

## کنترل مد لغزشی ترمینال جهت کنترل خطای موقعیت عرضی خودرو توسط دینامیک سیستم فرمان

سید مرتضی مهدوی شهری<sup>(۱)</sup>      ریحانه کاردهی مقدم<sup>(۲)</sup>\*

(۱) گروه مهندسی برق، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران

(۲) گروه مهندسی برق، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران\*

### چکیده

استفاده از وسایل نقلیه در سطح جهان رو به افزایش است. گسترش و توسعه خودروهایی که بتوانند نیازهای گوناگون و اغلب متضاد را برطرف کند، در صنایع خودروسازی یک چالش بزرگ محسوب می‌شود. افزایش ایمنی خودروها در صنایع خودروسازی مسئله‌ای بسیار مهم در زمینه ایمنی و رقابت تجاری است. برای نیل به این هدف از دیرباز سامانه‌های مختلفی پیشنهاد و طراحی گردیده است. سیستم‌های نگه‌دارنده در مسیر که هدایت و راندن در مسیرهای مستقیم را به طور اتوماتیک اداره می‌کنند، یکی از این نوع سیستم‌ها است؛ که هم به عنوان سیستمی مستقل برای راندگی خودکار و نیز به عنوان سیستم کمک راننده بکار می‌رود. در این مقاله با ارائه یک مدل دو درجه آزادی از حرکت عرضی خودرو و کنترل آن به وسیله روش کنترل مد لغزشی ترمینال، به طراحی کنترل‌کننده مناسب برای این سیستم می‌پردازیم. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که تنها کنترل‌کننده لغزشی به نحوی مؤثر به کنترل سیستم غیرخطی نامعین مذکور می‌پردازد بلکه در زمان کوتاهی خطای تعقیب مسیر دلخواه صفر می‌شود.

واژه‌های کلیدی: سیستم‌نگه‌دارنده مسیر، کنترل موقعیت عرضی خودرو، کنترل مد لغزشی، مد لغزشی ترمینال.

\* عهده‌دار مکاتبات:

نشانی: گروه مهندسی برق، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران

تلفن: ۰۵۱ ۳۶۶۴۱۸۱۶ پست الکترونیکی: [r\\_k\\_moghaddam@mshdiau.ac.ir](mailto:r_k_moghaddam@mshdiau.ac.ir)

به طور متوسط در هر دقیقه در جایی از دنیا یک نفر بر اثر تصادف جان خود را از دست می‌دهد. علاوه بر خسارات عاطفی تصادفات، هزینه صدمات مساوی حدود ۳٪ هزینه های تولید ناخالص داخلی است. با وجود عوامل مختلف دخیل در تصادفات، اشتباهات انسانی نزدیک به ۹۰٪ از این عوامل را تشکیل می‌دهند. سیستم‌های کمک‌راننده گوناگونی توسط کارخانه‌های سازنده اتومبیل برای خودکار کردن عملیات رانندگی طراحی و گسترش داده شده‌اند تا بتوانند بار مسئولیت راننده و نیز خطر بروز تصادف را کاهش دهند. سیستم‌های از جمله سیستم جلوگیری کننده از برخورد و تصادف که به طور اتوماتیک ماشین‌ها و وسایلی که در جلوی اتومبیل به آرامی حرکت می‌کنند تشخیص داده، اخطار داده و کمک ترمز را برای راننده فراهم می‌کند، سیستم‌های کنترل گشتی انطباقی که سیستم کنترل گشت‌زن را تقویت کرده و وسیله‌های جلویی را قادر به نگه‌داشتن فاصله مطمئن و امن به طور خودکار می‌کنند، سیستم‌های اخطاردهنده انحراف از مسیر، سیستم‌های نگه‌دارنده در مسیر که هدایت و راندن در مسیرهای مستقیم را به طور اتوماتیک اداره می‌کنند، سیستم‌های افزایش دید شب، سیستم‌های کنترل شرایط راننده که حالت خواب‌آلودگی راننده را کشف کرده و اخطار می‌دهد، و نیز در مورد وجود موانع و عابران پیاده اخطار می‌دهد و غیره [1].

در این مقاله ابتدا به معرفی و مدل‌سازی سیستم حفظ خط<sup>۱</sup> پرداخته و سپس به طراحی یک کنترل‌کننده از نوع مد لغزشی ترمینال و مقایسه آن با کنترل مد لغزشی کلاسیک و بررسی ویژگی‌های روش ترمینال می‌پردازیم.

