

طراحی سیستم کنترلی مدل پیش‌بین برای حرکت جانبی خودرو در مسیرهای غیرمستقیم

در این مقاله به طراحی یک سیستم کنترل‌کننده مدل پیش‌بین برای کنترل حرکت جانبی خودرو پرداخته می‌شود. هدف آن است که بتوان با فرض دارا بودن اطلاعات کافی از مسیر پیش روی خودرو، ورودی کنترلی مورد نیاز برای پیمایش مسیر با توجه به قیود دینامیکی به خودرو اعمال می‌گردد. این قیود به گونه‌ای تعیین شده‌اند که با خودروی واقعی متناسب بوده تا ایمنی سرنشینان را در حین فعال بودن سیستم کنترلی تأمین نمایند. همچنین مدل استفاده شده در این مقاله مبتنی بر مسیر پیش‌روی خودرو است. این طراحی مبتنی بر مسیر پیش‌رو به حرکت یکنواخت خودرو در مسیرهای غیرمستقیم می‌انجامد. مقایسه نتایج به دست آمده با پژوهش‌های پیشین نشان دهنده آن است که سیستم کنترلی طراحی شده توانسته است عملکرد بهتری داشته باشد و ایمنی خودرو و سرنشینان را افزایش دهد. DOI: 10.30506/ijmep.2020.92620.1459

علیرضا خدایاری^۱

دانشیار

علی غفاری^۲

استاد

امیررضا میربیگی مقدم^۳

دانشجوی کارشناسی ارشد

واژه‌های راهنما: کنترل مدل پیش‌بین، کنترل حرکت جانبی خودرو، مدل دوچرخه‌ای، دینامیک رو به جلو

۱- مقدمه

امروزه در صنایع خودروسازی، استفاده از روش‌های نوین کنترلی برای طراحی سیستم‌های کمک‌راننده و خودروهای بدون سرنشین اهمیت بسزایی پیدا کرده است. سنسورها و زیرساختارهای گوناگونی در این زمینه مورد استفاده قرار گرفته‌اند که از جمله آن‌ها می‌توان به سیستم‌های کنترل سرعت خودرو در مانورهای طولی و سیستم نگه‌دارنده خودرو بین خطوط اشاره نمود [۱] و [۲]. در طراحی این سیستم‌ها نحوه تعامل خودرو با محیط اطراف بایستی توسط طراحان مد نظر قرار گیرد تا علاوه بر ایجاد لذت رانندگی برای راننده، ایمنی خودرو و سرنشینان نیز تأمین گردد. در این زمینه می‌توان از معیارهایی مانند "فاصله زمانی تا عبور از خط جاده" در طراحی سیستم نگه‌دارنده خودرو در خط [۳] و "فاصله زمانی تا برخورد با مانع" در سیستم جلوگیری از تصادف [۴] و [۵] نام برد.

^۱ نویسنده مسئول، دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد پردیس، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران khodayari@pardisiau.ac.ir

^۲ استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران ghaffari@kntu.ac.ir

^۳ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه مانیتوبا، کانادا amirreza.mirbeygi@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۶/۰۵، تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۳/۲۷

از آن جهت که در طراحی کنترل کننده مدل پیش‌بین^۱ قابلیت تعامل با قیود دینامیکی خودرو و جاده وجود دارد، از این کنترل کننده برای تأمین ورودی کنترلی مورد نیاز جهت نگه‌داشتن خودرو در مسیر استفاده می‌گردد. علاوه بر آن از این روش کنترلی برای تولید و پیمودن مسیرهای قابل پیمایش توسط خودرو استفاده می‌گردد [۶] و [۷]. در [۸] طراحی کنترل کننده مدل پیش‌بین برای هدایت خودرو جهت پیمودن یک مسیر ایمن در حضور موانع و با در نظر گرفتن مرزهای جاده، مورد استفاده قرار گرفته است. مدل خودرو در این سیستم یک مدل فازی-تطبیقی است. وجود مدل های فازی تطبیقی در سیستم، به بهبود عملکرد کنترل کننده می‌انجامد ولی همزمان بار محاسباتی را بیشتر می‌کند.

در [۹] با بررسی ویژگی‌ها و پارامترهای خودرو، کنترل کننده‌ی مدل پیش‌بینی با پیچیدگی کمتر نسبت به مدل های غیرخطی طراحی شده که به علت مستقل بودن از اصطکاک، که پیچیدگی زیادی را وارد معادلات سیستم میکند، بار محاسباتی کمتری دارد. در [۱۰] از مدل غیر خطی دینامیک تاپر برای مدلسازی دینامیک جانبی خودرو استفاده شده است و از مدل غیرخطی به دست آمده در ساختار مسأله بهینه سازی استفاده شده است. همچنین در طراحی این کنترل کننده از تابع لیاپانوف استفاده شده است، لذا پایداری این سیستم قابل اطمینان است. هرچند این طراحی پیچیدگی بیشتری نسبت به مدل های خطی دارد.

در [۱۱] با توجه به بار سنگین محاسباتی و پیچیدگی کنترل کننده مدل پیش‌بین خطی، یک روش مدل پیش‌بین به هنگام پیشنهاد می‌شود. این مدل مبتنی بر خطی کردن لحظه‌ای با استفاده از قیدها و مطالعه‌ی دقیق بخش‌های غیرخطی دینامیک خودرو است. اگرچه کیفیت عملکرد کنترل کننده به مقدار ناچیز کاهش می‌یابد، پیچیدگی‌ها و بار محاسباتی به مقدار قابل توجهی کمتر می‌شود.

در این مقاله به بررسی کنترل حرکت جانبی خودرو با استفاده از مدل خطی مبتنی بر مسیر پیش‌روی خودرو برای کنترل کننده مدل پیش‌بین پرداخته می‌شود. به دلیل خطی بودن، این سیستم بار محاسباتی ناچیزی دارد و سیستم طراحی شده به گونه‌ای عمل می‌کند که ورودی کنترلی (زاویه فرمان) با توجه به مسیر پیش‌روی خودرو به نحوی به خودرو اعمال گردد که خودرو علاوه بر آن که در مسیر مطلوب قرار می‌گیرد، با حفظ ایمنی خودرو و سرنشینان، لذت رانندگی از بین نرود. قیود به کار رفته در ساختار کنترل کننده مدل پیش‌بین به گونه‌ای تعیین شده‌اند که خودرو پس از پیمودن مسیر کوتاهی به سمت مسیر مطلوب متمایل شده و زاویه بین محور اصلی خودرو و خط مماس بر مسیر کاهش یابد. عملکرد کنترل کننده طراحی شده در حضور نویز و عدم قطعیت‌های پارامتری در دینامیک جانبی خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. در بخش دوم معادلات دینامیکی توصیف کننده حرکت عرضی خودرو ارائه می‌شوند. سپس با توجه به این معادلات فضای حالت جدید برای سیستم مطابق با دینامیک رو به جلو^۲ خودرو استخراج می‌گردد. در بخش سوم یک کنترل کننده مدل پیش‌بین برای سیستم طراحی می‌شود تا قیدها و شرایط کنترلی را برآورده کند. در بخش چهارم، نتایج شبیه‌سازی به دست آمده در سرعت‌های و پارامترهای محیطی و کنترلی متفاوت بیان شده و مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. در بخش پنجم، نتیجه‌گیری به دست آمده از این پژوهش ارائه شده است.

