

$$I_{zzt} \ddot{\psi}_t - I_{xzpt} \dot{\phi}_t = M_{ptz} + F_{fy} L_{ct} \quad (15)$$

$$I_{xxpt} \ddot{\phi}_t - I_{xzpt} \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{v}_t = M_{ptsx} - m_{st} h_t u_t \dot{\psi}_t \quad (16)$$

$$m_s \ddot{u}_s = m_s v_s \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + F_{xss} - F_{fx} \cos(\Gamma) + F_{fy} \sin(\Gamma) \quad (17)$$

$$m_s \dot{v}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s = -m_s u_s \dot{\psi}_s + F_{yss} + F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma) \quad (18)$$

$$I_{zzs} \ddot{\psi}_s - I_{xzps} \dot{\phi}_s = (F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma)) L_{ws} + M_{psz} \quad (19)$$

$$I_{xxps} \ddot{\phi}_s - I_{xzps} \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{v}_s = M_{psxx} - m_{ss} h_s u_s \dot{\psi}_s \quad (20)$$

چرخ یکی از مهم‌ترین زیرمجموعه‌ها در بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالت ترمزگیری و شتاب‌گیری می‌باشد. معادله حرکت چرخ به‌صورت رابطه (۲۱) به‌دست می‌آید [۲۰]:

$$I_w \dot{\omega} = -R_w F_{ti} + T_i \quad (21)$$

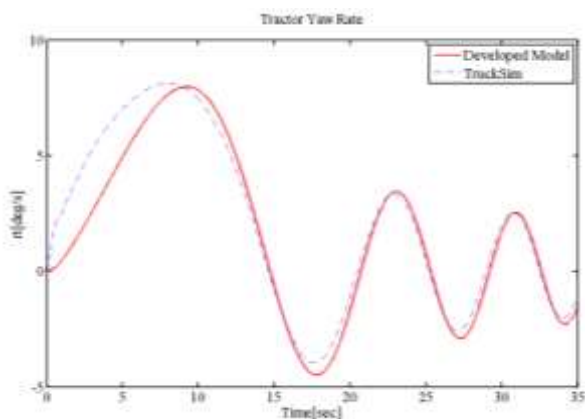
روابط مربوط به زوایای لغزش جانبی، نیروی عمودی و ... در مقاله‌های پیشین به‌صورت کامل ارائه شده است [۲۶-۲۴].

۴-۱- دینامیک تایلر

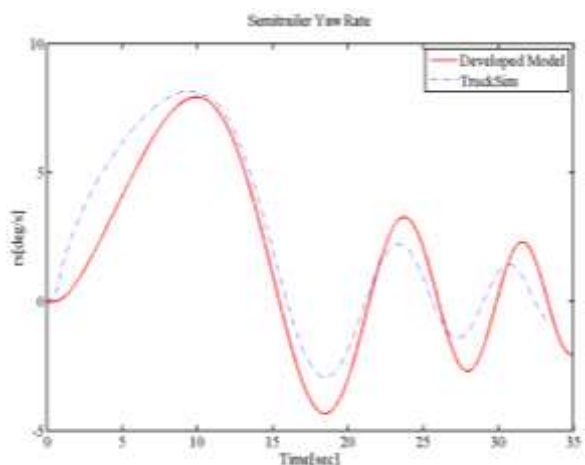
نقش تایلر در بررسی رفتار دینامیکی خودرو اهمیت بسیاری دارد زیرا خودرو توسط نیروهای طولی و جانبی ناشی از تماس تایلر با جاده کنترل شده و بر روی جاده حرکت کرده، جهت می‌گیرد یا توقف می‌کند. در مدل خطی با توجه به رابطه مستقیم نیروهای جانبی با زاویه لغزش طولی تایلر، نیروی عمودی روی چرخ‌ها لحاظ نشده و در نتیجه در این حالت میزان پتانسیل لاستیک برای جلوگیری از لغزش و اشباع شدن آن لحاظ نمی‌شود. با توجه به این که مدل تایلر در سرعت‌های بالا و در زاویه‌های لغزش بالا از حالت خطی



شکل (۶): نمایی از خودرو در مانور سینوسی [۲۸].



شکل (۷): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد کشنده.



شکل (۸): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد شبه تریلر.

۵- صحنه‌گذاری مدل دینامیکی خودرو

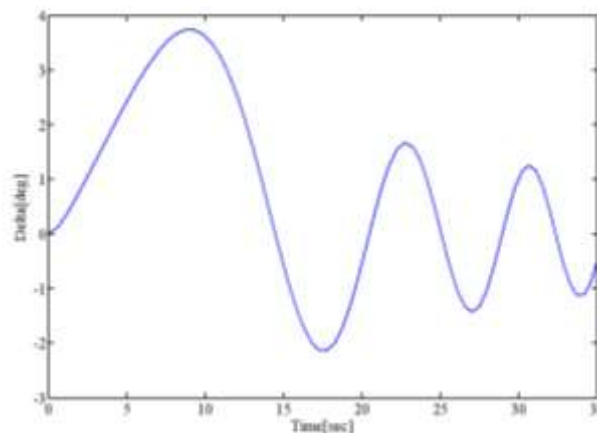
به منظور صحنه‌گذاری مدل دینامیکی ارایه شده در این مقاله از نرم‌افزار تراک‌سیم^۱ استفاده شده است [۲۸]. بدین منظور مشخصات فیزیکی مدل فوق با خودروی تست، یکسان در نظر گرفته شده است.

۵-۱- مانور سینوسی

نتایج صحنه‌گذاری مربوط به مانور استاندارد سینوسی در شکل‌های ۹-۵ نشان داده شده است.

