



طراحی مسیر حرکت و کنترل یکپارچه بر اساس مدل دوچرخه غیر خطی خودرو برای تعویض خط خودکار سرعت بالا

هادی سازگار¹، شهرام آزادی^{2*}، رضا کاظمی³

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

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

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

* صندوق پستی 193951999، azadi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 آبان 1396

پذیرش: 14 دی 1396

ارائه در سایت: 05 بهمن 1396

کلید واژگان:

سیستم پیشرفته کمک راننده

رانندگی با سرعت بالا

طراحی مسیر حرکت

کنترل یکپارچه طولی - عرضی

مدل دوچرخه غیر خطی

چکیده

هدف این پژوهش توسعه یک سیستم کمک راننده پیشرفته برای هدایت یکپارچه طولی - عرضی خودرو در مانورهای تعویض خط سرعت بالاست. عملکرد سیستم به این صورت است که در مرحله اول با در نظر گرفتن موقعیت خودرو هدف، محدوده سرعت مجاز جاده و محدوده شتاب طولی قابل ارائه توسط خودرو، چندین مسیر حرکت با شتاب‌های مختلف تولید می‌شوند. در ادامه با لحاظ نمودن دینامیک خودرو و دینامیک تایر از میان مسیرهای تولید شده مسیر مناسب انتخاب می‌گردد؛ بنابراین مسیر حرکت انتخابی یک مسیر عاری از برخورد و قابل پیمایش خواهد بود. نظر به این که در روش پیشنهادی محاسبات طراحی مسیر حرکت به صورت جبری انجام می‌شود، هزینه محاسباتی آن ناچیز بوده که از جنبه پیاده‌سازی عملی بسیار ارزشمند است. در گام بعد با استفاده از یک کنترل‌کننده یکپارچه طولی - عرضی، ورودی‌های کنترلی محاسبه و به عملگرهای ترمز/ گاز و فرمان ارسال می‌گردند. برای کنترل یکپارچه از تکنیک مود لغزشی استفاده شده است. لازم به ذکر است که هم در بحث طراحی مسیر حرکت و هم در بحث طراحی کنترل‌کننده یکپارچه، دینامیک غیرخطی تایر در نظر گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده نشان می‌دهند که الگوریتم هدایت یکپارچه طولی - عرضی هم در حوزه طراحی مسیر حرکت و هم در حوزه کنترل یکپارچه به خوبی عمل نموده است.

Trajectory planning and integrated control with the Nonlinear Bicycle Model for high-speed autonomous lane change

Hadi Sazgar¹, Shahram Azadi^{1*}, Reza Kazemi¹

1- Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 193951999 Tehran, Iran, azadi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 12 November 2017
Accepted 04 January 2018
Available Online 25 January 2018

Keywords:
Advanced Driver Assistant System
High Speed Driving
Trajectory Planning
Integrated Longitudinal & Lateral Control
Nonlinear Bicycle Model

ABSTRACT

The purpose of this research is to develop an advanced driver assistance system (ADAS) for the integrated longitudinal and lateral guidance of vehicles in high speed lane change maneuver. At the first step, the ADAS by considering the target vehicle position, the speed limit of the road and the available range of longitudinal acceleration produced several trajectories with different acceleration. Then, by considering vehicle and tire dynamics, the optimal trajectory is selected. Therefore, the chosen trajectory is collision free and feasible. Because the trajectory planning is carried out algebraically, its computational cost is low. This feature is very valuable in the experimental implementation. In the next step, using a combined longitudinal-lateral controller, the control inputs are calculated and transmitted to the brake/gas and steering actuators. The integrated controller design is based on sliding mode technique. Trajectory planning and controller design is based on a nonlinear tire model. Simulation results are presented and the results show the effectiveness of the integrated longitudinal and lateral guidance system.

1- مقدمه

سازمان بیان می‌کند که هزینه‌های ناشی از تصادف بیشتر از 3% تولید ناخالص داخلی کشورهاست [1]. از طرفی بررسی‌ها و پژوهش‌های انجام شده نشان می‌دهند که حدود 80% تصادفات و تلفات جاده‌ای دارای منشأ خطاهای انسانی بوده است [2,3]. رانندگی خودکار یکی از راهکارهای مطرح برای کاهش خطاهای انسانی است. طبیعتاً ایده‌آل یک مهندس و یا سازنده خودرو این است که رانندگی کاملاً خودکار و یا اصطلاحاً بدون راننده انجام پذیرد. با این حال رانندگی بدون سرنشین یک مسأله پیچیده بوده که

امروزه کاربرد و قابلیت‌های سیستم‌های پیشرفته کمک راننده به طور چشم‌گیری در حال افزایش است. این سیستم‌ها در کنار تأمین راحتی سفر، کاهش ترافیک، بهینه‌سازی مصرف سوخت و کاهش آلودگی نقش بسیار مهمی در کاهش تصادفات دارند. طبق آمارهای سازمان بهداشت جهانی در سراسر جهان بر اثر تصادفات روزانه بیش از 3400 نفر فوت و همچنین سالانه ده‌ها میلیون نفر نیز دچار مصدومیت می‌شوند، همچنین گزارش‌های این

Please cite this article using:

H. Sazgar, Sh. Azadi, R. Kazemi, 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)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

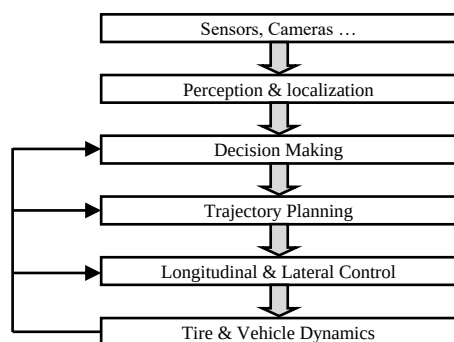


Fig. 1 Integrated longitudinal and lateral vehicle guidance algorithm

شکل 1 الگوریتم هدایت یکپارچه طولی- عرضی خودرو

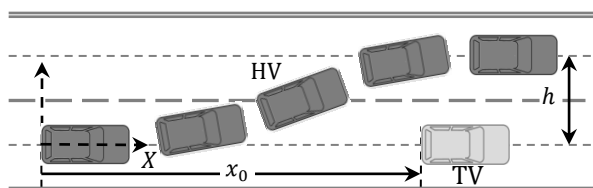


Fig. 2 Lane change maneuver

شکل 2 مانور تعویض خط حرکت

ترمز به حدی است که چنانچه خودرو میزبان تنها از ترمزگیری استفاده کند، برخورد حتمی است. در چنین شرایطی برای اجتناب از برخورد تنها راه ممکن این است که خودرو میزبان ضمن کاهش سرعت به سمت خط حرکت مجاور تغییر مسیر دهد. فرض بر این است که سرعت اولیه و فاصله اولیه بین دو خودرو به گونه‌ای است که مانور امکان‌پذیر است.

در انتهای این بخش مروری بر مهم‌ترین چالش‌های پیش‌رو در هدایت یکپارچه خودرو ارائه می‌گردد. اولین چالش انتخاب یک مدل دینامیکی مناسب برای خودرو و تأثیر است. این مدل باید ضمن ساده بودن به خوبی بیانگر رفتار واقعی سیستم در مانور مورد نظر باشد. برای انتخاب یک مدل مناسب باید رفتار خودرو و تأثیر در مانور مورد نظر به دقت مورد تحلیل و بررسی قرار گیرد. در ادامه با توجه به این تحلیل‌ها، فرضیات و قواعد کاربردی استخراج گردند. بدون شک در مراحل مختلف طراحی مسیر حرکت و همچنین طراحی کنترل یکپارچه، این قواعد بسیار راه‌گشا خواهند بود. چالش مهم دیگر این است که الگوریتم ارائه شده باید حجم محاسباتی قابل قبولی داشته و همچنین داده‌های مورد نیاز آن با استفاده از تجهیزات موجود قابل اندازه‌گیری و یا شناسایی باشند. در نهایت بحث پایداری الگوریتم کنترلی نکته اساسی است که حتماً باید مورد توجه قرار گیرد.

3- مدل دینامیکی

مدل دینامیکی استفاده شده در این پژوهش همان مدل دوچرخه است [6]. با این حال به منظور نزدیک بودن رفتار مدل به رفتار واقعی خودرو ملاحظاتمانند انتقال بار طولی و مدل غیرخطی تأثیر در نظر گرفته شده‌اند. مدل دینامیکی را می‌توان به سه بخش معادلات حرکت خودرو، معادله حرکت چرخ و دینامیک تأثیر تقسیم‌بندی نمود. در ادامه هر یک از این بخش‌ها به تفصیل تشریح خواهد گردید.

3-1- معادلات حرکت خودرو

مدل دوچرخه خودرو در شکل 3 نشان داده شده است. این مدل شامل سه درجه آزادی x ، y و ψ بوده که به ترتیب بیانگر موقعیت طولی، موقعیت

جنبه‌های چالش‌برانگیز زیادی دارد و نیازمند داشتن مهارت در حوزه‌های متنوعی مانند مباحث دیداری¹، پردازش تصویر، طراحی مسیر حرکت، مدل‌سازی و کنترل خودکار خواهد بود. استفاده از سیستم‌های کمک راننده یکی از راه حل‌های مطرح برای کاهش خطاهای انسانی است. در دهه‌های گذشته سیستم‌های کمک راننده بسیاری به منظور کاهش خطای راننده و پرهیز از شرایط خطرناک توسعه داده شده‌اند [5,4]. شماری زیادی از این تحقیقات عملیاتی شده و تعدادی نیز به مرحله تولید انبوه رسیده‌اند. برخی از مهم‌ترین آن‌ها عبارت از سیستم‌های ترمز ضد قفل، سیستم‌های کنترل پایداری الکترونیکی، سیستم‌های اجتناب از برخورد، سیستم‌های کروز کنترل تطبیقی، سیستم‌های هشدار خارج شدن از خط حرکت، سیستم‌های حفظ خط حرکت، سیستم‌های کمکی برای تعویض خط حرکت و سیستم‌های پارک خودکار است. با بررسی سیستم‌های موجود مشاهده می‌شود که عمده این سیستم‌ها یا در حوزه هدایت طولی و یا هدایت عرضی خودرو است. در واقع تعداد سیستم‌های کمک راننده‌ای که بتوانند هدایت یکپارچه طولی- عرضی را انجام دهند اندک است. همین موارد اندک نیز محدودیت‌هایی داشته و تنها برای مانورهای ساده پاسخ‌گو است. به هر حال در مانورهای بحرانی، جفت‌شدگی‌های بسیار قوی بین دینامیک طولی و دینامیک عرضی در چندین سطح دینامیک، سینماتیک و نیروهای تأیر وجود دارند؛ بنابراین نیاز به یک سیستم کمک راننده که بتواند در این مانورهای خودرو را هدایت کند به خوبی احساس می‌گردد.

چیدمان بخش‌های مختلف این مقاله به شرح زیر است. در ادامه سیستم هدایت یکپارچه طولی- عرضی به صورت خلاصه معرفی می‌شود. مدل دینامیکی خودرو و دینامیک تأیر به تفصیل در بخش سوم ارائه شده‌اند. بخش بعد به معرفی قواعد کاربردی و فرضیات مورد استفاده در این پژوهش اختصاص یافته است. در بخش‌های پنجم و ششم به ترتیب جزئیات طراحی مسیر حرکت و طراحی کنترل یکپارچه بیان گردیده است. بخش هفتم به بیان نتایج شبیه‌سازی و بررسی عملکرد الگوریتم هدایت یکپارچه پیشنهادی اختصاص یافته است. در ادامه نیز نتیجه‌گیری و پیشنهاد برای پژوهش‌های آینده بیان و اثبات پایداری روش کنترلی نیز در پیوست ارائه شده است.