¹ Model Predictive Control

² Look-ahead dynamics

۲- استخراج معادلات فضای حالت

مدل دوچرخه‌ای رایج‌ترین مدل توصیف‌کننده دینامیک جانبی خودرو است [۱۲]. در این مقاله از این مدل با فرض آن که زاویه چرخش کم و شتاب کمتر از ۵ متر بر ثانیه است، برای مدل‌سازی حرکت جانبی خودرو استفاده می‌گردد. در ادامه معادلات این مدل به صورت اختصار بیان خواهند شد. متغیرهای اساسی دینامیک جانبی خودرو در مدل دوچرخه‌ای در شکل (۱) نشان داده شده‌اند.

با استفاده از قانون دوم نیوتن می‌توان معادلات مربوط به دینامیک جانبی خودرو را به صورت معادلات (۱) و (۲) به دست آورد [۱۳].

$$\sum F_y = ma_y \quad (۱)$$

$$\sum M_z = I_z \dot{r} \quad (۲)$$

که در این معادلات r سرعت زاویه‌ای، m جرم، a_y شتاب جانبی و I_z گشتاور اینرسی است. با فرض آن که تایلر در محدوده دینامیک خطی خود عمل می‌کند، می‌توان نیروهای جانبی وارد بر خودرو را به صورت معادله (۳) به دست آورد [۱۳].

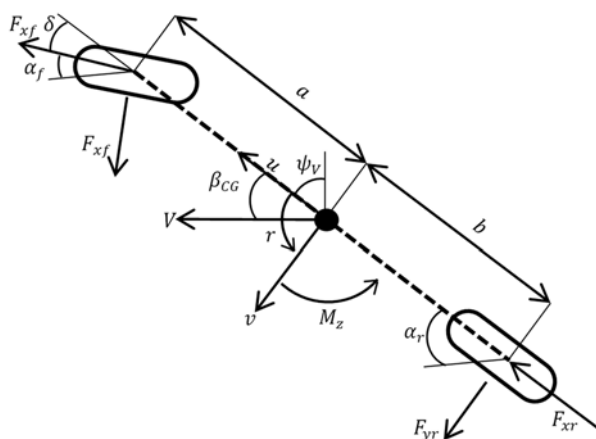
$$F_{y,f} = C_f \alpha_f \quad (۳-الف)$$

$$F_{y,r} = C_r \alpha_r \quad (۳-ب)$$

که در معادله (۳)، C_f و C_r به ترتیب ضرایب استحکام جانبی تایرهای عقب و جلو و α_f و α_r نیز به ترتیب زاویه لغزش جانبی دو تایر عقب و جلو هستند. همچنین $F_{y,f}$ و $F_{y,r}$ به ترتیب نیروهای جانبی در تایرهای جلو و عقب هستند. با جایگذاری معادلات فوق، معادلات نهایی دینامیک خودرو به صورت معادلات (۴) و (۵) استخراج می‌گردند [۱۳].

$$m (\dot{v} + ur) = C_f \alpha_f + C_r \alpha_r \quad (۴)$$

$$I_z \dot{r} = a C_f \alpha_f - b C_r \alpha_r \quad (۵)$$



شکل ۱- نمای شماتیک مدل دوچرخه‌ای خودرو با نمایش نیروها [۱۲]

که در معادله (۴)، v سرعت عرضی خودرو و u سرعت طولی خودرو هستند. همچنین در معادله (۵)، a و b به ترتیب فاصله مرکز جرم تا چرخ جلو و عقب خودرو هستند. اکنون معادلات دینامیکی بدست آمده برای حرکت عرضی خودرو، به معادلات دینامیک رو به جلو تبدیل می شوند. معادلات (۴) و (۵) سیستم را بر اساس مکان کنونی مرکز جرم خودرو توصیف می کنند، در حالی که هدف آن است که فاصله عمود بر مسیر هدف پیشروی خودرو از مسیر دلخواه به صفر میل کند. این بدان معناست که به جای استفاده از موقعیت کنونی خودرو معادلات به نحوی تغییر کنند تا فاصله از مسیر پیشروی خودرو محاسبه شود. به این منظور برای به دست آوردن معادلات فضای حالت جدید با استفاده از معادلات (۴) و (۵)، ابتدا لازم است تا متغیرها با توجه به مسیر پیشروی خودرو باز تعریف شوند؛ مطابق شکل (۲) مختصات اصلی $n-t$ روی مرکز ثقل خودرو قرار دارد و بردار n عمود بر مسیر دلخواه است. همچنین مختصات $n_{1a}-t_{1a}$ در فاصله X_{1a} از مرکز خودرو و در جهت سرعت u ، با بردار n_{1a} عمود بر مسیر دلخواه در نظر گرفته شده اند. ورودی کنترلی در این سیستم زاویه فرمان δ بوده و اندازه Y_{1a} که فاصله عمود بر مسیر هدف پیشروی خودرو، به اندازه فاصله X_{1a} جلوتر از مکان کنونی خودرو در جهت سرعت طولی است، به عنوان خروجی کنترل می شود. همچنین با توجه به شکل های مختلف جاده میدان و بزرگراه شعاع انحنای مسیر به عنوان یک اغتشاش در نظر گرفته شده تا رفتار سیستم در سناریوهای مختلف و با توجه به عوامل مختلف به درستی بررسی شود. دیگر متغیرهای این مدل عبارت از: ψ_{VR} مجموع زاویه بین دو مختصات و زاویه بین سرعت طولی خودرو با مختصات اصلی، u سرعت طولی خودرو که ثابت در نظر گرفته می شود، v سرعت عرضی خودرو و Γ سرعت زاویه ای چرخش خودرو هستند.

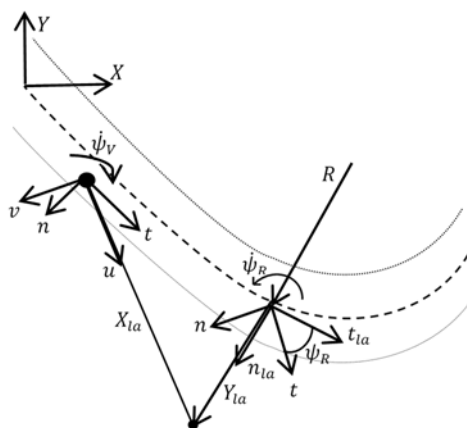
با این تعاریف می توان معادلات فضای حالت را برای این سیستم به صورت معادلات (۶) و (۷) ارائه نمود

[۱۴] و [۱۵].

$$\dot{X} = AX + BU + D\rho \quad (6)$$

$$Y = CX \quad (7)$$

که در آن بردارهای و پارامترهای فضای حالت به صورت معادلات (۸) و (۹) تعریف می گردند.