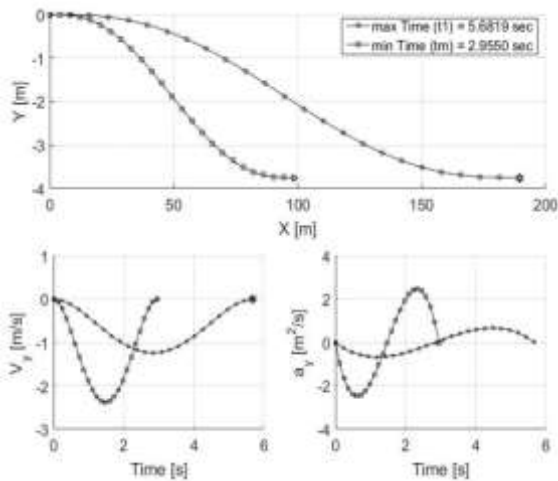
در این تجزیه و تحلیل، خودرو با سرعت اولیه ۶۰ km/h در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۵ به آن اعمال شده است.

همان‌طوری که از شکل ۷ مشاهده می‌شود، برای سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد کشنده تا ثانیه پنجم اختلاف اندکی بین مدل دینامیکی و خودروی تراک‌سیم مشاهده می‌شود ولی بعد از آن بر هم منطبق هستند. همچنین مطابق شکل ۸ برای سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد شبه تریلر اختلاف اندکی بین مدل دینامیکی و خودروی تراک‌سیم در بعضی زمانها مشخص است. در شکل ۸ نمودار مربوط به زاویه رول واحدهای کشنده و شبه تریلر نشان داده شده است. مطابق شکل ۹ علی‌رغم تطابق مناسب بین نتایج مدل توسعه‌یافته و خودروی تست، انحراف اندکی در بعضی زمانها مشاهده می‌شود.



شکل (۵): زاویه فرمان.

براساس قید C_1 و حداقل زمان قابل پیمایش براساس رابطه (۱۵) می‌توان بازه مورد قبول برای انجام بخش اول مانور تعویض خط دوگانه را تعیین کرد. مطابق شکل ۱۱ کلیه مسیرهای به‌دست آمده در بازه $[t_m, t_1]$ برای انجام این مانور مورد قبول هستند. در حقیقت محدوده ایمن برای انجام مانور در این بازه زمانی است.



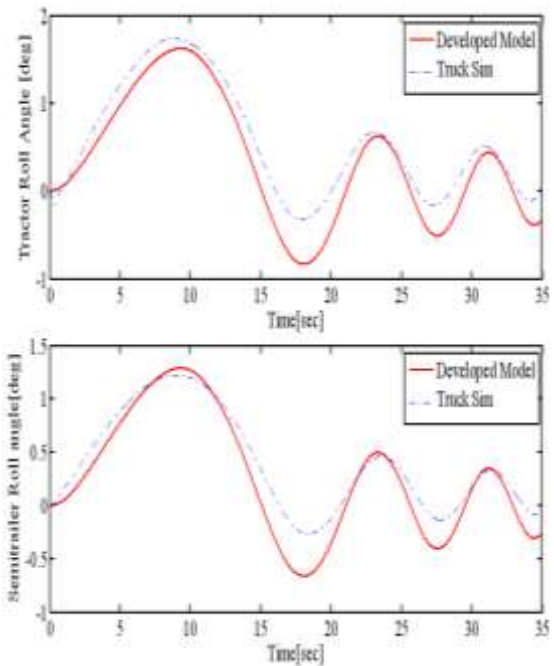
شکل (۱۱): بازه مورد قبول برای بخش اول انجام مانور تعویض خط دوگانه.

مطابق شکل ۱۱ هرچه مسیر انتخاب شده به سمت حداکثر زمان به‌دست آمده باشد شتاب جانبی آن کمتر و مسیر بهتری خواهد بود.

براساس قید C_2 و حداقل زمان قابل پیمایش براساس رابطه (۱۵) می‌توان بازه مورد قبول برای انجام بخش دوم مانور تعویض خط دوگانه را تعیین کرد.

مطابق شکل ۱۲ مسیرهای بخش دوم مانور تعویض خط دوگانه استخراج شده‌اند. در شکل ۱۱ بازه به‌دست آمده برای انجام مانور به‌صورت مدت زمان حداقل و حداکثر انجام مانور مشخص شده بود. در قسمت دوم متناسب با آن که مدت زمان حداقل یا حداکثر بخش اول را در نظر گرفته باشید، بازه جدیدی برای انجام مانور بخش دوم به‌دست می‌آید. در این کار زمان‌های حداکثر و حداقل در دو قالب part2 و part3 که به‌ترتیب متناسب با حداقل و حداکثر زمان انجام مانور در بخش اول به‌دست آمده، نشان داده شده است.

همان‌گونه که در شکل ۱۲ نشان داده شده است. هرچه مسیر انتخاب شده به سمت حداکثر زمان به‌دست آمده باشد شتاب جانبی آن کمتر و مسیر بهتری خواهد بود.

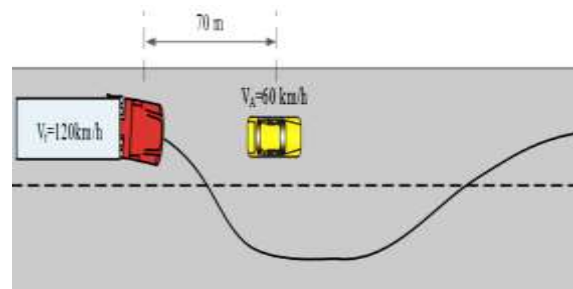


شکل (۹): تغییرات زاویه رول.