2- معرفی سیستم هدایت یکپارچه طولی- عرضی

هدف این پژوهش ارائه یک الگوریتم است که با در نظر گرفتن محدوده سرعت مجاز بزرگراه، موقعیت خودرو هدف، دینامیک خودرو و دینامیک تأیر، ابتدا یک مسیر حرکت مناسب تولید نموده و سپس با استفاده از یک کنترل‌کننده یکپارچه طولی- عرضی، ورودی‌های کنترلی مناسب را محاسبه و به عملگرهای ترمز/ گاز و فرمان ارسال نماید. همان‌طور که در شکل 1 نشان داده شده است، الگوریتم هدایت طولی- عرضی مراحل مختلفی دارد. با این حال در این پژوهش تمرکز بر دو حوزه طراحی مسیر حرکت و کنترل طولی- عرضی خودرو است، به بیان دیگر فرض می‌شود که اطلاعات لازم از سایر مراحل کاملاً در دسترس باشند.

به عنوان نمونه‌ای از کاربرد این الگوریتم می‌توان به اجتناب از برخورد بحرانی در بزرگراه اشاره نمود. خودرو سواری میزبان² (HV) که در یک بزرگراه و در مسیر مستقیم با سرعت بالا در حال حرکت است را در نظر بگیرید (شکل 2). خودرو هدف³ (TV) نیز در خط حرکت فعلی خودرو در حال حرکت است. در یک لحظه خودرو هدف به شدت ترمز می‌گیرد. شدت

¹ Vision

² Host Vehicle

³ Target Vehicle

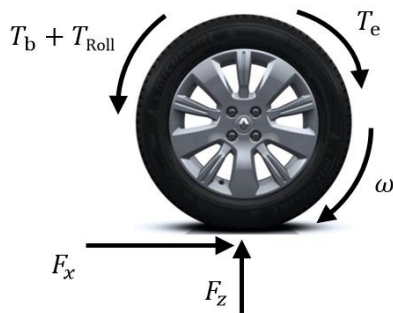


Fig. 4 Free body diagram of a wheel during accelerating

شکل 4 نمودار جسم آزاد چرخ در حال شتاب‌گیری

که I_w ممان اینرسی دورانی چرخ، F_x نیروی طولی تایلر، R_w شعاع مؤثر چرخ، T_e گشتاور موتور منتقل شده به چرخ، T_b گشتاور ترمزی و T_{Roll} نماد گشتاور مقاوم غلتشی است. جهت نشان داده شده در شکل 4 برای F_x مربوط به حالت شتاب‌گیری است، همچنین گشتاور مقاوم غلتشی نیز با کمک رابطه (7) قابل محاسبه است.

$$T_{Roll} = f_r F_z R_w \quad (7)$$

که f_r و F_z به ترتیب معرف ضریب مقاومت غلتشی و نیروی نرمال تایلر است.

3-3- دینامیک تایلر

با فرض وابستگی خطی نیروی اصطکاک تایلرها به نیروی عمودی هر تایلر، می‌توان نیروی اصطکاک طولی یا عرضی تایلر را با رابطه (8) بیان کرد.

$$F_{\gamma\tau} = \mu_{\gamma\tau} F_{z\tau}, \quad \gamma \in \{x, y\}, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (8)$$

که $F_{z\tau}$ معرف بار عمودی هر یک از تایلرهای جلو یا عقب بوده و $\mu_{\gamma\tau}$ نیز بیانگر ضریب اصطکاک طولی یا عرضی همان تایلر است. هر چند محاسبه دقیق نیروی عمودی تایلر با در نظر گرفتن دینامیک سیستم تعلیق به آسانی قابل انجام است، اما این امر باعث افزایش مرتبه مدل دینامیکی خواهد گردید. برای پرهیز از این مسأله در این پژوهش از دینامیک سیستم تعلیق صرف نظر شده و نیروی عمودی تایلر با در نظر گرفتن شتاب طولی خودرو به صورت تقریبی به صورت روابط (9) محاسبه می‌گردد.

$$F_{z_f} = \frac{m}{2l} \left(g l_r - a_{x_{cg}} h_{cg} - \frac{F_{aero} h_{aero}}{m} \right) \quad (9-a)$$

$$F_{z_r} = \frac{m}{2l} \left(g l_f + a_{x_{cg}} h_{cg} + \frac{F_{aero} h_{aero}}{m} \right) \quad (9-b)$$

با توجه به روابط (9-a) روشن است که مجموع نیروهای عمودی تایلرها برابر نیروی وزن خودرو (mg) است.

ضریب $\mu_{\gamma\tau}$ را نیز می‌توان با استفاده از فرمول پژاکا جادویی، به صورت روابط (10) محاسبه نمود [9].

$$\mu_{\gamma\tau} = \frac{s_{\gamma\tau}}{s_\tau} \mu_\tau, \quad \gamma \in \{x, y\}, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (10-a)$$

$$\mu_\tau = D \sin[C \arctan(B s_\tau)], \quad \tau \in \{f, r\} \quad (10-b)$$

$$s_\tau = \sqrt{s_{x_\tau}^2 + s_{y_\tau}^2}, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (10-c)$$

B ، C ، D ضرایبی ثابت هستند که با توجه به شرایط تایلر و جاده تعیین می‌گردند، در این پژوهش فرض شده است که این ثوابت در دسترس بوده و برای تمامی تایلرها یکسان می‌باشند. μ_τ بیانگر ضریب اصطکاک کل بوده که تابعی از لغزش کل s_τ است. لغزش کل تایلر نیز خود تابعی از لغزش طولی s_{x_τ} و لغزش عرضی s_{y_τ} است.

لغزش طولی هر یک از تایلرهای جلو یا عقب تابعی از سرعت طولی نقطه

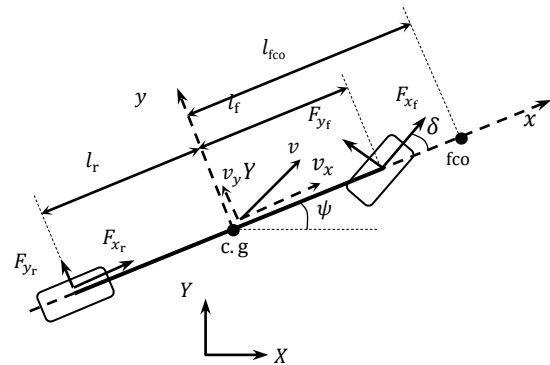


Fig. 3 Vehicle bicycle model

شکل 3 مدل دوچرخه خودرو

عرضی و زاویه سمتی خودرو است. سرعت مرکز جرم خودرو برابر v بوده که با تجزیه آن در دستگاه مختصات محلی خودرو دو مؤلفه v_x و v_y (سرعت طولی و عرضی) حاصل می‌گردند. زاویه فرمان و زاویه لغزش جانبی نیز به ترتیب با نمادهای δ و β نشان داده شده‌اند، همچنین فرض شده است که خودرو تنها از طریق چرخ‌های جلو فرمان‌پذیر باشد.

نیروهایی تایلر نیز برحسب مختصات محلی تایلر بیان شده‌اند. در واقع نیرویی که در راستای تایلر بوده با زیرنویس x و نیروی که عمود بر تایلر است با زیرنویس y مشخص گردیده است. فاصله مرکز جرم تا محورهای جلو و عقب نیز به ترتیب با نمادهای l_f و l_r معرفی شده‌اند. ارتفاع مرکز جرم از ارتفاع مرکز آیرودینامیکی به ترتیب برابر h_{cg} و h_{aero} فرض شده‌اند. همچنین جرم خودرو با نماد m و ممان اینرسی آن نیز با نماد I_z معرفی می‌گردد. با توجه به شکل 3 و به کارگیری قانون دوم نیوتون، حرکت خودرو برحسب شتاب مرکز جرم را می‌توان با روابط (1) توصیف کرد.

$$m a_{x_{cg}} = F_{x_f} \cos \delta - F_{y_f} \sin \delta + F_{x_r} - F_{aero} \quad (1-a)$$

$$m a_{y_{cg}} = F_{x_f} \sin \delta + F_{y_f} \cos \delta + F_{y_r} \quad (1-b)$$

$$I_z \ddot{\psi} = l_f (F_{x_f} \sin \delta + F_{y_f} \cos \delta) - l_r F_{y_r} \quad (1-c)$$

در معادلات حرکت f و r به ترتیب معرف تایلرهای جلو و عقب است، همچنین F_{aero} بیانگر نیروی آیرودینامیکی بوده و با رابطه (2) تعریف می‌گردد [6].

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_d A_F (v_x + v_{wind})^2 \quad (2)$$

که در آن ρ و C_d و v_{wind} به ترتیب معرف چگالی هوا، ضریب بازدارندگی آیرودینامیکی و سرعت باد است. A_F نیز بیانگر سطح تصویر شده خودرو در راستای طولی بوده که برای خودروهای سواری با جرم 800-2000 kg برابر $1.6 + 0.00056(m - 765)$ فرض می‌شود [6].

شتاب‌های طولی و عرضی مرکز جرم نیز به ترتیب با معادلات (3-a)

تعریف می‌شوند.

$$a_{x_{cg}} = \dot{v}_x - v_y \dot{\psi} \quad (3-a)$$

$$a_{y_{cg}} = \dot{v}_y + v_x \dot{\psi} \quad (3-b)$$

2-3- معادله حرکت چرخ

چرخ یکی از مهم‌ترین زیرسیستم‌ها در بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالت ترمزگیری و شتاب‌گیری است. نمودار جسم آزاد چرخ در شکل 4 نشان داده شده است.

با توجه به شکل 4 و فرض $T = T_e - T_b$ ، با به کارگیری قانون دوم نیوتون، معادله حرکت چرخ را می‌توان با رابطه (6) بیان نمود.

$$I_w \dot{\omega} = T - F_x R_w - T_{Roll} \quad (6)$$

قاعده دوم: تناسب ترمزی، با توجه به این قاعده توزیع گشتاور ترمزی بین چرخ‌های جلو و عقب متناسب با نیروی نرمال تایرهای جلو و عقب است.

قاعده سوم: گشتاور رانشی تنها به چرخ‌های جلو اعمال می‌شود؛ بنابراین در این شرایط لغزش طولی تایرهای عقب (در مقایسه با تایرهای جلو) ناچیز بوده و می‌توان از نیروی طولی این تایرها در مقایسه با تایرهای جلو صرف نظر نمود.

قاعده چهارم: در مانور مورد نظر زوایه لغزش تایرها کوچک است؛ بنابراین تقریب‌های $\sin(\alpha_{t,E}) \approx \alpha_{t,E}$ و $\tan(\alpha_{t,E}) \approx \alpha_{t,E}$ برقرار بوده و روابط (15-a) به رابطه (16) تبدیل می‌گردند.

$$s_{y_\tau} = K_{\alpha_\tau} \alpha_\tau, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (16)$$

که برای $s_{x_\tau} = 1$ و $s_{x_\tau} > 0$ برای $K_{\alpha_\tau} = v_{rw_\tau}/v_{cw_\tau}$ و برای $s_{x_\tau} \leq 0$ است.