شکل ۲ - نمای شماتیک مدل با نگاه روبه جلو [۱۴]

$$X = \begin{bmatrix} v \\ r \\ y_{la} \\ \psi_{VR} \end{bmatrix},$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-(C_r + C_f)}{\mu} & \frac{(bC_r - aC_f)}{\mu} - u & 0 & 0 \\ \frac{(bC_r - aC_f)}{\mu} & \frac{-(b^2C_r + a^2C_f)}{\mu} & 0 & 0 \\ I_z u & I_z u & 0 & 0 \\ 1 & x_{la} & 0 & u \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m} \\ \frac{aC_f}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -u \end{bmatrix}, \rho = 1/R$$

$$Y = y_{la}, C = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] \quad (9)$$

از معادلات ۹ و ۱۰ به عنوان مدل پیش‌بینی در قسمت بعد استفاده شده است. این معادلات که بیانگر مدل ساده شده خودرو است، در آزمایشگاه سیستم‌های کنترلی پیشرفته خودرو صحنه‌گذاری شده است و در شرایط مورد بررسی (انحنای جاده ۳۰۰ متر و ۵۰۰ متر، سرعت طولی ۵۰ کیلومتر بر ساعت و سرعت عرضی کمتر از ۱ متر بر ثانیه) با دقت قابل قبول به عنوان مدل استفاده می‌شوند [۸] و [۱۴].

۳- طراحی کنترل کننده مدل پیش‌بین خطی

در این مقاله یک کنترل کننده مدل پیش‌بین برای کنترل حرکت عرضی خودرو با دو کمیت مکان و جهت طراحی شده است. این کنترل کننده یک مسیر معلوم را با استفاده از تغییر زاویه‌ی فرمان به‌عنوان ورودی کنترلی دنبال می‌کند. به این منظور یک تابع که شامل سه ترم خطای خروجی سیستم، تغییرات ورودی کنترلی و اندازه ورودی کنترلی است [۱۶]. این تابع هزینه^۱ به صورت معادله (۱۰) نشان داده شده است.

$$J(x_k, u_k) = \sum_{i=1}^{H_p} Q \left\| \hat{y}_{k+i,k} - \hat{y}_{ref_{k+i,k}} \right\|^2 + \sum_{i=1}^{H_c-1} R \left\| \Delta u_{k+i,k} \right\|^2 + \sum_{i=1}^{H_c-1} S \left\| u_{k+i,k} \right\|^2 \quad (10)$$

¹ Cost function

که در آن $[\Delta u_{k,k}, \Delta u_{k+1,k}, \dots, \Delta u_{k+H_c-1,k}]$ بردار بهینه در گام k ام و $\hat{y}_{k+i,k}$ نشان دهنده خروجی‌های پیش‌بینی شده در هر گام است. H_p و H_c به ترتیب افق پیش‌بینی^۱ و افق کنترل^۲ هستند. سیگنال کنترلی در بازه $H_c \leq k \leq H_p$ ثابت فرض شده است. R, Q, S وزن‌های خطای خروجی سیستم، تغییرات ورودی کنترلی و اندازه ورودی کنترلی هستند. قیود مورد نظر برای مسأله بهینه‌سازی بر روی خروجی سیستم و ورودی کنترلی اعمالی توسط کنترل کننده، به صورت معادلات (۱۱-الف) و (۱۱-ب) اعمال شده است.

$$e_{\min} \leq \hat{y}_{k+i,k} - y_{\text{ref}k+i,k} \leq e_{\max} \quad (11\text{-الف})$$

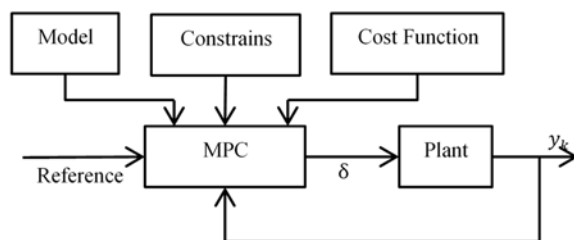
$$u_{\min} \leq u_{k+i,k} \leq u_{\max} \quad (11\text{-ب})$$

$$\Delta u_{\min} \leq \Delta u_{k+i,k} \leq \Delta u_{\max} \quad (11\text{-ج})$$

هدف قید اول آن است که خطای فاصله عمود بر مسیر هدف پیشروی خودرو، به ازای اعمال زاویه‌های فرمان متفاوت همواره در محدوده معینی قرار گیرد. قید دوم بیان کننده میزان لحظه‌ای زاویه فرمان اعمال شده است. این مقدار همواره بایستی محدود باشد تا حرکت ایمن خودرو را حاصل نماید. هدف قید سوم نیز آن است که تغییرات لحظه‌ای زاویه فرمان در محدوده معینی قرار گیرد تا از بروز حرکات ناگهانی که ممکن است ایمنی و راحتی سرنشینان خودرو را تهدید کند، جلوگیری شود. برای حل مسأله بهینه‌سازی، بایستی فضای حالت سیستم را به صورت معادله (۱۲) و به صورت گسسته به دست آورد.

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bu_k + D\rho \\ u(k) &= u(k-1) + \Delta u(k) \end{aligned} \quad (12)$$

عملکرد کنترل کننده مدل پیش‌بین در شکل (۳) مشاهده می‌شود. در بخش بعدی به بررسی شبیه‌سازی-های صورت گرفته با استفاده از کنترل کننده مدل پیش‌بین پرداخته خواهد شد و تاثیرات عوامل محیطی بر روی سیستم کنترلی مورد بحث قرار خواهد گرفت.



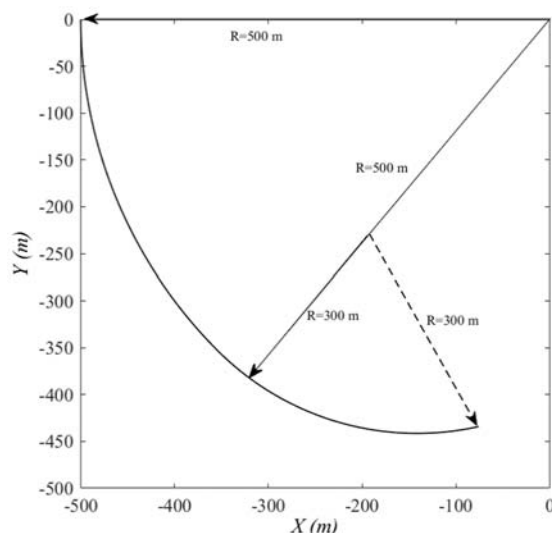
شکل ۳- ساختار سیستم کنترلی مدار بسته با کنترل کننده مدل پیش‌بین

¹ Prediction horizon

² Control Horizon



شکل ۴- سیستم تجربی مورد استفاده در این مقاله



شکل ۵- مسیر مرجع دلخواه استفاده شده در شبیه سازیها

۴- شبیه سازی

در این پژوهش محاسبات طراحی مسیر با استفاده از نرم افزار متلب انجام شده است. برای این منظور از ابعاد و مشخصات فنی خودرو پژو ۲۰۶ در آزمایشگاه سیستم‌های پیشرفته کنترلی خودرو دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی استفاده شده است. این خودرو برای پیشبرد اهداف تحقیقاتی آزمایشگاهی و صنعتی و ارائه خودرو کاملاً خودوند در آینده نزدیک در نظر گرفته شده است (شکل ۴).