با استفاده از مدل دینامیکی شانزده درجه آزادی و براساس استاندارد ESC [۲۳]، رابطه (۱۵) حداقل زمان انجام مانور تعویض خط خودروی کشنده شبه‌تریلر را به‌صورت تابعی از ضریب اصطکاک جاده و سرعت خودرو و لحاظ وزن خودرو بیان کرده است.

$$T_m(\mu, V_x) = \frac{(31.42 + 12.53\mu + 0.35\mu V_x)}{(2.53 + 42.66\mu)} \quad (23)$$

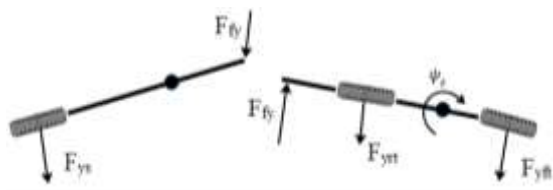
به عنوان نمونه یک مانور تعویض خط با شرایط ذکر شده در شکل ۱۰ نمایش داده شده است. خودروی مفصلی با سرعت 120 km/h می‌خواهد مانور تعویض خط را در شرایطی انجام دهد که خودروی جلویی آن با سرعت 60 km/h و فاصله 70 m از آن قرار دارد.



شکل (۱۰): نمونه مانور تعویض خط.

۶- طراحی واحد هدایت خودروی مفصلی

یک مدل دینامیکی سه درجه آزادی کشنده شبه تریلر مطابق شکل ۱۴ شامل حرکت عرضی و چرخشی کشنده و زاویه مفصل مابین کشنده و تریلر، صرف نظر از دینامیک طولی و غلت ارایه شده است. در این مدل چرخ‌ها در قسمت مرکزی فرض شده‌اند و مجموعه چرخ‌های شبه تریلر به صورت یک چرخ در محل مرکزی محور تریلر در نظر گرفته شده است.



شکل (۱۴): مدل سه درجه آزادی خودروی کشنده شبه تریلر.

روابط حاکم بر دینامیک عرضی و چرخشی واحد کشنده به ترتیب براساس روابط (۲۴) و (۲۵) قابل محاسبه است.

$$m_t(\dot{v}_t + u_t\dot{\psi}_t) = F_{yft} + F_{yrt} - F_{fy} \quad (24)$$

$$I_{zz_t}\ddot{\psi}_t = F_{fy}L_{ct} + F_{yft}L_{ft} - F_{yrt}L_{rt} \quad (25)$$

از طرفی می‌توان دینامیک جانبی و چرخشی واحد شبه تریلر را به ترتیب براساس روابط (۲۶) و (۲۷) تعیین کرد.

$$m_s[\dot{v}_t + u_t\dot{\psi}_t - (L_{ct} + L_{fs})\ddot{\psi}_t - L_{fs}\ddot{\Gamma}] = F_{yrs} + F_{fy} \quad (26)$$

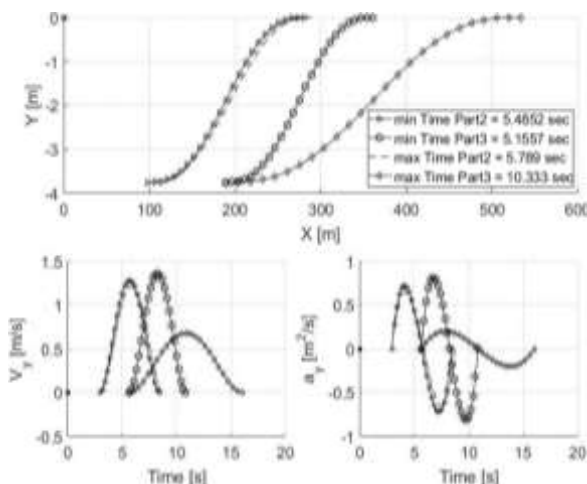
$$I_{zz_s}(\ddot{\psi}_t + \ddot{\Gamma}) = F_{fy}L_{fs} - F_{yrs}L_{rs} \quad (27)$$

سه رابطه مستقل حاکم بر دینامیک جانبی خودروی کشنده شبه تریلر با حذف نیروی مفصلی از روابط (۲۴) تا (۲۷) به دست می‌آید. با حذف نیروی مفصلی F_{fy} از روابط (۲۴) و (۲۶) رابطه مستقل (۲۸) حاصل می‌شود.

$$(m_t + m_s)(\dot{v}_t + u_t\dot{\psi}_t) - m_s[(L_{ct} + L_{fs})\ddot{\psi}_t + L_{fs}\ddot{\Gamma}] = F_{yft} + F_{yrt} + F_{yrs} \quad (28)$$

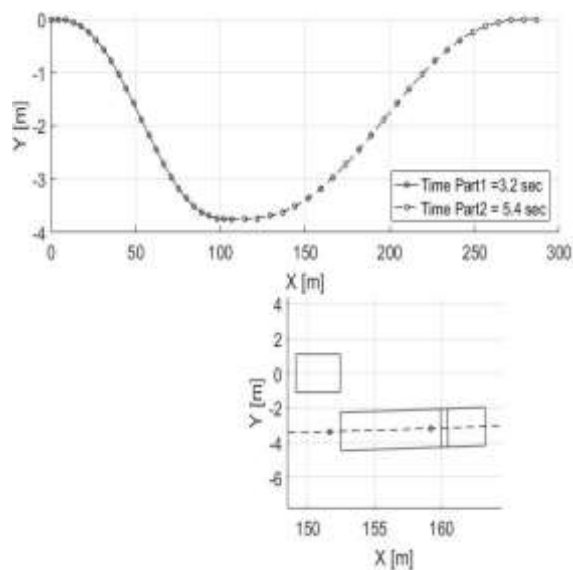
با ضرب L_{ct} در رابطه (۲۴) و جمع آن با رابطه (۲۵)، رابطه مستقل (۲۹) به دست می‌آید.