5- طراحی مسیر حرکت

در بحث طراحی مسیر حرکت باید دو هدف اجتناب از برخورد و قابل پیمایش بودن مسیر تأمین گردد. با یک نگاه گذرا به پژوهش‌های انجام شده می‌توان نتیجه گرفت که بحث طراحی مسیر حرکت در محیط دینامیک بارها مورد مطالعه قرار گرفته است. به تازگی کاتراکراس و همکاران یک تحقیق کامل و دقیقی بر انواع روش‌های مطرح شده در حوزه طراحی مسیر حرکت بلادرنگ خودرو انجام داده‌اند [11]. با توجه به نتایج این پژوهش و همچنین مطالعه سایر مراجع می‌توان گفت که یکی از حوزه‌هایی که کمتر مورد توجه قرار گرفته لحاظ نمودن محدودیت‌های دینامیکی خودرو و تایر در طراحی مسیر حرکت است. در ادامه به برخی از مهم‌ترین محدودیت‌های موجود در روش‌های طراحی مسیر حرکت اشاره می‌گردد. در برخی پژوهش‌ها فرض شده که سرعت خودرو ثابت باشد [12]. شمار زیادی از پژوهشگران مانند [13] در بحث طراحی مسیر تنها قیدهای سینماتیکی خودرو را در نظر گرفته‌اند. برخی رفتار خودرو را با یک مدل دینامیکی خطی تقریب زده‌اند [14]. بسیاری نیز فرض کرده‌اند که ماکزیمم شتاب طولی یا عرضی ثابت باشد [15]. با این حال چون تایر در مانورهای بحرانی وارد ناحیه اشباع خود می‌گردد، فرضیات انجام شده در پژوهش‌های اخیر با شرایط واقعی همخوانی نخواهند داشت. چرا که در چنین مانورهای دینامیک تایر و در نتیجه رفتار خودرو کاملاً غیرخطی خواهد بود، همچنین ظرفیت نیروی برآیند تایر محدود است، این بدین معناست که چنانچه نیروی طولی/ عرضی تایر افزایش یابد، حداکثر نیروی عرضی/ طولی که تایر می‌تواند تأمین نماید، کاهش خواهد یافت؛ بنابراین در مانورهای بحرانی نمی‌توان یک ماکزیمم شتاب ثابت طولی/ عرضی برای کل فرآیند طراحی مسیر در نظر گرفت. در واقع ماکزیمم شتاب طولی و یا عرضی مجاز در هر لحظه متفاوت خواهد بود. یکی از پژوهش‌هایی که در طراحی مسیر حرکت، دینامیک غیرخطی خودرو و تایر را در نظر گرفته تحقیق جئون و همکاران است. روش ارائه شده توسط ایشان کلی بوده و برای عموم شرایط رانندگی قابل استفاده است. با این حال حجم محاسباتی آن بالا بوده و همچنین ممکن است گرفتار مینیمم محلی شود. از طرفی مسأله طراحی مسیر حرکت برای مانور تعویض خط سرعت بالا نسبتاً ساده بوده و به نظر می‌رسد با روش‌های ساده‌تر مانند استفاده از چند جمله‌ای‌ها بتوان مسیرهای حرکت مناسبی استخراج نمود [7]. از جمله پژوهش‌های جدیدی که از چند جمله‌ای‌ها برای طرحی مسیر حرکت استفاده نموده‌اند می‌توان به تحقیق کدخدا جعفریان [16] برای خودرو سواری و تحقیق شجاعی [17] برای کشنده نیمه تریلر اشاره کرد. در این دو پژوهش با یک روش مشابه بر مبنای اجتناب از برخورد و ظرفیت دینامیکی خودرو مسیر

تماس تایر با سطح جاده $(v_{cw_{t,E}})$ و سرعت طولی معادل دوران چرخ $(v_{rw_{t,E}})$ بوده و با رابطه (11) تعریف می‌گردد.

$$s_{x_\tau} = \frac{v_{rw_\tau} - v_{cw_\tau}}{\max(v_{rw_\tau}, v_{cw_\tau})}, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (11)$$

سرعت طولی نقطه تماس تایر با سطح جاده برای تایرهای جلو و عقب را نیز می‌توان به ترتیب از معادلات (12-a) محاسبه نمود.

$$v_{cw_f} = v + \psi \beta l_f \quad (12-a)$$

$$v_{cw_r} = v - \psi \beta l_r \quad (12-b)$$

چنانچه سرعت دورانی چرخ با نماد ω_τ نشان داده شود، سرعت طولی معادل دوران چرخ (v_{rw_τ}) از رابطه (13) تعیین می‌گردد.

$$v_{rw_\tau} = R_{w_\tau} \omega_\tau, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (13)$$

برای محاسبه لغزش عرضی ابتدا باید زوایه لغزش تایر مشخص گردد. زوایه لغزش تایر جلو (α_f) و زوایه لغزش تایر عقب (α_r) را به ترتیب می‌توان با استفاده از روابط (14-a) تعیین کرد.

$$\alpha_f = \delta - \tan^{-1} \left(\frac{v_y + \psi l_f}{v_x} \right) \quad (14-a)$$

$$\alpha_r = -\tan^{-1} \left(\frac{v_y - \psi l_r}{v_x} \right) \quad (14-b)$$

حال که زوایه لغزش مشخص شد، با کمک روابط (15-a) می‌توان لغزش عرضی را محاسبه نمود [10].

حالت اول ($s_{x_\tau} \leq 0$):

$$s_{y_\tau} = \frac{v_{rw_\tau} \sin(\alpha_\tau)}{v_{cw_\tau}}, \quad \tau \in \{f, r\} \quad (15-a)$$

حالت دوم ($s_{x_\tau} > 0$):

$$s_{y_\tau} = \tan(\alpha_\tau), \quad \tau \in \{f, r\} \quad (15-b)$$

پارامترهای مدل دینامیکی خودرو مورد نظر در جدول 1 ارائه شده‌اند.

4- قواعد کاربردی و فرضیات مهم

همان‌طور که پیشتر اشاره شد، الگوریتم ارائه شده در این پژوهش برای سرعت‌های بالا در بزرگراه قابل استفاده است. با بررسی دقیق حرکت خودرو در این شرایط می‌توان قواعد کاربردی بسیار مهمی استخراج نمود که در بحث طراحی مسیر حرکت و طراحی کنترل‌کننده یکپارچه بسیار راه‌گشا و مفید خواهند بود. در ادامه این قواعد به صورت خلاصه معرفی می‌گردد.

قاعده اول: با توجه به بالا بودن سرعت، برای حفظ پایداری خودرو باید زوایه سمتی (ψ) و زوایه فرمان (δ) کوچک باشند.

جدول 1 پارامترهای خودرو [9]

نماد پارامتر	واحد	مقدار
m	kg	1450
I_z	kgm ²	2740
l_f	m	1.1
l_r	m	1.6
h_{cg}	m	0.4
h_{aero}	m	0.4
v_{wind}	m/sec	0
w_{HV}	m	0.85
b_f	m	2
R_w	m	0.3
I_w	kgm ²	0.9
f_r	---	0.015
B	---	7
C	---	1.6
D	---	0.52

گرفته شده است. مختصات گوشه عقب سمت راست خودرو هدف برحسب زمان (t) نیز $(Y_B(t))$ و $(X_B(t))$ بوده که در دستگاه مختصات اینرسی $X-Y$ بیان می‌گردد. موقعیت عرضی خودرو هدف در زمان رسیدن نیز برابر w_{TV} فرض شده است، همچنین فرض بر این است که در ابتدای مانور توابع $X_B(t)$ و $Y_B(t)$ مشخص باشند. حرکت مطلوب مرکز جرم خودرو میزبان در راستای عرضی $(Y_R(t))$ به صورت یک منحنی درجه 5 برحسب زمان در نظر گرفته می‌شود. دلیل استفاده از چندجمله‌ای درجه 5 این است که با توجه به دو بار مشتق‌پذیر بودن این منحنی، مسیرهای حرکت درجه 5 هموار بوده و به علاوه برای تعریف مسیر حرکت به تعداد نقاط کمی نیاز است. در واقع با آگاهی از مقادیر متغیرها در دو نقطه می‌توان مسیر حرکت درجه 5 را تعریف کرد [13]. با توجه به نکات یاد شده موقعیت عرضی مطلوب مرکز جرم خودرو میزبان در دستگاه مختصات اینرسی را می‌توان با رابطه (17) بیان کرد.

$$Y_R(t) = b_1 t^5 + b_2 t^4 + b_3 t^3 + b_4 t^2 + b_5 t + b_6 \quad (17)$$

b_1 تا b_6 ثوابتی هستند که برای تعریف مسیر استفاده می‌شوند. دقت شود که زیرنویس R بیانگر حالت مطلوب است. همچنین فرض می‌شود که در ابتدای حرکت مرکز جرم خودرو بر مبداء محورهای مختصات منطبق بوده و سرعت عرضی و شتاب عرضی در ابتدا و انتهای مانور نیز صفر می‌باشند. جابه‌جایی عرضی مرکز جرم خودرو در کل مانور نیز برابر h است. زمان کل مانور نیز برابر t_f فرض می‌شود که مجهول است. با اعمال این شرایط به معادله (17) موقعیت عرضی مطلوب مرکز جرم را می‌توان با رابطه (18) توصیف نمود.

$$Y_R(t) = \left(\frac{6h}{t_f^5}\right)t^5 - \left(\frac{15h}{t_f^4}\right)t^4 + \left(\frac{10h}{t_f^3}\right)t^3 \quad (18)$$

در این پژوهش فرض می‌شود که حرکت طولی خودرو یک حرکت شتاب ثابت باشد. با این حال با توجه به دینامیک سیستم ترمز/گاز نمی‌توان فرض کرد که از همان ابتدای مانور، شتاب مطلوب در دسترس است. برای این منظور پیشنهاد می‌شود که شتاب طولی مطلوب (a_{xR}) با رابطه (19) بیان گردد.

$$\frac{A_{xR}(s)}{A_x(s)} = \frac{K}{s+K} \quad (19)$$

که K ، ثابت زمانی سیستم ترمز / گاز است. با فرض این‌که شتاب نهایی خودرو میزبان مقدار ثابت a_{HV} باشد $A_x(s) = a_{HV}/s$ ، با گرفتن لاپلاس معکوس از رابطه (19)، شتاب مطلوب به صورت رابطه (20) خواهد بود.

$$a_{xR}(t) = a_{HV}(1 - e^{-Kt}) \quad (20)$$

با توجه به این‌که در ابتدای حرکت، خودرو در جهت بزرگراه قرار دارد، می‌توان گفت که سرعت طولی اولیه آن $v_R(0) = v_0$ است. با فرض این‌که در ابتدای حرکت مرکز جرم خودرو بر مبداء مختصات اینرسی منطبق بوده $(X_R(0) = 0)$ و همچنین زاویه سمتی خودرو کوچک است، با دو بار انتگرال‌گیری از معادله شتاب (رابطه (20)) می‌توان موقعیت طولی مطلوب خودرو را برحسب زمان محاسبه کرد (رابطه (21)).

$$X_R(t) = a_{HV} \left[\frac{1}{K^2} (1 - e^{-Kt}) - \frac{t}{K} + \frac{t^2}{2} \right] + v_0 t \quad (21)$$

با توجه به قاعده اول و دقت در شکل 5 می‌توان موقعیت طولی نقطه A را با رابطه (22) تعریف نمود.

$$X_A(t) = X_R(t) + b_f \quad (22)$$

در مورد خودرو هدف، $X_B(t)$ و $Y_B(t)$ می‌تواند هر تابع دلخواهی باشد. با این حال به منظور تکمیل فرمول‌بندی روش ارائه شده، در این مرحله فرض می‌شود که حرکت طولی خودرو هدف با شتاب ثابت a_{TV} انجام پذیرد. با

حرکت مناسب طراحی شده است. از جمله نقاط قوت مرجع [16] می‌توان به قابلیت تشخیص امکان انجام مانور و همچنین قابلیت استفاده برای شرایط ترافیکی متنوع اشاره نمود. مرجع [17] نیز از این جهت که طراحی مسیر حرکت را برای یک کشنده تریلر انجام داده ارزشمند است. با این حال این دو پژوهش محدودیت‌های اساسی دارند. مهم‌ترین محدودیت ثابت فرض نمودن سرعت خودرو میزبان است. روشن است که با این فرض الگوریتم‌های ارائه شده در این دو پژوهش برای مانورهای بحرانی اجتناب از برخورد که علاوه بر تعویض خط حرکت نیازمند ترمزگیری/شتاب‌گیری نیز می‌باشند، قابل استفاده نخواهند بود. محدودیت دیگر این است که برای یافتن زمان نهایی مانور لازم است چند معادله غیرخطی به صورت هم‌زمان حل شوند. به نظر می‌رسد با توجه به برخط بودن طراحی مسیر حرکت ممکن است حل این معادلات در زمان کوتاه انجام‌پذیر نبوده و بنابراین فرآیند هدایت خودرو با مشکل مواجه شود.