در این مقاله به بررسی عملکرد سیستم کنترلی ارائه شده در دو جاده خشک و لغزنده پرداخته می‌شود. مسیر مطلوب به صورت دو قطاع دایروی با شعاع‌های متفاوت ۳۰۰ و ۵۰۰ متر است. این مسیر در شکل (۵) نشان داده شده است. فرض شده است که تنها ضرایب استحکام جانبی تایرها در دو جاده خشک و لغزنده تغییر می‌کنند و مانورها در سرعت ۵۰ کیلومتر بر ساعت صورت می‌گیرند. در جدول (۱) پارامترهای ثابت خودرو نشان داده شده‌اند. این شرایط کلی به منظور محک زدن سیستم کنترلی انتخاب شده‌اند.

انتخاب شعاع‌های انحنا جاده مطابق انحنای بزرگراه‌ها انجام شده است تا رفتار سیستم کنترل شده در مسیر-های غیرمستقیم در بازه‌های معمول در بزرگراه‌ها و میدان‌های بزرگ مورد آزمون قرار گیرد [۱۷]. همچنین انتخاب شرایط خودرو نیز به گونه‌ای انجام شده است، تا اولاً امکان مقایسه در شرایط عادی وجود داشته باشد. دوماً عملکرد خودرو در شرایط جاده لغزنده، که احتمال خارج شدن از جاده و انحراف خودرو در آن بیشترین است، بررسی شود. فرکانس نمونه‌برداری از اطلاعات خودرو ۱۰ هرتز در نظر گرفته شده است. با توجه به رفتار دینامیکی خودرو، قیود زیر برای طراحی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین به صورت زیر فرض شده‌اند.

$$\begin{aligned} \delta_{\min} &= -20 \text{ deg}, \delta_{\max} = 20 \text{ deg}, \\ \Delta\delta_{\max} &= 10 \text{ deg/sec}, \Delta\delta_{\min} = -10 \text{ deg/sec} \end{aligned} \quad (13)$$

این قیود بر اساس رفتار واقعی سیستم راننده-خودرو در نظر گرفته شده‌اند. هدف از انتخاب قیدهای زاویه فرمان این است تا با محدود کردن ورودی زاویه فرمان به خودرو از تغییر جهت‌های زیاد جلوگیری شود. بدین صورت با محدود کردن دامنه زاویه ورودی فرمان، امکان انحراف از جاده کمتر می‌شود. همچنین با در نظر گرفتن قید تغییرات زاویه فرمان، علاوه بر پایین‌تر آوردن امکان انحراف از مسیر در اثر تغییرات سریع زاویه فرمان، تغییرات ناگهانی در حرکت خودرو محدود می‌شوند. به عبارت دیگر با محدود کردن و کاهش دامنه تغییرات ناگهانی، سرنشینان رانندگی آرام‌تری را تجربه خواهند کرد. با استفاده از استانداردهای ارائه شده در زمینه پارامترهای دینامیک تایر خودرو [۱۸] مقادیر مربوط به ضرایب استحکام جانبی تایرهای خودرو در جاده‌های خشک و لغزنده به صورت جدول (۲) در نظر گرفته شده‌اند. مقادیر افق‌ها به روش آزمون و خطا به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که سیستم بهترین خروجی را داشته باشد و همچنین امکان مقایسه را بین شرایط مختلف و کنترل‌کننده‌های طراحی شده با روش‌های پیشین فراهم کند. برای انتخاب این افق‌ها ابتدا دامنه‌ی آن‌ها مشخص گردید.

جدول ۱- پارامترهای ثابت خودرو [۸]

| مقدار | علامت | پارامتر |
|-------|-------|------------------------------------|
| ۱۲۷۸ | m | جرم خودرو (کیلوگرم) |
| ۰/۸ | a | طول محور جلوی خودرو (متر) |
| ۱/۷ | b | طول محور عقب خودرو (متر) |
| ۱۶۶۱ | I_z | ممان اینرسی (کیلوگرم در مجذور متر) |

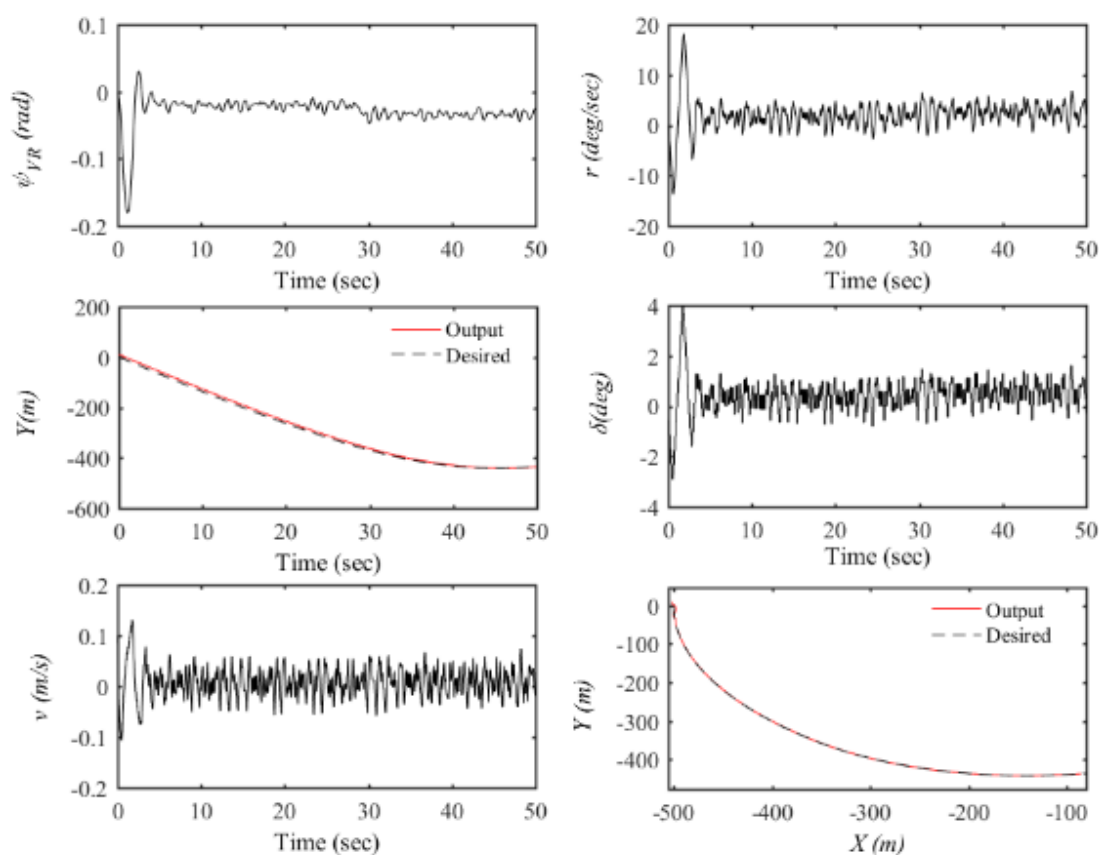
جدول ۲- مقادیر ضرایب استحکام جانبی تایرها در دو جاده خشک و لغزنده