$$I_{zz_s}(\ddot{\psi}_t + \ddot{\Gamma}) + I_{zz_t}\ddot{\psi}_t - m_s[\dot{v}_t + u_t\dot{\psi}_t - (L_{ct} + L_{fs})\ddot{\psi}_t - L_{fs}\ddot{\Gamma}](L_{ct} + L_{fs}) = F_{yft}L_{ft} - F_{yrt}L_{rt} - F_{yrs}(L_{rs} + L_{ct} + L_{fs}) \quad (29)$$



شکل (۱۲): بازه مورد قبول برای بخش اول انجام مانور تعویض خط دوگانه.

با توجه به نکات مطروحه، می‌توان مسیر تعویض خط دوگانه را به شکلی که در شکل ۱۳ نشان داده شده استخراج کرد به گونه‌ای که هیچ برخوردی با خودروی حاضر در مانور نداشته باشد. با توجه به شرایط مسئله خودروی مفصلی حدود ۱۵۰ m بعد از شروع مانور، شرایط برگشت به خط اصلی را با در نظر گرفتن قیود سینماتیکی و دینامیکی اشاره شده، مساعد می‌بیند و اقدام به بخش دوم مانور تعویض خط دوگانه می‌کند. همان گونه که در شکل ۱۳ نمایش داده شده است بدون برخورد مسیر برگشت را طی می‌کند.



شکل (۱۳): بازه مورد قبول برای بخش اول انجام مانور تعویض خط دوگانه.

$$e = y - y_d \quad (35)$$

از طرفی سطح لغزش نیز با رابطه (۳۶) تعیین شده است.

$$S = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} e \stackrel{n=2}{\implies} S = \dot{e} + \lambda e \quad (36)$$

$$\dot{S} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} \stackrel{\dot{e}=0}{\implies} \ddot{y} - \ddot{y}_d + \lambda(\dot{y} - \dot{y}_d) = 0 \quad (37)$$

\dot{y} و \ddot{y} مطابق روابط (۳۸-۳۹) قابل محاسبه است.

$$\dot{y} = u_t \sin \psi_t + v_t \cos \psi_t \quad (38)$$

$$\ddot{y} = \dot{u}_t \sin \psi_t + \dot{\psi}_t u_t \cos \psi_t + \dot{v}_t \cos \psi_t - \dot{\psi}_t v_t \sin \psi_t \quad (39)$$

با جایگذاری روابط (۳۸) و (۳۹) در رابطه (۳۷)، رابطه (۴۰) به دست می‌آید.

$$\begin{aligned} &(\dot{u}_t - \dot{\psi}_t v_t) \sin \psi_t + (\dot{v}_t + \\ &\dot{\psi}_t u_t) \cos \psi_t - \ddot{y}_d + \lambda(u_t \sin \psi_t + \\ &v_t \cos \psi_t - \dot{y}_d) = 0 \end{aligned} \quad (40)$$

از طرفی شتاب‌های طولی و عرضی کشنده در روابط (۴۱) و (۴۲) می‌توان شده است. با توجه به رابطه (۲۸) می‌توان شتاب عرضی کشنده را به صورت رابطه (۴۲) نوشت.

$$a_{xt} = \dot{u}_t - \dot{\psi}_t v_t \quad (41)$$

$$a_{yt} = \dot{v}_t + \dot{\psi}_t u_t = \frac{m_s}{(m_t + m_s)} [(L_{ct} + L_{fs}) \ddot{\psi}_t + L_{fs} \ddot{\Gamma}] + \frac{(F_{yft} + F_{yrt} + F_{yrs})}{(m_t + m_s)} \quad (42)$$

با توجه به روابط (۴۱) و (۴۲) رابطه (۴۰) را می‌توان به صورت رابطه (۴۲) نوشت.

$$\begin{aligned} &a_{xt} \sin \psi_t + \left(\frac{m_s \cos \psi_t}{(m_t + m_s)}\right) [(L_{ct} + L_{fs}) \ddot{\psi}_t + \\ &L_{fs} \ddot{\Gamma}] + \left(\frac{\cos \psi_t}{(m_t + m_s)}\right) (F_{yft} + F_{yrt} + F_{yrs}) - \\ &\ddot{y}_d + \lambda(u_t \sin \psi_t + v_t \cos \psi_t - \dot{y}_d) = 0 \end{aligned} \quad (43)$$

با استفاده از روابط (۳۲) تا (۳۴) در رابطه (۴۳) زاویه فرمان معادل δ_{eq} در قالب رابطه (۴۴) قابل محاسبه است. در این رابطه فرض شده است که فقط محور جلویی کشنده فرمان‌پذیر است و محورهای عقب واحد کشنده و واحد شبه‌تریلر فرمان‌پذیر نیستند.

$$\begin{aligned} \delta_{eq} = &\frac{-(m_t + m_s)}{C_{ft}} a_{xt} \tan \psi_t - \frac{m_s}{C_{ft}} [(L_{ct} + \\ &L_{fs}) \ddot{\psi}_t + L_{fs} \ddot{\Gamma}] + \left(\frac{v_t + \dot{\psi}_t L_{ft}}{u_t}\right) + \\ &\frac{C_{rt}}{C_{ft}} \left(\frac{v_t - \dot{\psi}_t L_{rt}}{u_t}\right) + \\ &\frac{C_{rs}}{C_{ft}} \left(\frac{v_t - \dot{\psi}_t (L_{ct} + L_{fs} + L_{rs}) - \dot{\Gamma} (L_{fs} + L_{rs})}{u_s} + \Gamma\right) + \end{aligned} \quad (44)$$