با توجه به توضیحات اخیر می‌توان نتیجه گرفت که طراحی مسیر در مانورهای بحرانی و محیط دینامیک نیازمند انجام تحقیقات بیشتری است. در این پژوهش ابتدا با توجه به شرط عدم برخورد به اژاء شتاب‌های مختلف مسیرهای حرکت مختلف استخراج شده و سپس مسیرهایی مجاز با لحاظ نمودن محدوده سرعت مجاز بزرگراه تعیین می‌گردند. در ادامه ماکزیم اصطکاک مورد نیاز در هر مسیر با در نظر گرفتن دینامیک خودرو و دینامیک تایلر تعیین می‌گردد. از طرفی ماکزیم اصطکاک موجود نیز مشخص است؛ بنابراین مسیرهای که ماکزیم اصطکاک آن‌ها بیش از اصطکاک ماکزیم موجود باشد، غیرقابل قبول خواهند بود. در انتها مسیری که ماکزیم اصطکاک مورد نیاز آن کمتر است، به عنوان مسیر حرکت مطلوب انتخاب می‌گردد. در ادامه ابتدا جزئیات روش اجتناب از برخورد و سپس مباحث مربوط به ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت ارائه خواهد گردید.

5-1- اجتناب از برخورد

در اجتناب از برخورد هدف این است که مسیر به گونه‌ای طراحی شود که خودرو میزبان با یک فاصله ایمن sd از کنار خودرو هدف عبور کرده و به خط حرکت مجاور منتقل گردد. بدیهی است که برای رسیدن به این هدف بی‌نهایت مسیر وجود دارد. البته برخی از این مسیرها از منظر دینامیک خودرو و دینامیک تایلر امکان‌پذیر نبوده که در بخش بعد بررسی خواهند شد. در این بخش به دنبال مسیرهایی هستیم که شرط فاصله ایمن و محدوده سرعت مجاز بزرگراه را برآورده نمایند. برای درک بهتر برخورد، موقعیت عرضی دو خودرو در لحظه رسیدن، در شکل 5 نشان داده شده است. با توجه به شکل 5 فاصله مرکز جرم خودرو میزبان تا دورترین نقاط سپر جلو و سپر عقب به ترتیب b_f ، b_r است. عرض خودرو نیز برابر $2w_{HV}$ در نظر

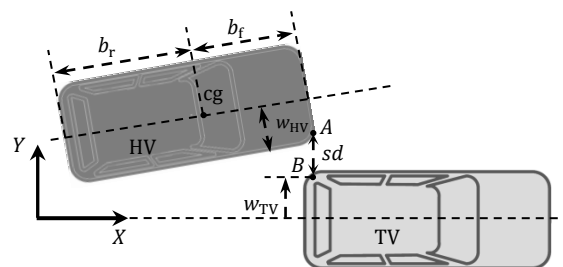


Fig. 5 Illustration of lateral distance between host vehicle and target vehicle at the moment of arrival

شکل 5 فاصله عرضی بین خودرو میزبان و خودرو هدف در لحظه رسیدن

نمی‌توانند اصطکاک لازم برای این مسیر حرکت را تأمین کنند، مسیر غیرقابل پیمایش و در غیر این صورت مسیر قابل پیمایش خواهد بود. البته هر چه ضریب اصطکاک لازم به ماکزیمم ضریب اصطکاک موجود نزدیک‌تر باشد، مسیر حرکت پیشنهادی بحرانی‌تر خواهد بود؛ بنابراین در این بخش میزان بحرانی بودن مسیرهای قابل پیمایش پیشنهادی نیز تعیین می‌گردد. لازم به ذکر است که در انتهای بخش اجتناب از برخورد، مسیرهای حرکت پیشنهادی کاملاً معین گردیدند؛ بنابراین برای هر مسیر حرکت، مقادیر شتاب طولی مرکز جرم، شتاب عرضی مرکز جرم و زاویه سمتی خودرو برحسب زمان در دسترس بوده و می‌توانند در ارزیابی قابل پیمایش بودن این مسیر حرکت مورد استفاده قرار گیرند. در ادامه جزئیات این روش به صورت خلاصه بیان خواهد شد.

با توجه به قاعده اول و دقت در معادله (1-a) می‌توان فرض کرد که مقدار $F_{y_f} \sin \delta$ در مقایسه با $F_{x_f} \cos \delta + F_{x_r}$ ناچیز است. به طور مشابه در رابطه (4) نیز می‌توان فرض کرد که مقدار $F_{x_f} \sin \delta$ در مقایسه با $F_{y_f} \cos \delta + F_{y_r}$ ناچیز است معادلات (1-a) را می‌توان به ترتیب به فرم معادلات (28-a) نوشت.

$$a_{x_{cg}} = \frac{1}{m} (F_{x_f} + F_{x_r} - F_{aero}) \quad (28-a)$$

$$a_{y_{fco}} = \frac{l}{ml_r} F_{y_f} \quad (28-b)$$

با توجه به معلوم بودن شتاب عرضی مرکز جرم، با استفاده از رابطه (5)، شتاب عرضی مرکز نوسان جلو تعیین می‌گردد. حال با کمک رابطه (28-b) می‌توان مقدار نیروی عرضی تایرهای جلو را تعیین کرد. با جایگزینی F_{y_f} در رابطه (1-b) می‌توان مقدار F_{y_r} را نیز محاسبه نمود. با فرض این که خودرو مماس بر مسیر مطلوب حرکت کند، $a_{x_{cg}}$ برابر شتاب طولی مطلوب مرکز جرم است. از طرفی با معلوم بودن سرعت مطلوب و استفاده از رابطه (2)، مقدار F_{aero} در هر لحظه نیز مشخص می‌گردد. حال می‌توان با استفاده از رابطه (28-a)، مقدار $(F_{x_f} + F_{x_r})$ را در هر لحظه از مسیر تعیین نمود. برای تعیین مقدار F_{x_f} و F_{x_r} نیز می‌توان از قاعده‌های دوم و سوم استفاده کرد (حالت ترمزی رابطه (29) و حالت رانشی رابطه (30)).

$$F_{x_r} = \frac{F_{z_r}}{mg} (ma_{x_r} + F_{aero}), \quad \tau \in \{f, r\} \quad (29)$$

$$F_{x_f} = (ma_{x_f} + F_{aero}), \quad F_{x_r} = 0 \quad (30)$$

حال با در نظر گرفتن مدل دوچرخه برای خودرو می‌توان ضریب اصطکاک تایرهای جلو و تایرهای عقب در حین حرکت را محاسبه و ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز ($\mu_{req,max}$) را نیز مشخص نمود (رابطه (31)).

$$\mu_{req,max} = \max \left(\frac{\sqrt{F_{x_f}^2 + F_{y_f}^2}}{F_{z_f}}, \frac{\sqrt{F_{x_r}^2 + F_{y_r}^2}}{F_{z_r}} \right) \quad (31)$$

چنانچه حداقل در یک نقطه از مسیر حرکت، ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز ($\mu_{req,max}$) بیش از ماکزیمم ضریب اصطکاک موجود ($\mu_{ro,max}$) باشد، مسیر حرکت غیرقابل پیمایش خواهد بود. برای انتخاب مسیر حرکت بهینه لازم است که برای تک تک مسیرهای پیشنهادی بخش اجتناب از برخورد، $\mu_{req,max}$ محاسبه شده و با $\mu_{ro,max}$ مقایسه گردد. در نهایت مسیری که $\mu_{req,max} < \mu_{ro,max}$ بوده و همچنین کمترین $\mu_{req,max}$ را دارا باشد، به عنوان مسیر بهینه انتخاب گردد.

ممکن است این پرسش مطرح شود که آیا معیار حداکثر ضریب اصطکاک مورد نیاز برای انتخاب مسیر کافی است؟ اساساً در انتخاب مسیر

فرض این‌که در آغاز مانور سرعت طولی خودرو و موقعیت طولی خودرو هدف به ترتیب v_0 و x_0 باشند، تابع موقعیت طولی خودرو هدف به صورت رابطه (23) خواهد بود.

$$X_B(t) = \frac{1}{2} a_{TV} t^2 + v_0 t + x_0 \quad (23)$$

حال که توابع موقعیت نقاط A و B برحسب زمان مشخص گردید، با اعمال شرط عبور ایمن، می‌توان زمان انتهایی مانور (t_f) را به دست آورد. با توجه به شکل 5 روشن است که در لحظه رسیدن t_r ، $X_A(t_r)$ و $X_B(t_r)$ برابر است؛ بنابراین با مساوی قرار دادن سمت راست روابط (22) مقدار t_r تعیین می‌گردد. با معین بودن t_r ، مقدار $Y_B(t_r)$ نیز مشخص می‌گردد. برای سادگی $Y_B(t_r)$ با نماد w_{TV} نشان داده خواهد شد. با توجه به شکل 5 در زمان t_r بین موقعیت عرضی نقاط A و B، رابطه (24) برقرار است.

$$Y_A(t_r) = Y_B(t_r) + sd \quad (24)$$

که $Y_A(t_r)$ با رابطه (25) بیان می‌گردد.

$$Y_A(t_r) = Y_R(t_r) - w_{HW} \cos \psi_R + b_f \sin \psi_R \quad (25)$$

با معلوم بودن $\dot{Y}_R(t_r)$ و $v_R(t_r)$ می‌توان $\psi_R(t_r)$ را محاسبه نمود. در نهایت با توجه به قاعده اول می‌توان رابطه (25) را به فرم ساده شده و به صورت رابطه (26) بیان کرد.

$$Y_A(t_r) = Y_R(t_r) - w_{HV} + b_f \frac{\dot{Y}_R(t_r)}{v_R(t_r)} \quad (26)$$

با جایگزینی $Y_A(t_r)$ در رابطه (24) و انجام ساده‌سازی‌های مناسب یک معادله درجه 5 برحسب t_f ، رابطه (27) حاصل خواهد شد.

$$t_f^5 - 10ht_r^2 \left(t_{c1} + \frac{3b_f}{v_R(t_r)} \right) t_f^2 + 15ht_r^3 \left(t_{c1} + \frac{4b_f}{v_R(t_r)} \right) t_f - 6ht_r^4 \left(t_{c1} + \frac{5b_f}{v_R(t_r)} \right) = 0 \quad (27)$$

با حل رابطه (27)، مقدار t_f تعیین شده و مسیر حرکت کاملاً معین می‌گردد. در این مرحله برای طراحی مسیر حرکت به اِزاء a_{HV} مختلف، مسیرهای حرکت مختلفی حاصل خواهند شد. هر چند نحوه انتخاب کاملاً اختیاری است. با این حال در این پژوهش فرض می‌شود که a_{HV} از ماکزیمم شتاب ترمزی ($a_{b,max}$) تا ماکزیمم شتاب رانشی ($a_{t,max}$) ممکن و با گام $1m/s^2$ انتخاب گردد. بدیهی است که به اِزاء هر شتاب یک مسیر حرکت حاصل خواهد شد. با این حال مسیری که سرعت انتهایی خودرو در آن خارج از محدوده سرعت مجاز بزرگراه ($[V_{min} V_{max}]$) باشد، قابل قبول نخواهند بود.