| جاده لغزنده | جاده خشک | پارامتر (N/rad) |
|-------------|----------|-----------------|
| ۳۴۴۰۴ | ۵۷۳۴۰ | C_r |
| ۵۶۰۱۶ | ۹۳۳۶۰ | C_f |

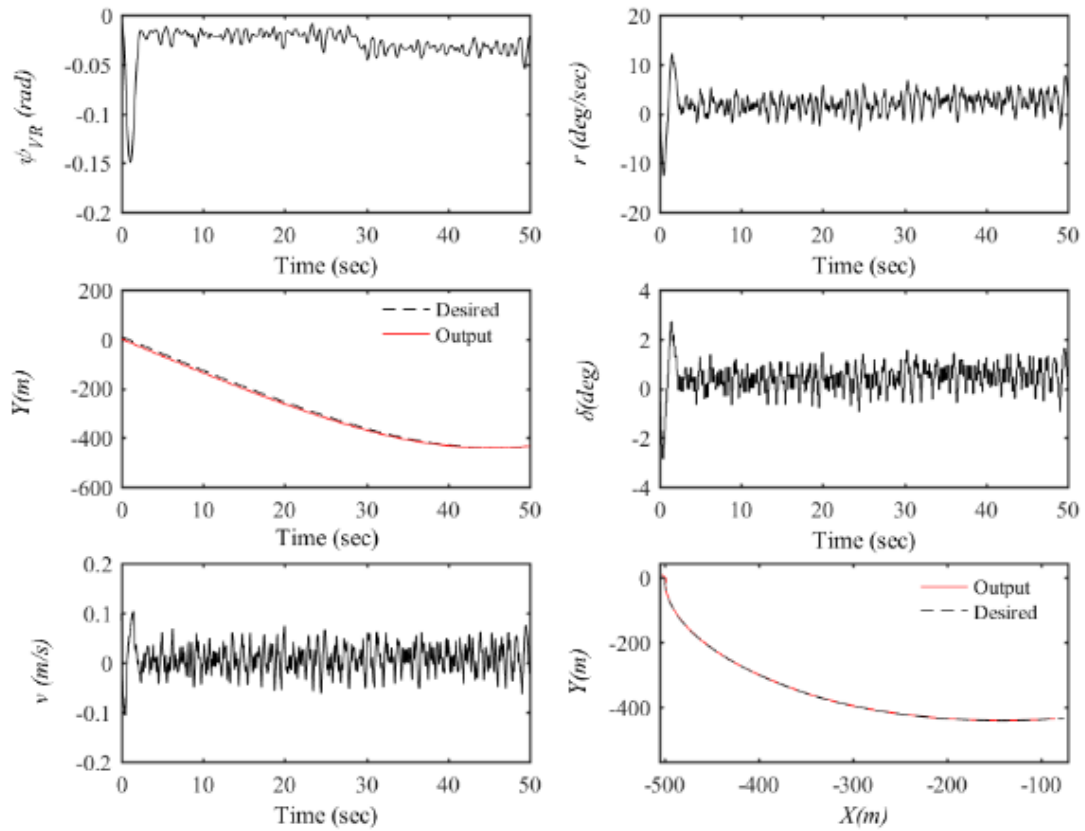
با توجه به این که برای پیش‌بینی وضعیت سیستم واقعی خودرو، پیش‌بینی‌های در افق دور خطاهای بالا دارند، افق پیش‌بینی بایستی حدوداً کمتر از ۲ ثانیه که معادل ۲۰ گام در فرکانس ۱۰ هرتز است، باشد. از طرفی افق کنترل معمولاً نسبت به افق پیش‌بینی کوچکتر انتخاب می‌شود تا هم از بزرگ‌تر شدن تأثیر در تابع هزینه جلوگیری شود، هم در این سیستم خودرو- جاده جواب منطقی ارائه دهد. پس با مشخص شدن دامنه منطقی پارامترها و با توجه به مقادیر انتخاب‌شده که کمترین خطا را داشته‌اند، این پارامترها بعد از دفعات آزمون و خطا در دو گروه تعیین شدند. در جدول (۳) مقادیر در نظر گرفته شده برای افق‌های پیش‌بینی و کنترل، در این دو حالت مختلف شبیه‌سازی‌ها، نشان داده شده‌اند. در شکل‌های (۶) تا (۹) نیز عملکرد کنترل‌کننده طراحی شده برای دو جاده لغزنده و خشک و به ازای دو حالت مختلف برای مقادیر افق پیش‌بینی و افق کنترل نشان داده شده است. در شکل (۱۰) خطای به دست آمده برای خروجی سیستم مداربسته برای هر چهار حالت نشان داده شده است.