همچنین با ضرب $-L_{fs}$ در رابطه (۲۶) و جمع آن با رابطه (۲۷)، رابطه مستقل (۳۰) به دست می‌آید.

$$I_{zz_s} (\ddot{\psi}_t + \ddot{\Gamma}) - m_s [\dot{v}_t + u_t \dot{\psi}_t - (L_{ct} + L_{fs}) \ddot{\psi}_t - L_{fs} \ddot{\Gamma}] L_{fs} = -F_{yrs} (L_{rs} + L_{fs}) \quad (30)$$

مدل سه درجه آزادی کشنده شبه‌تریلر با فرض این‌که نیروی جانبی تابعی خطی از زاویه لغزش چرخ باشد، به صورت معادله (۳۱) خطی‌سازی شده است:

$$F_{yi} = C_i \alpha_i \quad (31)$$

روابط حاکم بر محاسبه نیروی جانبی براساس زاویه لغزش برای هر کدام از محورها طبق روابط (۳۲)، (۳۳) و (۳۴) ارائه شده است:

$$F_{yft} = C_{ft} \alpha_{ft} = C_{ft} \left(\delta_{ft} - \tan^{-1} \left(\frac{v_t + \dot{\psi}_t L_{ft}}{u_t} \right) \right) \approx \quad (32)$$

$$C_{ft} \left(\delta_{ft} - \frac{v_t + \dot{\psi}_t L_{ft}}{u_t} \right) \quad (32)$$

$$F_{yrt} = C_{rt} \alpha_{rt} = C_{rt} \left(\delta_{rt} - \tan^{-1} \left(\frac{v_t - \dot{\psi}_t L_{rt}}{u_t} \right) \right) \approx \quad (33)$$

$$C_{rt} \left(\delta_{rt} - \frac{v_t - \dot{\psi}_t L_{rt}}{u_t} \right) \quad (33)$$

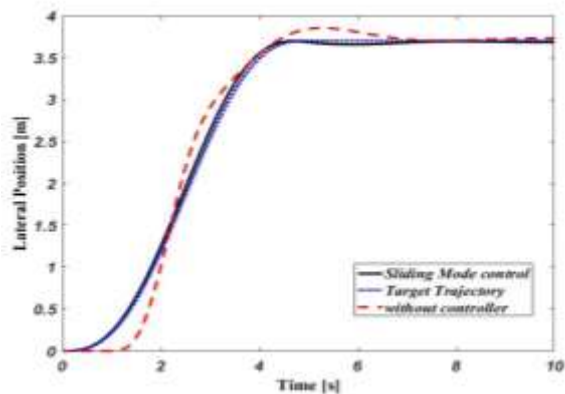
$$F_{yrs} = C_{rs} \alpha_{rs} = C_{rs} \left(\delta_{rs} - \tan^{-1} \left(\frac{v_s - \dot{\psi}_s L_{rs}}{u_s} \right) \right) \approx \quad (34)$$

$$C_{rs} \left(\delta_{rs} - \frac{v_t - \dot{\psi}_t (L_{ct} + L_{fs} + L_{rs}) - \dot{\Gamma} (L_{fs} + L_{rs})}{u_s} - \Gamma \right) \quad (34)$$

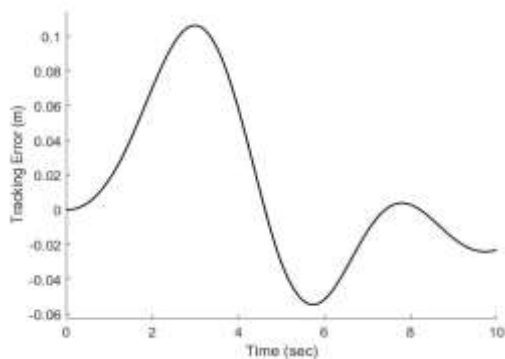
۱-۶- روش کنترل مود لغزشی

روش کنترل مود لغزشی یکی از روشهای کنترل مقاوم است که در برابر عدم قطعیت‌های مدل ریاضی و اغتشاشات خارجی، مجموعه را حفظ می‌کند. هدف از هدایت خودروی مفصلی این است که مرکز جرم واحد کشنده بر مسیر مطلوب حرکت کند و خودرو پایدار بماند. برای این منظور باید یک رابطه بین موقعیت عرضی مطلوب (یا یکی از مشتقات آن) با زاویه فرمان استخراج شود. با فرض این‌که y و y_d به ترتیب به عنوان مسیر حرکت خودرو مفصلی و مسیر مطلوب آن در نظر گرفته شده‌اند، خطا به صورت $y - y_d$ در رابطه (۳۵) تعریف می‌شود.

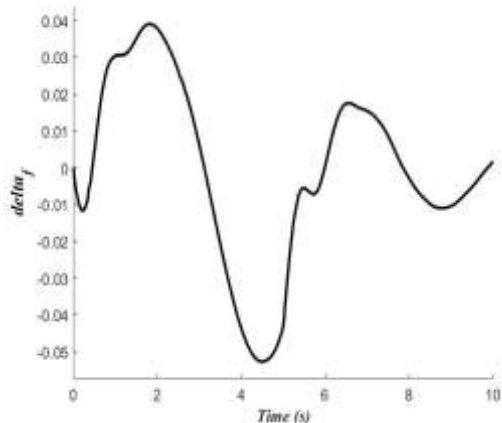
بین مسیر حرکت و مقدار مطلوب آن ۱۰ cm است که بسیار اندک است. نمودار مربوط به ورودی کنترلی در شکل ۱۸ نشان داده شده است.