5-2- ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت

ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت در حالت کلی مسأله بسیار پیچیده‌ای است. چرا که باید هم دینامیک خودرو و هم دینامیک تایر در نظر گرفته شوند. در واقع اگر بدون توجه به ظرفیت‌های دینامیک خودرو و دینامیک تایر مسیر حرکتی طراحی شود، با وجود به کارگیری یک کنترلی خوب ممکن است حرکت خودرو ناپایدار گردد. به عنوان مثال فرض کنید که هم‌زمان با کاهش سرعت طولی، زاویه فرمان شدیدی هم اعمال شود. در چنین شرایطی ممکن است تایر نتواند هم‌زمان نیروی طولی و عرضی لازم را تأمین نماید (ظرفیت کل نیروی تایر محدود است) و خودرو ناپایدار خواهد شد. در این بخش هدف این است که با ارائه یک رویکرد جدید، بدون حل معادلات دیفرانسیل (شامل دینامیک چرخ، معادلات حرکت خودرو و کنترل‌کننده) و تنها با حل یک مجموعه معادلات جبری ساده ارزیابی قابل پیمایش بودن برای مانورهای سرعت بالا انجام پذیرد. این ارزیابی بر مبنای ظرفیت اصطکاکی تایر و جاده است. در واقع چنانچه مجموعه تایر و جاده

مشتق‌های آن) با گشتاورهای اعمالی به چرخ‌ها استخراج گردد. با ترکیب دینامیک طولی و معادله حرکت چرخ می‌توان این ارتباط را برقرار نمود. برای این منظور کافیهست که برای هر تایلر، نیروی طولی آن در رابطه (1-a) را با مقدار معادل از رابطه (6) جایگزین گردد. ممکن است این پرسش مطرح شود که چون در رابطه (1-a) زاویه فرمان و نیروهای عرضی تایلرهای جلو نیز نامشخص هستند؛ بنابراین نمی‌توان از این روش استفاده کرد؟ در پاسخ باید گفت که اثر نیروی عرضی تایلرها در دینامیک طولی اندک بوده و در مراجع مختلف از آن‌ها صرف نظر شده است [6]. با این حال در این پژوهش به منظور افزایش دقت پیشنهاد می‌شود که از زاویه فرمان و نیروهای عرضی مرحله پیشین استفاده شود. در ادامه معادلات مربوط به استخراج ورودی کنترلی به اختصار بیان خواهند گردید.

ابتدا سطح لغزش طبق رابطه (32) تعریف می‌شود.

$$s_x = (v_x - v_R) \quad (32)$$

حال از سطح لغزش s_x مشتق گرفته و حاصل برابر صفر فرض می‌شود. در ادامه به جای $\dot{s}_x$ عبارت معادل آن از رابطه (1-a) را جایگزین نموده تا رابطه حاصل گردد.

$$\frac{F_{x_f} \cos \delta - F_{y_f} \sin \delta + F_{x_r} - F_{aero}}{m} + v_y \dot{\psi} - \dot{v}_R = 0 \quad (33)$$

δ ظاهر شده در رابطه (41)، زاویه فرمان مرحله قبل بوده که معین است. اکنون برای هر یک از تایلرها، نیروی طولی با عبارت معادل آن از رابطه (6) جایگزین می‌شود. پس از ساده‌سازی‌های روابط، رابطه (34) حاصل می‌گردد.

$$T_{teq} = R_w (f_r F_{z_f} \cos \delta + f_r F_{z_r} + F_{y_f} \sin \delta + F_{aero} - m v_y \dot{\psi} + m \dot{v}_R) + 2I_w (\dot{\omega}_f \cos \delta + \dot{\omega}_r) \quad (34)$$

همچنین $T_{teq} = (T_f \cos \delta)_{eq} + T_{req}$ است. برای در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های احتمالی، باید به ورودی معادل T_{teq} ، ترم ورودی ضربه را اضافه نمود. گشتاور کل مورد نیاز با رابطه (35) تعریف می‌شود.

$$T_t = T_{teq} - K \text{sat}(s_x, \phi_x) \quad (35)$$

در رابطه (35)، همان تابع اشباع است. ثابت K_x نیز با توجه به اندازه عدم قطعیت‌ها تعیین می‌گردد. ϕ_x یا همان ضخامت لایه مرزی نیز باید به نحوی انتخاب گردد که ضمن حفظ دقت کنترلی از بروز پدیده لرزش جلوگیری شود. اثبات پایداری کنترل طولی در پیوست الف ارائه شده است. حال باید گشتاور اعمالی به چرخ‌های جلو و عقب نیز تعیین گردد. برای حالت ترمزگیری با توجه به قاعده دوم می‌توان گشتاور اعمالی به چرخ‌های جلو (T_f) و عقب (T_r) را از رابطه (36) محاسبه نمود.

$$T_f = \frac{F_{z_f}}{F_z} T_t \quad \& \quad T_r = \frac{F_{z_r}}{F_z} T_t \quad (36)$$

برای حالت رانشی نیز با توجه به قاعده سوم، می‌توان گشتاور اعمالی به هر یک از چرخ‌های جلو و عقب را به کمک رابطه (37) تعیین کرد.

$$T_f = T_t \quad \& \quad T_r = 0 \quad (37)$$

6-2- کنترل عرضی

هدف کنترل‌کننده عرضی این است که مرکز جرم خودرو بر مسیر مطلوب حرکت نموده و همچنین خودرو پایدار باشد. مشابه کنترل طولی برای استفاده از رویکرد کنترلی مرجع [24] باید یک رابطه بین موقعیت عرضی مطلوب (یا یکی از مشتقات آن) با زاویه فرمان استخراج گردد. در اینجا نیز هر چند ورودی کنترلی به صورت مستقیم در معادلات ظاهر نشده، اما با توجه به روشی که مطرح خواهد شد، می‌توان این ارتباط را برقرار نمود. با فرض این که Y و Y_R به ترتیب معرف موقعیت عرضی خودرو و موقعیت

حرکت معیارهای مختلفی مانند اجتناب از برخورد، پایداری، راحتی سرنشین، مصرف سوخت و غیره را می‌توان در نظر گرفت. چنانچه مانور مورد نظر یک مانور تعویض خط معمولی باشد، طبیعتاً تمام معیارها مهم خواهند بود. با این حال برای مانورهای بحرانی مسأله متفاوت است. در این مانورها اجتناب از برخورد و پایداری خودرو اولویت اصلی بوده و سایر معیارها اهمیت اندکی دارند. نظر به این که در این پژوهش شرط اجتناب از برخورد برای تمامی مسیرهای پیشنهادی یکسان فرض شده، از این نظر تمامی مسیرها مشابه است؛ بنابراین می‌توان گفت مسیری که حاشیه پایداری بیشتری برای خودرو تأمین کند، مسیر مطلوب خواهد بود. طبق رابطه (10-b)، با افزایش ضریب اصطکاک، لغزش کل تأیر افزایش یافته و سبب افزایش زاویه لغزش جانبی خودرو خواهد گردید. افزایش زاویه لغزش جانبی نیز به این معناست که خودرو به ناپایداری نزدیک‌تر شده است. با توجه به این نکات در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که برای مانور بحرانی مورد نظر معیار حداکثر ضریب اصطکاک مورد نیاز یک معیار مناسب است.

6- کنترل یکپارچه طولی - عرضی

هنگام هدایت خودرو در مانورهای بحرانی، کنترل یکپارچه دینامیک طولی و دینامیک عرضی اجتناب‌ناپذیر است. در پژوهش‌های انجام شده، روش‌های کنترلی مختلفی برای حل این مسأله جالب پیشنهاد شده است. در ادامه به برخی از مهم‌ترین محدودیت‌های این پژوهش‌ها اشاره می‌گردد. شمار زیادی از تحقیقات بر مبنای مدل سینماتیکی خودرو انجام پذیرفته است [19,18]. عمده پژوهش‌ها نیز در طراحی کنترل‌کننده از یک مدل دینامیکی خطی بهره برده‌اند [20]. شماری از مراجع نیز تنها کنترل یکپارچه طولی و عرضی را برای بحث اجتناب از برخورد بررسی نموده‌اند [22,21]. طبیعتاً با توجه به در نظر نگرفتن شتاب رانشی، روش‌های ارائه شده توسط این مراجع برای تمامی مانورها قابل استفاده نخواهند بود. یکی از پژوهش‌هایی که در بحث طراحی کنترل یکپارچه، دینامیک غیرخطی خودرو را در نظر گرفته، تحقیق اتیا و همکاران است [23]. در بحث کنترل طولی ایشان از ایده تابع لیاپانوف استفاده نموده و همچنین فرض کرده‌اند که جرم خودرو، اینرسی تأیر و گشتاور غلتشی مقاوم دارای عدم قطعیت باشند. در این پژوهش برای کنترل طولی از مدل تک چرخ خودرو استفاده شده و همچنین از لغزش طولی تأیر نیز صرف نظر شده است. برای کنترل عرضی نیز از رویکرد کنترل پیش‌بین استفاده گردیده است. از جمله معایب این تحقیق می‌توان به هزینه محاسباتی بالا و همچنین امکان گرفتار شدن در مینیمم محلی در حین انجام مسأله بهینه‌سازی اشاره نمود. با توجه به توضیحات اخیر می‌توان نتیجه گرفت که مسأله کنترل یکپارچه خودرو در مانورهای بحرانی کمتر مورد توجه قرار گرفته است.

در این بخش با استفاده از رویکرد کنترلی مود لغزشی مرجع [24]، یک کنترل‌کننده یکپارچه برای کنترل سرعت طولی و همچنین کنترل موقعیت عرضی ارائه خواهد گردید. در کنترل طولی، ورودی کنترلی، گشتاورهای اعمالی به چرخ‌ها (رانشی/ترمزی) و در کنترل عرضی، ورودی کنترلی، زاویه فرمان است.