جدول ۳- مقادیر افق‌های پیش‌بینی و افق‌های کنترل در دو حالت مختلف شبیه‌سازی

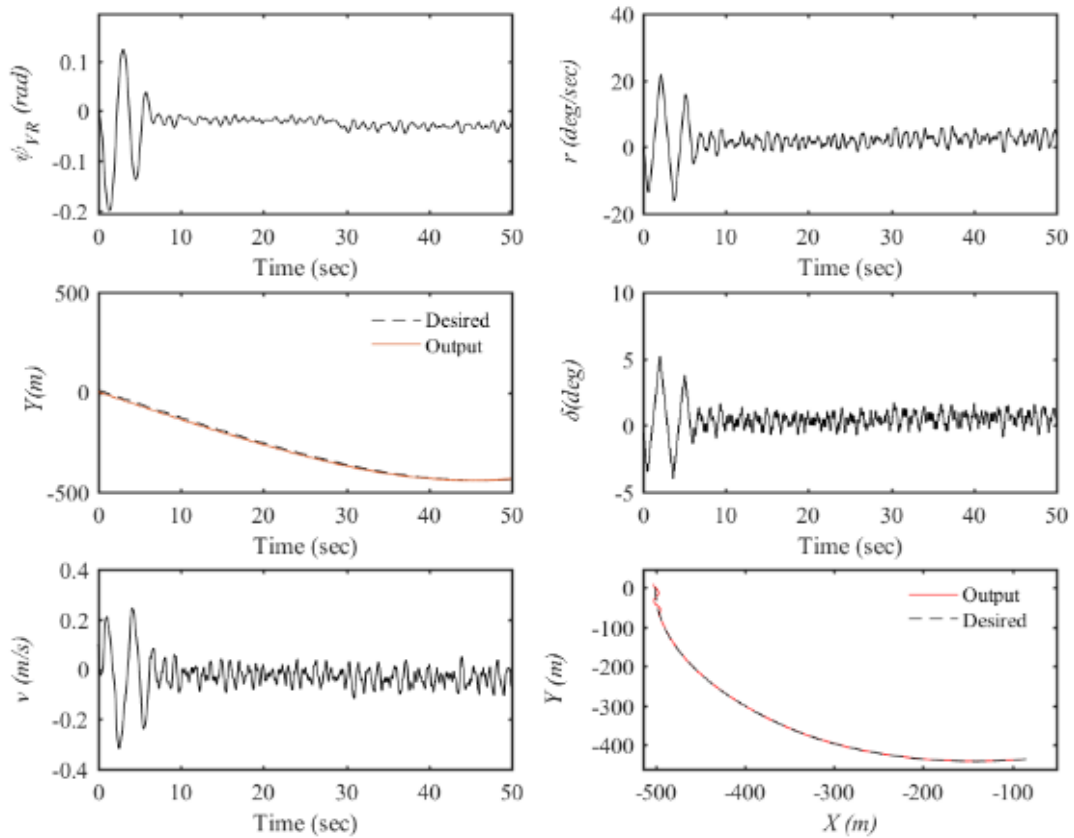
| پارامتر | حالت اول | حالت دوم |
|---------|----------|----------|
| H_p | ۶ | ۱۰ |
| H_c | ۳ | ۴ |



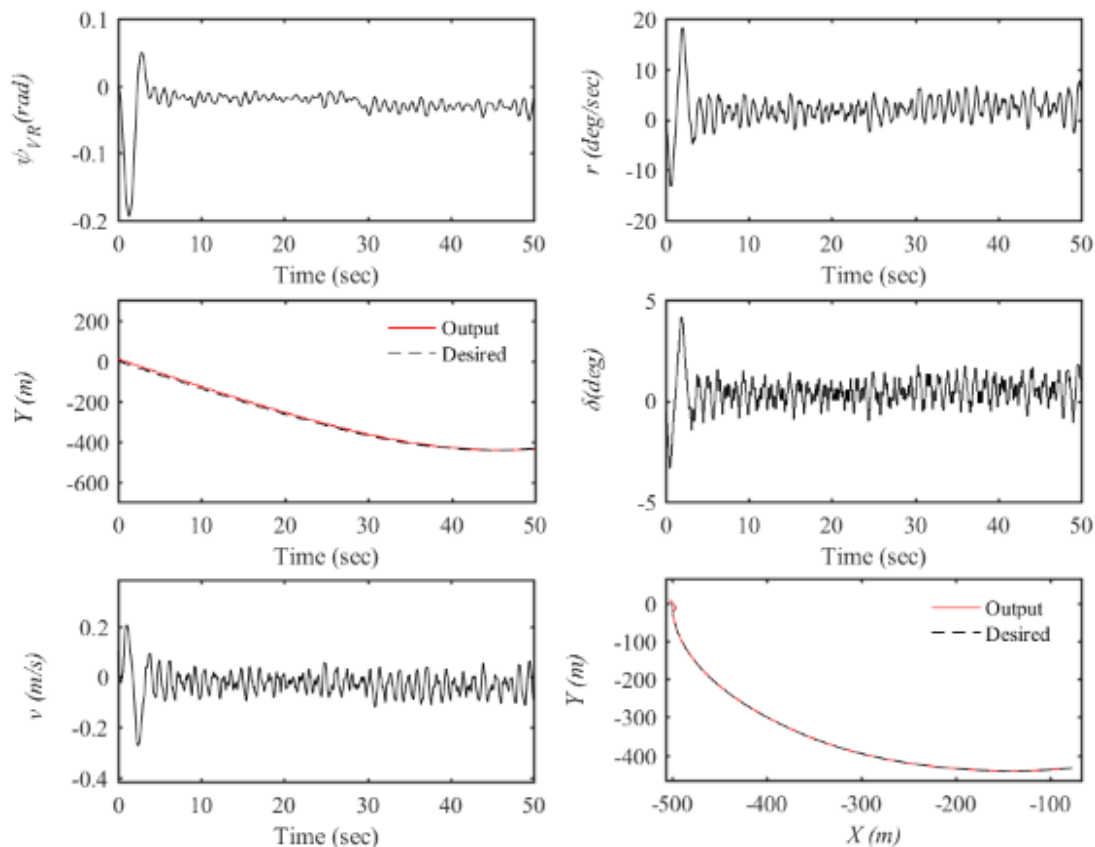
شکل ۶- عملکرد کنترل‌کننده با فرض $H_c = 3$ و $H_p = 6$ و در جاده خشک



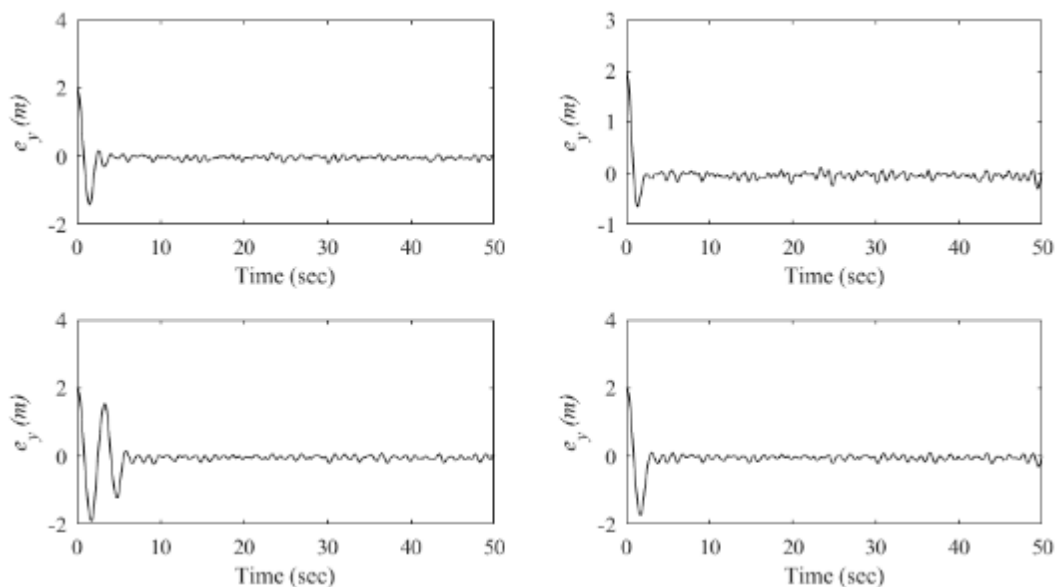
شکل ۷- عملکرد کنترل کننده با فرض $H_C = 4$ و $H_P = 10$ و در جاده خشک