شکل (۱۶): نتایج رهگیری مسیر حرکت خودروی مفصلی با روش مودلغزشی.



شکل (۱۷): تغییرات خطای مسیر حرکت.



شکل (۱۸): ورودی کنترلی.

$$\frac{(m_t+m_s)}{C_{ft}\cos\psi_t}[\ddot{y}_d - \lambda(u_t\sin\psi_t + v_t\cos\psi_t - \dot{y}_d)]$$

برای آنکه عدم قطعیت‌های موجود نیز در مسئله لحاظ شود به ورودی معادل δ_{eq} ، ترم ورودی ضربه نیز اضافه می‌شود. بر این اساس زاویه فرمان در قالب رابطه (۴۵) محاسبه می‌شود.

$$\delta = \delta_{eq} - k_y \text{sat}(s_y, \phi_y) \quad (45)$$

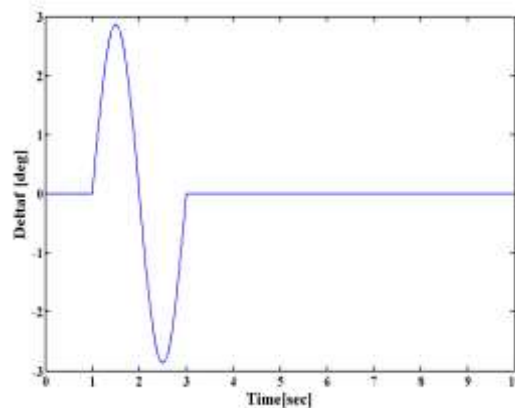
ثابت k_y متناسب با اندازه عدم قطعیت‌ها مشخص می‌شود. از طرفی به منظور حفظ دقت کنترلی با انتخاب دقیق ϕ_y می‌توان از بروز پدیده چترینگ نیز جلوگیری کرد.

۷- نتایج شبیه‌سازی

به‌منظور بررسی روش کنترلی مودلغزشی در رهگیری مسیر تعیین شده برای حرکت خودروی مفصلی، مانور تعویض خط انجام شد که نتایج آن در ادامه ارائه شده است.

۷-۱- مانور تعویض خط

در این مانور خودرو با سرعت اولیه ۷۰ km/h در جاده‌ای خشک با ضریب اصطکاک ۰/۷ شروع به حرکت می‌نماید.



شکل (۱۵): تغییرات زاویه فرمان خودرو.

زاویه فرمان مطابق شکل ۱۵ به خودرو داده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی برای مانور تعویض خط در شکل‌های ۱۶، ۱۷ و ۱۸ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۶ نشان داده شده است خودروی کنترل نشده نسبت به مسیر مطلوب انحراف قابل توجهی دارد. ولی برای حالت کنترل شده، واحد فرمان فعال موجب می‌شود خودرو مسیر مطلوب را تعقیب نماید. در شکل ۱۷ خطای تعقیب مسیر حرکت نشان داده شده است. مطابق شکل حداکثر مقدار اختلاف

۸- نتیجه گیری

خودروهای بدون راننده واحدهای پیچیده‌ای هستند که در هنگام تصمیم‌گیری در شرایط مختلف، مسائل را به چند قسمت تقسیم و به‌صورت گام به گام آنها را حل می‌کنند. این مجموعه‌ها برای حل هر گام از خروجی گام قبلی به‌عنوان ورودی استفاده می‌کنند. در بسیاری از مطالعات انجام گرفته، هر یک از این گام‌ها به‌صورت مجزا حل شده و نتایج آن هم مورد قبول واقع شده‌اند. اما نکته حائز اهمیت این است که مسئله هدایت خودروهای بدون راننده باید به‌صورت یک مجموعه چند گامی در کنار هم تعریف شود تا بتواند به هدف نهایی مدنظر برسد. در تحقیقاتی که برای رسیدن به هدف نهایی باید یک مجموعه چند مرحله‌ای در کنار هم و گام به گام انجام شود تا به نتیجه مورد نظر برسد، روش‌های مورد استفاده در هر مرحله و نقش آن در کارایی کلی کار بسیار مهم و اثرگذار است.

بر این اساس در این پژوهش طراحی مسیر حرکت سبقت از خودروی جلویی برای خودروی کشنده شبه تریلر با دو هدف اجتناب از برخورد و قابل پیمایش بودن مسیر انجام شده است تا در انتها این خودرو بتواند با یک روش کنترلی با کمترین خطای ممکن، مسیر بهینه را رهگیری کند. به منظور اجتناب از برخورد در مانور تعویض خط دوگانه، با توجه به این که خودروی مقابل قابلیت تغییر جهت حین انجام مانور را نیز دارد، در دو بخش تعویض خط اول و دوم، مانور سبقت طراحی شده است. گام اول در طراحی مسیرهای بدون برخورد، اعمال قیود عدم برخورد با خودروی مقابل حین سبقت از آن است. مسیرهای به‌دست‌آمده بر این اساس، امکان مانور تعویض خط دوگانه را برای خودروی کشنده شبه‌تریلر فراهم می‌کنند و بر این اساس می‌توان معادلات سینماتیکی مربوطه را استخراج کرد. با حل معادلات مذکور در دو راستای طولی و عرضی، در زمانی که نقاط بحرانی خودروی کشنده شبه‌تریلر و خودروی مقابل در حین مانور سبقت در راستای طولی به هم می‌رسند، زمان انجام مانور در هر دو بخش تعویض خط اصلی به خط کناری و از خط کناری به خط اصلی، با تکیه بر شرایط سینماتیکی تعیین می‌شود. ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت با لحاظ شرایط دینامیکی خودروی مفصلی و محیط پیرامون قابل انجام است. بر این اساس