6-1- کنترل طولی

در این پژوهش هدف کنترل طولی این است که سرعت طولی مرکز جرم خودرو (v_x) برابر سرعت طولی مطلوب (v_R) باشد. برای استفاده از رویکرد مود لغزشی مرجع [24] باید، یک رابطه بین سرعت طولی (یا یکی از

جدول 2 توصیف فرضیات مانور

Table 2 Description of maneuver assumptions

نماد پارامتر	واحد	مقدار
v_0	km/h	110
x_0	m	6
h	m	3
a_{bmax}	m/s ²	-8
a_{tmax}	m/s ²	5
V_{max}	km/h	125
V_{min}	km/h	70
w_{TV}	m	0.85
a_{TV}	m/s ²	-8
sd	m	0.6
$\mu_{ro,max}$	---	0.52
K	---	20

شتاب رانشی بیش از 3 m/sec² نیز غیرقابل قبول خواهند بود. به طور مشابه با بررسی مسیر حرکت شماره 9 (شتاب ترمزی 5 m/sec²) نیز می‌توان گفت که سرعت خودرو در انتهای این مسیر حرکت نیز 56 km/h است که کمتر از مینیمم سرعت مجاز 70 km/h است؛ بنابراین تمام مسیرهای حرکتی که مقدار شتاب ترمزی آن‌ها بیش از 5 m/sec² باشد، غیرقابل قبول خواهند بود. به جهت اختصار سایر مسیرهای حرکت پیشنهادی که سرعت انتهای آن‌ها خارج از محدوده سرعت بزرگراه بوده است، در جدول 3 بیان نشده‌اند. با توجه به جدول 3 مشاهده می‌شود که ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز در مسیرهای شماره 2 و 3 از ماکزیمم اصطکاک موجود (0.52) بیشتر بوده و این مسیرها نیز غیرقابل قبول است.

با دقت بیشتر در نتایج جدول 3 نتایج بسیار جالبی حاصل خواهد گردید. برای درک بهتر این نتایج در ادامه تک تک مسیرهای حرکت قابل قبول به دقت بررسی می‌شود. در مسیر حرکت شماره 4، لغزش‌های طولی تقریباً صفر بوده و در نتیجه نیروهای طولی مورد نیاز ناچیز است. با این حال به دلیل کوتاه بودن زمان مانور (نسبت به سایر مسیرهای قابل قبول)، شتاب عرضی تحمیل شده به خودرو بالا بوده و در نتیجه نیروهای عرضی مورد نیاز نیز بزرگ است. در نهایت برآیند نیروهای تایلر مورد نیاز به گونه‌ای است که ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز در تایلرهای جلو رخ داده و برابر 0.47 است. در مسیر حرکت شماره 5، با اعمال شتاب ترمزی 1 m/sec² شرایط بهبود یافته است. در این مسیر حرکت به دلیل اعمال ترمز، نیروی طولی مورد نیاز تایلر نسبت به مسیر شماره 4 افزایش یافته، اما از طرف دیگر با افزایش زمان مانور (از 1.95 sec به 2.08 sec)، ماکزیمم شتاب عرضی کاهش و در نتیجه نیروی عرضی لازم نیز کاهش یافته است. در نهایت برآیند این افزایش و کاهش به گونه‌ای بوده که ماکزیمم نیروی مورد نیاز تایلر و در نتیجه

جدول 3 معرفی و ارزیابی مسیرهای حرکت

Table 3 Illustration and evaluation of trajectories

شماره	شتاب	سرعت نهایی	زمان مانور	ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز
مسیر	(m/s ²)	(km/h)	(sec)	تایلرهای عقب
1	3	128	1.69	0.573
2	2	122	1.77	0.54
3	1	116	1.85	0.504
4	0	110	1.95	0.466
5	-1	103	2.08	0.438
6	-2	94	2.23	0.433
7	-3	84	2.42	0.452
8	-4	72	2.67	0.492
9	-5	56	3.05	0.551

عرضی مطلوب باشند، خطا (e) به صورت $Y - Y_R$ تعریف می‌شود. همچنین سطح لغزش نیز با رابطه (38) تعریف می‌گردد.

$$ss_y = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_y \right) e, \quad \lambda_y > 0 \quad (38)$$

با مشتق‌گیری از سطح لغزش ss_y و برابر صفر قرار دادن آن می‌توان $\dot{v}_y$ را محاسبه نمود.

$$\dot{v}_y = \frac{v_y \dot{\psi} \sin \psi - \dot{v}_x \sin \psi + \ddot{Y}_R - \lambda_y (v_x \sin \psi - \dot{Y}_R)}{\cos \psi} - v_x \dot{\psi} - \lambda_y v_y \quad (39)$$

همچنین با استفاده از دینامیک عرضی مرکز نوسان جلو نیز می‌توان مقدار $\dot{v}_y$ را تعیین کرد. (روابط (4)).

$$\dot{v}_y = \frac{l}{ml_r} [F_{x_f} \sin \delta + F_{y_f} \cos \delta] - v_x \dot{\psi} - l_{fco} \ddot{\psi} \quad (40)$$

با مساوی قرار دادن عبارت‌های معادل $\dot{v}_y$ از روابط (39) مجموع نیروی عرضی تایلرهای جلو مشخص می‌گردند (رابطه (41)).

$$(F_{y_f})_{eq} = \frac{ml_r [v_y \dot{\psi} \sin \psi - \dot{v}_x \sin \psi + \ddot{Y}_R - \lambda_y (v_x \sin \psi - \dot{Y}_R)]}{l \cos \delta \cos \psi} + \frac{ml_r (l_{fco} \ddot{\psi} - \lambda_y v_y)}{l \cos \delta} - F_{x_f} \tan \delta \quad (41)$$

حال با استفاده از روابط (16, 14-a, 10-a, 8) می‌توان زاویه فرمان معادل را بر حسب $(F_{y_f})_{eq}$ استخراج نمود (42).

$$\delta_{eq} = \frac{s_f}{K_{af} \mu_f F_{z_f}} (F_{y_f})_{eq} + \tan^{-1} \left(\frac{v_y + \dot{\psi} l_f}{v_x} \right) \quad (42)$$

به منظور در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های موجود باید به ورودی معادل δ_{eq} ترم ورودی ضربه نیز اضافه گردد؛ بنابراین زاویه فرمان مورد نیاز را می‌توان با استفاده از رابطه (43) محاسبه نمود.

$$\delta = \delta_{eq} - k_y \text{sat}(s_y, \emptyset_y) \quad (43)$$

مشابه کنترل طولی در رابطه (43) ثابت K_y با توجه به اندازه عدم قطعیت‌ها تعیین می‌گردد. همچنین $\emptyset_y$ یا همان ضخامت لایه مرزی نیز باید به نحوی انتخاب شود که ضمن حفظ دقت کنترلی از بروز پدیده لرزش نیز اجتناب گردد. اثبات پایداری کنترل عرضی در پیوست ب ارائه شده است.

7- شبیه‌سازی الگوریتم هدایت یکپارچه طولی و عرضی خودرو

در این بخش نتایج شبیه‌سازی در دو حوزه طراحی مسیر حرکت و پیاده‌سازی کنترل یکپارچه برای مانور برخورد بحرانی ارائه خواهد گردید. نظر به این که کلیات مانور در انتهای بخش مقدمه بیان شد، از تکرار آن خودداری گردیده و مشخصات مانور به صورت خلاصه در جدول 2 ارائه شده است. در مانور مورد نظر فرض بر این بوده که شتاب ترمزی خودرو هدف و موقعیت عرضی نقطه B (w_{TV}) بر حسب زمان ثابت باشند.

1-7- نتایج شبیه‌سازی بخش طراحی مسیر حرکت

خلاصه نتایج شبیه‌سازی طراحی مسیر حرکت برای مانور مورد نظر در جدول 3 بیان شده است. با دقت در نتایج مسیرهای حرکت مشاهده می‌شود که در شرایط ترمزگیری و رانشی به ترتیب تایلرهای عقب و تایلرهای جلو بحرانی خواهند بود. با بررسی شتاب خودرو و سرعت انتهای مانور در مسیر حرکت شماره 1 (شتاب رانشی 3 m/sec²)، مشاهده می‌شود که سرعت خودرو میزبان در انتهای این مسیر حرکت برابر 128 km/h است که بیش از ماکزیمم سرعت مجاز (125 km/h) است. در نتیجه می‌توان گفت که این مسیر حرکت غیرقابل قبول است. بدیهی است که تمام مسیرهای حرکت با

تعقیب سرعت مطلوب موفق بوده به گونه‌ای که ماکزیمم خطای تعقیب کمتر از 0.5 km/h است. از منظر ورودی کنترلی نیز تغییرات گشتاورهای اعمالی به چرخ‌ها نیز کاملاً پیوسته و هموار است (شکل 11). با توجه به این که در حالت ترمزگیری نیروی نرمال تایرهای جلو بیشتر از نیروی نرمال تایرهای عقب می‌باشند، گشتاور اعمالی به این تایرها نیز بیشتر خواهد بود.

یکی از مباحث مهمی که حتماً باید مورد توجه قرار گیرد، بحث خطای موقعیت طولی نقطه A از خودرو میزبان است. چنانچه کنترل سرعت به خوبی انجام نپذیرد، تفاوت موقعیت طولی مطلوب و موقعیت طولی واقعی زیاد شده و ممکن است برخورد رخ دهد. برای این منظور منحنی تغییرات خطای موقعیت طولی برحسب زمان در شکل 12 نشان داده شده است. با دقت در شکل 12 مشاهده می‌شود که در لحظه رسیدن دو خودرو به یکدیگر (1.4 ثانیه) خطای موقعیت طولی اندک و تقریباً 20 cm است. همان‌طور که در انتهای بخش پیشین اشاره شد در زمان رسیدن دو خودرو شرط فاصله ایمن رعایت شده است؛ بنابراین از این نظر نگرانی وجود ندارد.

عملکرد تعقیب موقعیت عرضی خودرو در شکل‌های 13-16 نشان داده شده است.

با دقت در شکل‌های 13 و 14 مشاهده می‌گردد که کنترل عرضی ماموریت خود را به نحو شایسته‌ای انجام داده، به گونه‌ای که ماکزیمم خطای