شکل ۸- عملکرد کنترل کننده با فرض $H_C = 3$ و $H_P = 6$ و در جاده لغزنده



شکل ۹- عملکرد کنترل‌کننده با فرض $H_p = 10$ و $H_c = 7$ و در جاده لغزنده



شکل ۱۰- خطای خروجی سیستم مداربسته، بالا سمت راست: جاده خشک $H_p = 6$ و $H_c = 3$ ، بالا سمت چپ: جاده لغزنده $H_p = 6$ و $H_c = 3$ ، پایین سمت راست: جاده خشک $H_p = 10$ و $H_c = 4$ ، پایین سمت چپ: جاده لغزنده $H_p = 10$ و $H_c = 4$

همان طور که در شکل های (۶) تا (۹) مشاهده می شود، کنترل کننده طراحی شده توانسته است با اعمال ورودی مناسب در شرایط مختلف خودرو را بر روی مسیر مطلوب نگه دارد و نسبت به شرایط لغزندگی جاده نیز مقاوم عمل نموده و مانع از انحراف خودرو از مسیر شده است. با توجه به اینکه قیود در نظر گرفته شده برای کنترل کننده که با در نظر گرفتن راحتی سرنشینان تعیین شده اند، به طور کامل رعایت شده اند، می توان نتیجه گرفت که سیستم کنترلی طراحی شده از حرکت های ناگهانی خودرو جلوگیری می کند. به عبارت دیگر، با محدود شدن تغییرات زاویه فرمان، تغییرات سرعت عرضی و عدم وجود تغییرات ناگهانی مسیر، راحتی سرنشینان تأمین می گردد. در جدول (۴) و (۵)، به ترتیب درصد صحت به دست آمده از سیستم کنترلی برای خروجی در جاده های خشک و لغزنده و به ازای مقادیر متفاوت افق پیش بینی و کنترل بیان شده است. همان طور که از جدول (۴) می توان نتیجه گرفت، برای حالتی که $H_C = 4$ و $H_P = 10$ باشد، خطای خروجی سیستم مقدار کمتری است و همچنین برای هر دو حالت مقادیر افق های پیش بینی و کنترل، خطا برای جاده لغزنده بیشتر از جاده خشک است.

در جدول (۶) جذر مربعات خطای^۱ به دست آمده از سیستم کنترلی طراحی شده با روش های ارائه شده در [۱۹] و [۲۰] مقایسه شده است. سیستم های کنترلی مقایسه شده در جدول (۶)، در شرایط شبیه سازی یکسان آزمایش و بررسی شده اند تا شرایط برای بدست آوردن نتایج نهایی ثابت بماند.

نتایج نشان دهنده عملکرد مناسب تر سیستم کنترلی ارائه شده در مقایسه با روش های پیشین است. این بدان معناست که در نظر گرفتن راحتی سرنشینان در تعیین قیود همراه با استفاده از مدل بدست آمده با استفاده از روش دینامیک رو به جلو در ساختار سیستم کنترلی، خطا را نسبت به روش های پیشین کاهش می دهد، در حالی که راحتی و ایمنی سرنشینان تأمین شده و حداقل مقدار انرژی کنترلی مصرف می گردد. از آن جهت که سیستم کنترلی طراحی شده بر مبنای خصوصیات فیزیکی خودروی موجود در آزمایشگاه سیستم های کنترلی پیشرفته خودرو است، با فرض استفاده از مجموعه سنسورهای مورد نیاز، می توان عملکرد آن را بر روی خودروی موجود در آزمایشگاه بررسی نمود.

جدول ۴- درصد صحت به دست آمده برای خروجی سیستم کنترلی

| جاده لغزنده | جاده خشک | H_C | H_P |
|-------------|----------|-------|-------|
| ۹۳/۱ | ۹۶/۴ | ۳ | ۶ |
| ۹۵/۱ | ۹۷/۱ | ۴ | ۱۰ |

جدول ۵- جذر مربعات خطای به دست آمده برای خروجی سیستم کنترلی

| جاده لغزنده | جاده خشک | H_C | H_P |
|-------------|----------|-------|-------|
| ۱/۲۰ | ۰/۷۷ | ۳ | ۶ |
| ۱/۰۸ | ۰/۶۳ | ۴ | ۱۰ |

^۱ Root Mean Square Error

جدول ۶- مقایسه خطای روش کنترلی ارائه شده با روش‌های پیشین

| سیستم‌های کنترلی | جذر مربعات خطا (متر) |
|---------------------------------|----------------------|
| روش ارائه شده | ۱/۰۸ |
| کنترل‌کننده مود لغزشی [۱۹] | ۱/۲۵ |
| کنترل‌کننده فازی-مود لغزشی [۲۰] | ۱/۱۷ |
| کنترل‌کننده پیش‌بین غیرخطی [۱۱] | ۱/۱۰ |

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله به طراحی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین برای کنترل حرکت جانبی خودرو در یک مسیر از پیش تعیین شده، پرداخته شده است. هدف آن است که کنترل‌کننده با استفاده از مشخصات مسیر، ورودی کنترلی (زاویه فرمان) را به گونه‌ای به خودرو اعمال کند که خودرو همواره در مسیر باقی بماند. مدل استفاده شده در این مقاله یک مدل دوچرخه‌ای معمول است که در آن فرض شده است که نیروهای طولی و جانبی تایرهای عقب و جلو با زاویه لغزش تایرها متناسب است. عملکرد کنترل‌کننده طراحی شده در دو جاده لغزنده و خشک مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که سیستم کنترلی پیشنهادی دارای حداقل دقت عملکردی ۹۶/۴ درصد در جاده خشک و ۹۳/۱ درصد در جاده لغزنده است. همچنین عملکرد سیستم کنترلی ارائه شده با پژوهش‌های پیشین مقایسه شده و نتایج به دست آمده حاکی از آن است که این کنترل‌کننده توانسته است ورودی کنترلی مناسب را به خودرو اعمال کند و با وجود لغزندگی جاده، خودرو از مسیر منحرف نشده است. همچنین این کنترل‌کننده عملکرد مطلوبی را در مقابل نویزهای محیطی و خطاهای فرضی موجود در خروجی سنسورها داشته است. از کنترل‌کننده طراحی شده می‌توان برای کنترل خودروها و ربات‌های هوشمند استفاده نمود. برای پیشبرد این کار نیز می‌توان از منطق فازی برای مدل‌سازی دینامیک جانبی خودرو استفاده نمود تا بتوان اثرات نامطلوب عدم قطعیت‌های پارامتری و ساختاری، به خصوص در دینامیک تایرها، را از میان برد.