حداقل زمان انجام مانور تعویض خط متناسب با معادلات به کار رفته، در مانور اول و دوم تعویض خط دوگانه تعیین می‌شود. محدوده زمانی قابل قبول به‌گونه‌ای تعیین می‌شود که انجام مانور تعویض خط دوگانه بدون برخورد با خودروی حاضر در مانور با وجود امکان تغییر جهت آن، فراهم باشد. ضمناً بازه زمانی مورد نظر، مسیرهایی را مورد قبول قرار می‌دهد که قابلیت پیمایش براساس شرایط دینامیکی را داشته باشند. به عبارت دیگر در این مقاله، با بسط روش طرح‌ریزی مسیر مرجع زمانی مانور تعویض خط یگانه به دوگانه، مسیرهای بدون برخورد و قابل پیمایش برای خودروی کشنده شبه‌تریلر در حضور خودروی مقابل، استخراج شدند. الگوریتم تصمیم‌گیری مانور تعویض خط دوگانه برای خودروهای کشنده شبه‌تریلر در شرایط ترافیک واقعی بزرگراه براساس قیود کلی عدم برخورد و تعیین حداقل زمان انجام مانور در شرایط سینماتیکی و دینامیک واقعی، طراحی شده است. نکته بسیار حائز اهمیت در طرح‌ریزی حرکت، تفاوت بین دو مفهوم قابل پیمایش بودن مسیر و بهینه بودن آن است که باید مورد توجه قرار گیرد. وقتی یک مسیر قابل پیمایش است لزوماً مسیر بهینه نیست چرا که تمرکزی بر کیفیت حل مسئله با توجه به شاخص‌های بهینه‌گی نشده است. در مقابل وقتی در مورد مسیر بهینه بحث می‌شود، منظور بهینه‌سازی بعضی از مشخصات کیفی با توجه به قیود در نظر گرفته شده است. این تفکیک در اکثر تحقیقات انجام شده، دیده نمی‌شود. بر این اساس، شتاب جانبی به‌عنوان شاخص راحتی سرنشین و کیفیت سواری، به‌عنوان شاخص بهینه‌گی در نظر گرفته شده است. مسیری که کمترین شتاب جانبی را به کشنده وارد می‌کند به‌عنوان مسیر بهینه نهایی تعویض خط دوگانه انتخاب می‌شود. الگوریتم مورد نظر برای یک مانور نمونه اعمال شد که نتایج نشان داد خودروی کشنده شبه تریلر با لحاظ شاخص‌های قابل پیمایش بودن مسیر و عدم برخورد با خودروی مقابل در حین مانور با تعویض خط اصلی به خط جانبی و سپس برگشت به خط اصلی، مسیر تعیین شده را با موفقیت طی کرده است. همچنین یک واحد کنترلی فرمان فعال برای تعقیب مسیر خودروی مفصلی ارائه شده است. ابتدا یک مدل دینامیکی شانزده درجه آزادی غیرخطی خودروی مفصلی توسعه یافته است. سپس مدل دینامیکی با استفاده از نرم‌افزار تراکسیم در یک مانور