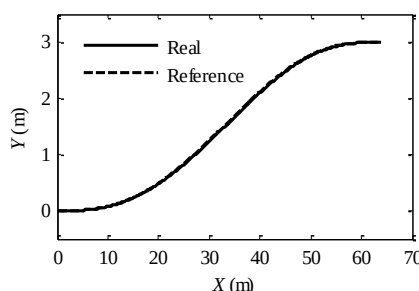


Fig. 8 Trajectory tracking for the lane change maneuver

شکل 8 تعقیب مسیر حرکت در مانور تعویض خط

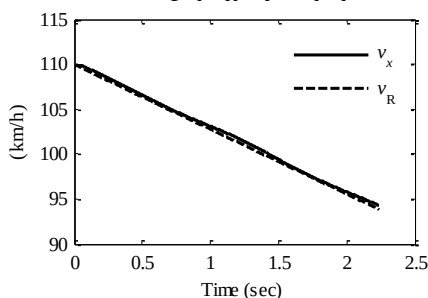


Fig. 9 Longitudinal speed tracking

شکل 9 تعقیب سرعت طولی

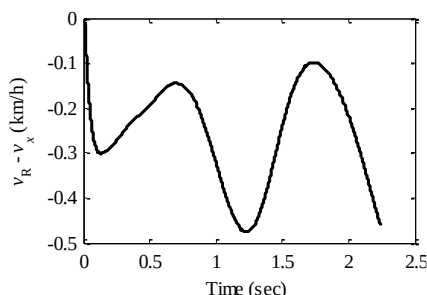


Fig. 10 Longitudinal speed tracking error

شکل 10 خطای تعقیب سرعت طولی

ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز کاهش یافته است (از 0.47 به 0.438). با افزایش شتاب ترمزی به -2 m/sec^2 در مسیر شماره 6 اتفاق بسیار جالبی رخ می‌دهد. در واقع با افزایش بیشتر شتاب ترمزی نسبت به مسیر حرکت شماره 5 ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز تقریباً ثابت باقی می‌ماند (0.433). علت این پدیده را می‌توان به این صورت بیان کرد که در این مسیر حرکت در مقایسه با مسیر حرکت شماره 5، افزایش نیروی طولی تایر تقریباً با کاهش نیروهای عرضی تایر برابر بوده و ماکزیمم اصطکاک مورد نیاز تغییری نکرده است. با توجه به این نکته می‌توان انتظار داشت که با افزایش بیشتر شتاب ترمزی، ماکزیمم اصطکاک مورد نیاز افزایش خواهد یافت. با بررسی نتایج مسیرهای حرکت شماره 7 و 8 صحت این نکته به خوبی اثبات می‌شود. با توجه به توضیحات اخیر چنانچه معیار بهینه بودن کمترین اصطکاک مورد نیاز باشد، می‌توان گفت که از میان مسیرهای قابل قبول مسیر شماره 6 با ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز 0.433 مسیر بهینه است. لازم به ذکر است که برای شبیه‌سازی کنترل یکپارچه مسیر حرکت شماره 6 انتخاب شده است. در انتهای این بخش به منظور نمایش عدم برخورد خودروها تغییرات موقعیت‌های طولی و عرضی نقاط A و B برحسب زمان به ترتیب در شکل‌های 6 و 7 نشان داده شده‌اند. با توجه به شکل 6 مشاهده می‌شود که دو خودرو پس از طی مسافت طولی 43 m و در زمان 1.4 ثانیه به یکدیگر خواهند رسید. همچنین با دقت در شکل 7 مشاهده می‌شود که در این زمان موقعیت عرضی نقاط A و B به ترتیب برابر 1.45 m و 0.85 m است. در واقع فاصله دو خودرو در زمان رسیدن 0.6 m است.

2-7- نتایج شبیه‌سازی بخش کنترل یکپارچه

عملکرد کلی کنترل‌کننده یکپارچه در شکل 8 نشان داده شده است. با توجه به شکل 8 روشن است که مسیر حرکت واقعی بر مسیر حرکت مطلوب منطبق است. در ادامه مؤلفه‌های حرکت طولی و عرضی خودرو مورد بررسی قرار خواهند گرفت. عملکرد طولی خودرو در شکل‌های 9-12 نشان داده شده است. با دقت در شکل‌های 9 و 10 مشاهده می‌شود که کنترل‌کننده طولی در

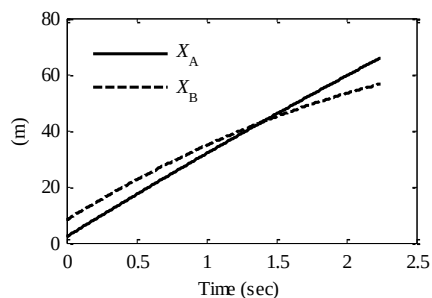


Fig. 6 Longitudinal positions of points A and B vs. time

شکل 6 موقعیت طولی نقاط A و B برحسب زمان

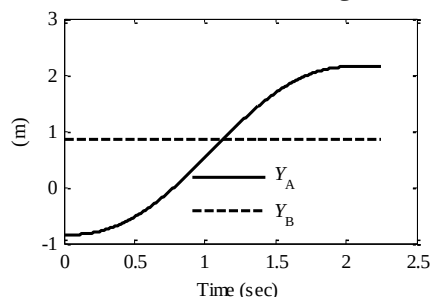


Fig. 7 Lateral positions of points A and B vs. time

شکل 7 موقعیت عرضی نقاط A و B برحسب زمان

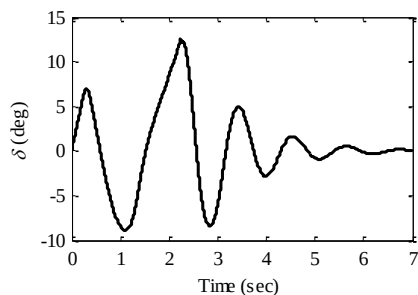


Fig. 16 Steering angle while lane change and a few seconds later

شکل 16 زاویه فرمان در حین مانور تعویض خط و چند ثانیه بعد

موقعیت عرضی کمتر از 1 cm است. همچنین با توجه به شکل 15 روشن است که تغییرات ورودی زاویه فرمان کاملاً پیوسته و هموار است. ممکن است این پرسش مطرح شود که چرا در انتهای مانور (2.25 ثانیه)، زاویه فرمان همچنان در حال افزایش است؟ در پاسخ باید گفت که به علت بالا بودن زاویه لغزش در انتهای مانور، خودرو هنوز مماس بر مسیر حرکت مطلوب نشده و زاویه فرمان صفر نخواهد بود. البته با حرکت خودرو در مسیر مستقیم به تدریج زاویه فرمان صفر خواهد شد. این مسأله به خوبی در شکل 16 نشان داده شده است.

به منظور تشریح بیشتر عملکرد کنترل یکپارچه، منحنی شتاب عرضی، تغییرات زاویه سمتی و زاویه لغزش جانبی به ترتیب در شکل‌های 17 و 18 نشان داده شده‌اند.

با توجه به شکل 17 مشاهده می‌شود که ماکزیمم شتاب عرضی در حدود 4 m/s^2 است. با مقایسه منحنی شتاب عرضی و مسیر حرکت مطلوب (شکل 8) می‌توان دریافت که ماکزیمم شتاب عرضی تقریباً در نقاطی از مسیر که داری بیشترین انحنا می‌باشند، رخ داده است. همچنین هنگامی که مرکز جرم خودرو میزبان به نیمه موقعیت عرضی مطلوب (1.5 m) رسیده، میزان شتاب عرضی تقریباً صفر است (شکل‌های 13 و 17). در این نقطه از مسیر

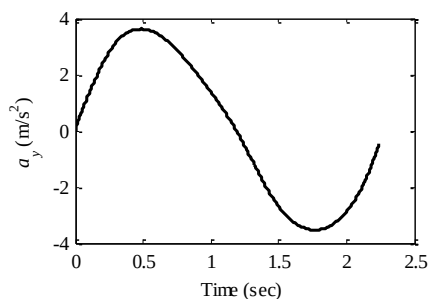


Fig. 17 Local lateral Acceleration

شکل 17 شتاب عرضی خودرو نسبت به دستگاه مختصات محلی

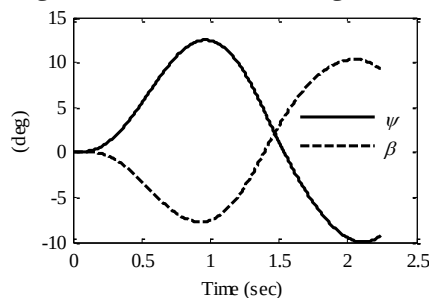


Fig. 18 Heading angle and sideslip angle

شکل 18 تغییرات زاویه سمتی و زاویه لغزش جانبی

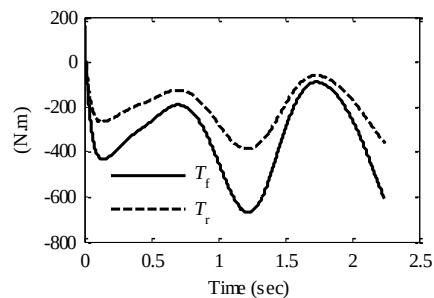


Fig. 11 Required torques at the front and rear wheels

شکل 11 گشتاور اعمالی به چرخ‌های جلو و عقب

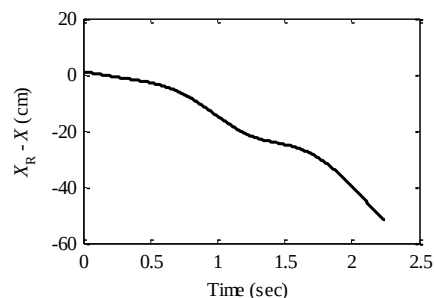


Fig. 12 Longitudinal position error of point A

شکل 12 تعقیب موقعیت طولی نقطه A

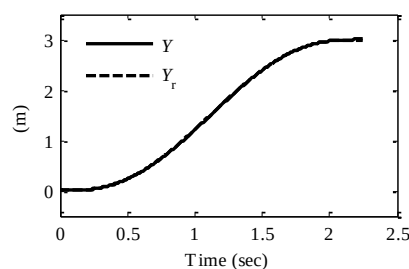


Fig. 13 Lateral position tracking

شکل 13 تعقیب موقعیت عرضی

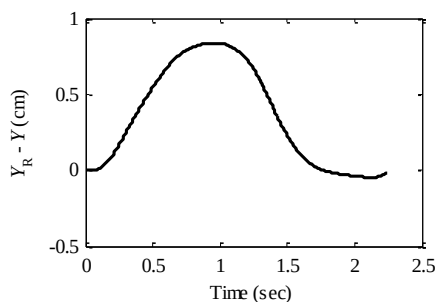


Fig. 14 Lateral position tracking error

شکل 14 خطای تعقیب موقعیت عرضی

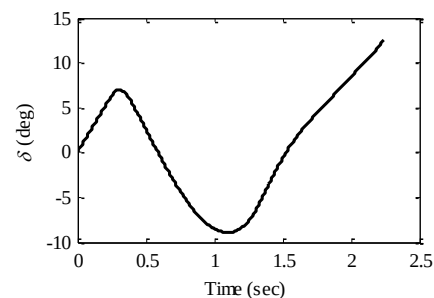


Fig. 15 Steering angle input for the lane change maneuver

شکل 15 ورودی زاویه فرمان در مانور تعویض خط حرکت

اشاره نمود. در بحث اجتناب از برخورد می‌توان حرکت خودروهای خط مجاور را نیز در نظر گرفت. همچنین برای نزدیک شدن به شرایط واقعی از مدل چهار چرخ خودرو استفاده کرد. در این پژوهش فرض بر این بود که ضرایب فرمول تایلر مشخص است. با این حال برای جامع بودن الگوریتم هدایت یکپارچه نیاز به یک روش مناسب، برای شناسایی برخط این ضرایب به خوبی احساس می‌شود.

9- پیوست

1- پیوست الف: اثبات پایداری کنترل طولی

چنانچه تابع لیپانوف به صورت $V_x = 0.5s_x^2$ فرض شود، برای پایداری کنترل طولی کفایت اثبات شود که به ازاء $\eta_x > 0$ ، نامساوی (1-a) همواره برقرار است.

$$s_x \dot{s}_x \leq -\eta_x |s_x| \quad (1-a)$$

ابتدا از s_x مشتق گرفته تا $\dot{s}_x$ ظاهر شود (2-a).

$$\dot{s}_x = (\dot{v}_x - \dot{v}_R) \quad (2-a)$$

در ادامه با ترکیب روابط (6، 1-a) در رابطه (2-a)، به جای $\dot{v}_x$ عبارت معادل آن برحسب گشتاور اعمالی به چرخ‌ها جایگزین می‌گردد تا رابطه (3-a) حاصل شود.

$$\dot{s}_x = \frac{(T_f \cos \bar{\delta} + T_r) + F_{y_f} \sin \bar{\delta} - 2I_w(\dot{\omega}_f \cos \bar{\delta} + \dot{\omega}_r)}{mR_w} - \frac{(f_r F_{z_f} \cos \bar{\delta} + f_r F_{z_r}) + F_{aero}}{m} + v_y \dot{\psi} - \dot{v}_R \quad (3-a)$$

اکنون در رابطه (3-a) به جای $(T_f \cos \bar{\delta} + T_r)$ عبارت معادل آن از رابطه (35) جایگزین می‌گردد. در نهایت با جایگزینی $\dot{s}_x$ حاصل در نامساوی (1-a) و ساده سازی روابط، نامساوی (4-a) به دست می‌آید.

$$-K_x \text{sat}(s_x, \phi_x) s_x \leq -mR_w \eta_x |s_x| \quad (4-a)$$

اگر $s_x = 0$ باشد، نامساوی (4-a) برقرار است. همچنین چنانچه $s_x \neq 0$ باشد، با انتخاب $K_x \geq mR_w \eta_x$ ، نامساوی (4-a) همواره معتبر خواهد بود.