مراجع

- [1] Falcone, P., Borrelli, F., Asgari, J., Tseng, H. E., and Hrovat, D., "Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems", IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 15, No. 3, pp. 566-580, (2007).
- [2] Jansson, J., "Collision Avoidance Theory: with Application to Automotive Collision Mitigation", PhD Thesis, Linköping University, Sweden, (2005).
- [3] Mammar, S., Glaser, S., and Netto, M., "Time to Line Crossing for Lane Departure Avoidance: A Theoretical Study and an Experimental Setting", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 7, No. 2, pp. 226-241, (2006).

- [4] Gao, Y., Lin, T., Borrelli, F., Tseng, E., and Hrovat, D., "Predictive Control of Autonomous Ground Vehicles with Obstacle Avoidance on Slippery Roads", in ASME Dynamic Systems and Control Conference, Cambridge, USA, (2010).
- [5] Gray, A., Gao, Y., Lin, T., Hedrick, J. K., Tseng, H. E., and Borrelli, F., "Predictive Control for Agile Semi-autonomous Ground Vehicles using Motion Primitives", in American Control Conference (ACC), Montreal, Canada, (2012).
- [6] Anderson, S. J., Peters, S. C., Pilutti, T. E., and Iagnemma, K., "An Optimal-control-based Framework for Trajectory Planning, Threat Assessment, and Semi-autonomous Control of Passenger Vehicles in Hazard Avoidance Scenarios", International Journal of Vehicle Autonomous Systems, Vol. 8, No. 2, pp. 190-216, (2010).
- [7] Tashiro, T., "Vehicle Steering Control with MPC for Target Trajectory Tracking of Autonomous Reverse Parking", in International Conference on Control Applications (CCA), Hyderabad, India, (2013).
- [8] Mirbeygi Moghaddam, A., Ghaffari, A., and Khodayari, A., "Adaptive Comfort-oriented Vehicle Lateral Control with Online Controller Adjustments According to Driver Behaviour and Look-ahead Dynamics", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 234, No. 2, pp. 272-287, (2019).
- [9] Han, K., Park, G., Sankar, G. S., Nam, K., and Choi, S. B., "Model Predictive Control Framework for Improving Vehicle Cornering Performance using Handling Characteristics", in IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, (2020), doi: 10.1109/TITS.2020.2978948.
- [10] Yakub, F., Abu, A., Sarip, S., and Mori, Y., "Study of Model Predictive Control for Path-Following Autonomous Ground Vehicle Control under Crosswind Effect", Control Science and Engineering, Vol. 1, pp. 1-18, (2016).
- [11] Borrelli, F., Falcone, P., Keviczky, T., Asgari, J., and Hrovat, D., "MPC-based Approach to Active Steering for Autonomous Vehicle Systems", International Journal of Vehicle Autonomous Systems, Vol. 3, No. 2-4, pp. 265-291, (2005).
- [12] Polack, P., Althché, F., D'Andréa-Novel, B., and De La Fortelle, A., "The Kinematic Bicycle Model: A Consistent Model for Planning Feasible Trajectories for Autonomous Vehicles", Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), Redondo Beach, USA, (2017).
- [13] Pacejka, H., *"Tire and Vehicle Dynamics"*, Elsevier, Berlin, (2005).
- [14] Alirezaei, M., Corno M., Katzourakis, D., Ghaffari, A., and Kazemi, R., "A Robust Steering Assistance System for Road Departure Avoidance", IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 61, No. 5, pp. 1953-1960, (2012).
- [15] Alirezaei, M., Corno, M., Ghaffari, A., Kazemi, R., "A New Approach to the Design of Coordinated Road Departure Avoidance Systems", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 226, No. 1, pp. 45-60, (2012).

- [16] Li, S., Peng, X., and Wang, L., "Model Predictive Control for Discrete-time Nonlinear Quadratic Systems", in 29th Control and Decision Conference (CCDC), Chongqing, Chinese, (2017).
- [17] Lord, D., and Bonneson, J.A., "Development of Accident Modification Factors for Rural Frontage Road Segments in Texas", Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, Vol. 2023, No. 1, pp. 20-27, (2007).
- [18] Oosten, J., and Bakker, E., "Determination of Magic Tyre Model Parameters", Vehicle System Dynamics, Vol. 21, No. 1, pp. 19-29, (1992).
- [19] Du, H., Man, Z., Wang, H., and Zhao, Y., "A Novel Sliding Mode Control for Lane Keeping in Road Vehicles", in International Conference on Advanced Mechatronic Systems, Melbourne, Australia, (2016).
- [20] Merah, A., Hartani, K., and Draou, A., "A New Shared Control for Lane Keeping and Road Departure Prevention", Vehicle Systems Dynamics, Vol. 54, No. 1, pp. 86-101, (2015).

فهرست نمادهای انگلیسی

| | |
|------------------------|-------------|
| طول محور جلوی خودرو | a |
| طول محور عقب خودرو | b |
| استحکام جانبی تایر جلو | C_f |
| استحکام جانبی تایر عقب | C_R |
| نیروی جانبی تایر | F_y |
| افق کنترل | H_C |
| افق پیش‌بینی | H_P |
| ممان اینرسی | I_z |
| تابع هزینه | J |
| جرم | m |
| شعاع جاده | R |
| سرعت چرخش | r |
| سرعت طولی | u |
| ورودی کنترلی بهینه | $u_{k+i,k}$ |
| سرعت عرضی | v |

X_{1a} فاصله طولی روبه جلو

Y_{1a} فاصله عرضی روبه جلو

$\hat{Y}_{k+i,k}$ خروجی پیش‌بینی شده

نمادهای یونانی

α شتاب زاویه ای

δ زاویه فرمان

ρ معکوس شعاع جاده

ψ زاویه محور خودرو با محور مماسی مختصات

Abstract

In this paper a model-based predictive controller has been designed to control the lateral vehicle dynamics. Assuming that the road specifications are known, the main goal is to obtain a control input in order to drive along a desired path using a model-based predictive controller under the consideration of the vehicle dynamics constrains and road geometric specifications. Moreover, the curvature of the path is assumed to be specific and determinable. Steering wheel angle is the control input. Optimization problem of the designed controller is solved based on knowledge about vehicle constrains such as magnitude and rate of the steering wheel angle. These constraints are specified based on characteristics of actual vehicle to assure the safety of passengers when control system is active. In order to model the vehicle dynamics, bicycle model has been used with the assumption that considering range of the vehicle and road parameters the dynamics of the tires is in the linear part of their behavior. Using the model predictive controller, control input is obtained and applied to the vehicle in order to reduce the look-ahead vertical distance from the desired path to zero.

This look-ahead dynamics model of the vehicle contributes towards the smoothness of the path, and avoiding sudden changes in the trajectory of the vehicle. The robustness of the design controller has been investigated against environmental disturbances in dry and slippery roads. The comparison between the results of the presented control system and previous works shows that proposed method has a better performance and can increase safety of the vehicle and passengers.