- Network”; Proceedings of the 26th Chinese Control and Decision Conference (2014 CCDC). Changsha, China, 2014.
8. Talebpour, A., Mahmassani, H. S., and Hamdar, S. H. “Modeling Lane-Changing Behavior in a Connected Environment: a Game Theory Approach”, *Transportation Research Procedia*. Vol. 7, No. 5, pp. 420-440, 2015.
 9. Samiee, S., Azadi, S., Kazemi, R., and Eichberger, A. “Towards a Decision-Making Algorithm for Automatic Lane Change Manoeuvre Considering Traffic Dynamics”, *PROMET-Traffic&Transportation*. Vol. 28, No. 2, pp. 91-103, 2016.
 10. Sampei, M., and Kobayashi, T. “Path Tracking Control of Carcaravan Type Articulated Vehicles Using Non-Linear Control Theory”, *Trans Soc Instrum Control Eng*. Vol. 30, No. 4, pp.427-434, 1994.
 11. Nakamura, M., and Yuta, S. “Trajectory Control of Trailer Type Mobile Robots”. *Proc IEEE/RSJ Int Conf Intell Robot Syst*. Vol. 20, No. 3, pp. 2257- 2263, 1993.
 12. Li, W., Tsubouchi, T., and Yuta, S. “Manipulative Difficulty Index of a Mobile Robot with Multiple Trailers in Pushing and Towing with Imperfect Measurement”, *Proce IEEE Int Conf Robot Autom*. Vol. 6, No. 3, pp. 2264-2269, 2000.
 13. Divelbliss, W., and Wen, J. “ Trajectory Tracking Control of a Cartrailer System”. *Proc IEEE Trans Control Syst Technol*. Vol. 5, No. 3, pp. 269-278, 1997.
 14. Kim, D. H., and Oh, J. H. “Non-Linear Tracking Control of Trailer Systems Using Lyapunov Direct Method”, *J Robot Syst*. Vol. 16, No. 1, pp. 1-8, 1999.
 15. Kim, D. H., and Oh, J. H. “Experiments of Backward Tracking Control for Trailer System”. *Proc IEEE Int Conf Robot Autom*. Vol. 5, No. 1, pp.19-22, 1999.
 16. Altafini, C., and Speranzon, A. “Backward Line Tracking Control of a Radio-Controlled Truck and Trailer”. *Proc IEEE Int Conf Robot Autom*. Vol. 7, No. 1, pp. 169-174, 2001.
 17. Christian-Kelber, R., Fernando, S. and Osório, B. “Assistance Controller for Driving Backwards and Parking an Articulated Vehicle”; *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, MI, USA, 2008.
 18. Gonzalez-Cantos, A., and Ollero, A. “Backing-Up Maneuvers of Autonomous Trailer-Trailer Vehicles Using the Qualitative Theory of Non-Linear Dynamical Systems”, *Int J Robot Res*. Vol. 28, No. 1, pp. 49-65, 2009.
- استاندارد صحنه‌گذاری شده است. همچنین یک مدل دینامیکی ساده شامل درجات آزادی سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد کشنده، سرعت جانبی واحد کشنده و زاویه مفصل به‌کار گرفته شده است. سپس برای تعقیب مسیر خودروی مفصلی، یک واحد کنترلی فرمان فعال بر اساس روش کنترل مودلغزش طراحی شده است. همچنین عملکرد واحد کنترلی در مانور تعویض خط مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که با استفاده از واحد کنترلی، خودروی مفصلی مسیر مطلوب را به‌صورت مناسبی تعقیب می‌نماید. خطای تعقیب مسیر حرکت، حداکثر مقدار اختلاف بین مسیر حرکت و مقدار مطلوب را ۱۰ cm نشان می‌دهد که بسیار ناچیز است.
- ### ۹- مراجع
1. Sazgar, H., Azadi, Sh., and Kazemi, R. “Trajectory Planning and Integrated Control with the Nonlinear Bicycle Model for High-Speed Autonomous Lane Change”, *Modares Mechanical Engineering*. Vol. 18, No. 02, pp. 103-114, 2018. (In Persian)
 2. Safety Report NTSB SS-90/01., “Fatigue, Alcohol, Other Drugs, and Medical Factors in Fatal-to-the-Driver Heavy Truck Crashes”. Washington, DC, National Transportation Safety Board, 1990.
 3. Safety Report NTSB SS-95/01., “Factors That Affect Fatigue in Heavy Truck Accidents”. Washington, DC, National Transportation Safety Board, 1995.
 4. Safety report NTSB/SR-99/01 Evaluation of U.S. Department of Transportation efforts in the 1990s to address operator fatigue. Washington, DC, National Transportation Safety Board; <http://www.nts.gov/publicctn/1999/SR9901.pdf>, accessed 17 November 2003, 1999.
 5. Meng, F., Su, J., Liu, C., and Chen, W. H. “Dynamic Decision Making in Lane Change: Game Theory with Receding Horizon”; *Proceedings of the 11th UKACC International Conference on Control*. Belfast, Northern Ireland, UK, 2016.
 6. Naranjo, J. E., Gonzalez, C., Garcia, R., and De Pedro, T. “Lane-Change Fuzzy Control in Autonomous Vehicles for the Overtaking Maneuver”, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*. Vol. 9, No. 3, pp. 438-450, 2008 .
 7. Wang, J., Chai, R., and Wu, Q. “Changing Lane Probability Estimating Model Based on Neural

24. Saeedi, M. A., Kazemi, R., and Azadi, S. "Improvement in The Rollover Stability of a Liquid-Carrying Articulated Vehicle Via A New Robust Controller", Proc IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering. Vol. 227, No. 2, pp. 365-387, 2016.
25. Saeedi, M. A., Kazemi, R., and Azadi, S. "A New Robust Controller to improve the Lateral Dynamic of an Articulated Vehicle Carrying Liquid", Proc IMechE, Part K: Journal of Multibody Dynamics. Vol. 231, No. 3, pp. 295-315, 2016.
26. Saeedi, M. A., Kazemi, R., and Azadi, S. "Transient Dynamic Analysis of an Articulated Vehicle Carrying Liquid Compared with the Rigid Cargo Vehicle", Aerospace Mechanics Journal. Vol. 13, No. 2, pp. 49-64, 2016.
27. Dugoff, H., Fancher, C., and Segel, L. "An Analysis of Tire Traction Properties and Their influence on Vehicle Dynamic Performance", SAE technical paper 700377, 1970.
28. Mechanical Simulation Corporation (MSC), TruckSim 8.0 Reference Manual, February 1999.
19. Delrobaei, M., and Kenneth, A. "Parking Control of a Center-Articulated Mobile Robot in Presence of Measurement Noise"; Conference on Robotics, Automation and Mechatronics IEEE. 2010.
20. Nilsson, J., Brännström, M., Coelingh, E., and Fredriksson, J. "Longitudinal and Lateral Control for Automated Lane Change Maneuvers"; Proceedings of The 2014 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. MI, USA, 2014.
21. Nilsson, J., Brännström, M., Fredriksson, J., and Coelingh, E. "Longitudinal and Lateral Control for Automated Yielding Maneuvers", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. Vol. 17, No. 5, pp. 1404-1414, 2016.
22. Nilsson, J., Brännström, M., Coelingh, E., and Fredriksson, J. "Lane Change Maneuvers for Automated Vehicles", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. Vol. 18, No. 5, pp. 1087-1096, 2016.
23. Shojaei, S., Rahmani Hanzaki, A., Azadi, Sh., and Saeedi, M. A. "Design of Lane Change Decision-Making Algorithm Of Truck-Semitrailer in Real Dynamic Environment", Modares Mechanical Engineering. Vol. 17, No. 9, pp. 351-360, 2017, (In Persian).