2- پیوست ب: اثبات پایداری کنترل عرضی

چنانچه تابع لیپانوف به صورت $V_y = 0.5s_y^2$ فرض شود، برای پایداری کنترل عرضی کفایت اثبات شود که به ازاء $\eta_y > 0$ ، نامساوی (1-b) همواره برقرار است.

$$s_y \dot{s}_y \leq -\eta_y |s_y| \quad (1-b)$$

ابتدا از s_y مشتق گرفته تا $\dot{s}_y$ ظاهر شود، سپس به جای $\dot{v}_y$ مقدار معادل آن از رابطه (40) جایگزین شده، تا رابطه (2-b) حاصل گردد.

$$\dot{s}_y = \left(\frac{l}{ml_f} [F_{x_f} \sin \bar{\delta} + F_{y_f} \cos \bar{\delta}] - v_x \dot{\psi} - l_{fc} \dot{\psi} \right) \cos \psi - v_y \dot{\psi} \sin \psi + \dot{v}_x \sin \psi + v_x \dot{\psi} \cos \psi - \dot{Y}_R + \lambda_y (v_y \cos \psi + v_x \sin \psi - \dot{Y}_R) \quad (2-b)$$

حال در معادله (2-b)، به جای F_{y_f} عبارت معادل آن برحسب δ از رابطه (42) جایگزین می‌گردد. در نهایت با قرار دادن $\dot{s}_y$ حاصل در نامساوی (1-b) و ساده سازی روابط، نامساوی (3-b) حاصل خواهد شد.

$$-K_y \text{sat}(s_y, \phi_y) s_y \leq \frac{-ml_f s_f \eta_y}{l \mu_f K_{\alpha_f} F_{z_f} \cos \bar{\delta} \cos \psi} |s_y| \quad (3-b)$$

اگر $s_y = 0$ باشد، نامساوی (3-b) برقرار است. همچنین چنانچه $s_y \neq 0$ باشد، با انتخاب $K_y \geq (ml_f s_f \eta_y) / (l \mu_f K_{\alpha_f} F_{z_f} \cos \bar{\delta} \cos \psi)$ ، نامساوی (3-b) همواره معتبر خواهد بود.

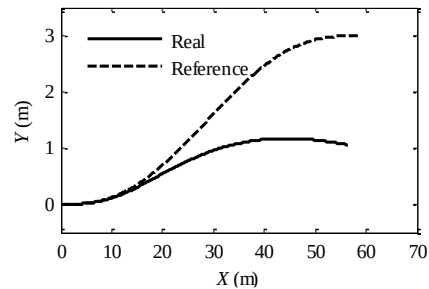


Fig. 19 Trajectory tracking for the lane change maneuver

شکل 19 تعقیب یک مسیر حرکت غیرقابل قبول برای مانور تعویض خط

انحنای صفر بوده و شعاع انحنای بی‌نهایت است. با دقت در تغییرات زاویه سمتی و زاویه لغزش جانبی (شکل 18) مشاهده می‌شود که بیشترین زاویه لغزش جانبی در بخش انتهایی مانور رخ داده و برابر 10 deg است، البته این مقدار شروع به کم شدن نموده و به تدریج صفر خواهد شد.

در انتهای این بخش به منظور ارزیابی صحت روش طراحی مسیر حرکت، عملکرد کنترل‌کننده یکپارچه برای یک مسیر غیرقابل قبول ارائه می‌گردد. برای این منظور مسیر حرکت شماره 3، ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز آن 0.584، انتخاب شده است. عملکرد کلی کنترل یکپارچه برای این مسیر حرکت در شکل 19 نشان داده شده است.

با توجه به شکل 19 روشن است که طبق انتظار، خودرو قادر به تعقیب این مسیر حرکت نبوده و کاملاً از مسیر حرکت مرجع منحرف گردیده است. در نهایت می‌توان گفت که ارزیابی انجام شده توسط روش طراحی مسیر حرکت مبنی بر غیرقابل پیمایش بودن مسیر حرکت شماره 3 کاملاً صحیح بوده است.

8- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک الگوریتم برای هدایت یکپارچه طولی- عرضی خودرو در مانورهای تعویض خط سرعت بالا ارائه گردید. این الگوریتم راه‌کارهای مناسبی برای مسأله طراحی مسیر حرکت مطلوب و مسأله تعقیب مسیر حرکت ارائه نمود. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده برای یک مانور اجتناب از برخورد بحرانی به خوبی کارایی و قابلیت‌های بالای الگوریتم پیشنهادی را به نمایش گذاشت. مهم‌ترین ویژگی‌های الگوریتم پیشنهادی به شرح زیر است.

1- به منظور در نظر گرفتن رفتار واقعی خودرو، هم در بحث طراحی مسیر حرکت و هم در بحث طراحی کنترل‌کننده یکپارچه، علاوه بر انتقال بار طولی خودرو، دینامیک غیرخطی تایلر نیز در نظر گرفته شده است.

2- روش پیشنهادی علاوه بر مانورهای سرعت ثابت برای مانورهای بحرانی ترمزگیری/ شتاب‌گیری نیز قابل استفاده بوده و نتایج قابل قبولی ارائه می‌کند.

3- در مقایسه با سایر تحقیقات، نظر به این‌که محاسبات طراحی مسیر حرکت به صورت جبری انجام پذیرفت، هزینه محاسباتی آن بسیار اندک بوده و این ویژگی در کاربرد برخط بسیار ارزشمند است.

4- کنترل‌کننده یکپارچه طولی- عرضی پیشنهادی، مسیر مطلوب را با دقت بالا تعقیب نموده و پایداری خودرو نیز تضمین گردیده است.

5- در الگوریتم ارائه شده سعی بر این بوده که طراحی مسیر حرکت و طراحی کنترل یکپارچه بر مبنای داده‌هایی انجام شوند که توسط تجهیزات موجود قابل اندازه‌گیری یا شناسایی باشند.

در ادامه این پژوهش و به عنوان فعالیت‌های آتی می‌توان به موارد ذیل

10- مراجع

- [14] Y. Cong, O. Sawodny, Hong Chen, J. Zimmermann, A. Lutz, Motion planning for an autonomous vehicle driving on motorways by using flatness properties, *Proceedings of The 2010 IEEE International Conference on Control Applications*, Japan, Yokohama, September 8-10, 2010.
- [15] X. Li, Z. Sun, Q. Zhu, D. Liu, A unified approach to local trajectory planning and control for autonomous driving along a reference path, *Proceedings of The 2014 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, China, Tianjin, August 3-6, 2014.
- [16] A. Cadkhodajafarian, A. Analooee, S. Azadi, R. Kazem, Collision-free navigation and control for autonomous vehicle in complex urban environments, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 277-288, 2017. (in Persian فارسی)
- [17] S. Shojaei, A. Rahmani Hanzaki, S. Azadi, M. Saeedi, Collision- Design of decision-making lane change algorithm of truck-semitrailer in real dynamic environment, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 9, pp. 351-360, 2017. (in Persian فارسی)
- [18] E. Kayacan, H. Ramon, W. Saeys, Robust trajectory tracking error model-based predictive control for unmanned ground vehicles, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 21, No. 2, pp. 806-814, 2016.
- [19] P. Petrov, F. Nashashibi, Modeling and nonlinear adaptive control for autonomous vehicle overtaking, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Vol. 15, No. 4, pp. 1643-1656, 2014.
- [20] L. Nehaoua, L. Nouveliere, Backstepping based approach for the combined longitudinal-lateral vehicle control, *Proceedings of The 2012 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Alcalá de Henares, Spain, June, 3-7, 2012.
- [21] J. Guo, P. Hu, R. Wang, Nonlinear coordinated steering and braking control of vision-based autonomous vehicles in emergency obstacle avoidance, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Vol. 17, No. 11, pp. 1-11, 2016.
- [22] J. Choi, K. Yi, J. Suh, B. Ko, Coordinated control of motor-driven power steering torque overlay and differential braking for emergency driving support, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 63, No. 2, pp. 566-579, 2014.
- [23] R. Attia, R. Orjuela, M. Basset, Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 52, No. 2, pp. 261-279, 2014.
- [24] J. Slotine, Sliding controller design for non-linear systems, *Control*, Vol. 40, No. 2, pp. 421-434, 1984.
- [1] Road traffic injuries, Accessed on 2 September 2017; <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/#content>.
- [2] Causes of collisions, Accessed on 2 September 2017; <http://www.roadsafetymayo.ie/Causes of Collisions>.
- [3] In the last fourteen years, 315 thousand people have died as a result of road traffic crashes, Accessed on 5 October 2015; <http://www.mehrnews.com/news/2933947>. (in Persian فارسی)
- [4] K. Bengler, K. Dietmayer, B. Farber, M. Maurer, C. Stiller, H. Winner, Three decades of driver assistance systems: review and future perspectives, *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, Vol. 6, No. 4, pp. 6-22, 2014.
- [5] Automated Driving, Accessed on 5 September 2017; <https://www.vda.de/en/topics/innovation-and-technology/automated-driving/automated-driving>.
- [6] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, Second Edition, pp. 15-46, New York: Springer, 2012.
- [7] J. Jeon, R. V. Cowlagi, S. C. Peters, S. Karaman, E. Frazzoli, P. Tsiotras, K. Iagnemma, Optimal motion planning with the half-car dynamical model for autonomous high-speed driving, *Proceedings of The 2013 American Control Conference*, USA, Washington, June 17-19, 2013.
- [8] S. C. Peters, *Optimal Planning and Control for Hazard Avoidance of Front-Steered Ground Vehicles*, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2012.
- [9] E. Velenis, P. Tsiotras, J. Lu, Optimality properties and driver input parameterization for trail-braking cornering, *Control*, Vol. 14, No. 4, pp. 308-320, 2008.
- [10] U. Kiencke, L. Nielsen, *Automotive Control Systems*, Second Edition, pp. 301-349, Berlin: Springer, 2005.
- [11] F. You, R. Zhang, G. Lie, H. Wang, H. Wen, J. Xu, Trajectory planning and tracking control for autonomous lane change maneuver based on the cooperative vehicle infrastructure system, *Expert Systems with Applications*, Vol. 42, No. 14, pp. 5932-5946, 2015.
- [12] S. Samiee, *The Design of Vehicle Control System with Drowsy Driver Based on Vehicle-Driver Interaction*, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, 2016. (in Persian فارسی)
- [13] F. You, R. Zhang, G. Lie, H. Wang, H. Wen, J. Xu, Trajectory planning and tracking control for autonomous lane change maneuver based on the cooperative vehicle infrastructure system, *Expert Systems with Applications*, Vol. 42, No. 14, pp. 5932-5946, 2015.