در [2]، از کنترل‌کننده‌های مد لغزشی برای حفظ مسیر وسایل نقلیه در جاده‌ها استفاده شده است، از آنجایی که در این نوع از سیستم‌ها سرعت همگرایی از جمله عوامل مهم مؤثر در طراحی است این روش به دلیل سرعت همگرایی پایینی که دارد عملکرد مناسبی از خود بروز نمی‌دهد. از طرفی این کنترل‌کننده دارای مزایایی نظیر مقاومت نسبت به

اغتشاش است. در این مقاله مدلی با دو درجه آزادی از خطای موقعیت عرضی و زاویه چرخش خودرو معرفی شده است و همچنین پایداری سیستم بررسی می‌گردد. در نهایت مقایسه‌ای بین روش‌های کنترل پی‌آی‌دی، برنامه ریزی خطی بهینه با روش کنترل مد لغزشی<sup>۲</sup> صورت گرفته که نشان از برتری نسبی مد لغزشی به دلیل بهبود زمان همگرایی و نیز مقاومت بیشتر نسبت به ناهمواری‌های جاده است. در [3] نیز از طراحی کنترل مد لغزشی مرتبه بالا بهره برده و با انجام آزمایش عملی آن بر روی وسیله نقلیه خودکار به بررسی این نوع از طراحی پرداخته است. مزایای آن مقاومت بیشتر در برابر اغتشاش و بهبود سرعت همگرایی است و محاسبات پیچیده‌تر از جمله معایب آن به شمار می‌آید. در [4] با به کار بردن منطق فازی به طراحی قانون کنترل عرضی پرداخته شده است. این روش بهبود یافته شده برای محاسبه فاصله عرضی و خطای زاویه‌ای باعث کاهش تأثیر نویز داده‌های مسیر مرجع شده است و هم چنین بررسی پایداری توسط روش لیپانوف صورت گرفته است. در [5] مقاله‌ای تحت عنوان سیستم خودکار پرهیز از تصادف با عابر پیاده با استفاده از کنترل‌گر فازی برای کنترل فرمان، به طراحی سیستم جلوگیری از تصادف پرداخته شده است. این روش اگرچه برای پرهیز از تصادف با عابر پیاده طراحی گردید اما موجب باقی ماندن در مسیر اصلی نمی‌گردد و امکان برخورد با سایر وسایل اطراف را دارد که این یعنی عدم پایداری سیستم از منظر نگهداری موقعیت عرضی خودرو. تینگ و همکاران [6] در مقاله‌ای با عنوان کنترل فازی عصبی مقاوم برای دینامیک عرضی خودرو، الگوریتم کنترل مقاوم برای خودروهای با فرمان اتوماتیک ارائه داده است. برای کاهش محاسبات طراحی مدل غیرخطی پنج بعدی با مدل خطی دو درجه آزادی نشان داده شده است. از جمله ایرادات این روش محاسبات زیاد و هم‌چنین عدم پایداری هر دو متغیر زاویه چرخش و موقعیت عرضی به‌طور همزمان است. در [7] یک سناریو برای یک مسیر دو خطه در یک جهت برای

<sup>2</sup> sliding mode control

<sup>1</sup> lane keeping system

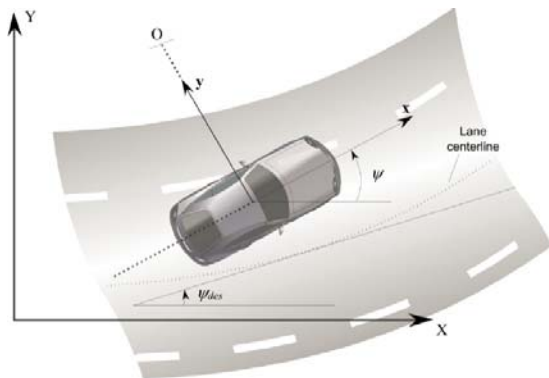
انجام مانور تعویض خط در نظر گرفته شده است و در مجاور خودرو اصلی، چهار خودرو در اطراف آن در نظر گرفته‌اند و مسیری جهت انجام مانور تعویض خط ارائه دادند که عدم برخورد خودرو اصلی با دیگر خودروها را تضمین می‌کند. در [8] یک کنترل‌کننده مقاوم بر اساس کنترل مد لغزشی - فازی ارائه شده است که هدف استفاده از روش فازی در آن کاهش چترینگ ایجاد شده در کنترل مد لغزشی استفاده شده بود. از معایب آن می‌توان پیچیدگی در محاسبات و کاهش سرعت همگرایی را نام برد. در [9] برای طراحی کنترل‌گر از تلفیق روش پس گام و لغزشی بهره برده شده است. این کار سبب افزایش مقاومت و هم چنین بهبود سرعت همگرایی گردیده است. ریاضیات پیچیده و هم‌چنین چترینگ زیاد ورودی از جمله معایب این روش است.

در ادامه این مقاله در بخش ۲ به ارائه مدل دینامیکی خطای موقعیت عرضی خودرو توسط دینامیک فرمان می‌پردازیم. در بخش ۳ کنترل‌کننده پیشنهادی بر اساس روش کنترل مد لغزشی ترمینال<sup>۳</sup> با ورودی زاویه چرخش تایر جلو، بیان می‌شود. در بخش ۴ به شبیه سازی مدل دینامیکی سیستم و طراحی کنترل‌کننده پیشنهاد شده با وجود عدم قطعیت‌های موجود به وسیله نرم‌افزار متلب می‌پردازیم. در نهایت بخش ۵ مربوط به نتیجه‌گیری خواهد بود.

## ۲- مدل‌سازی

در سرعت‌های بالا در اتومبیل، این فرضیه که سرعت در هر چرخ در جهت خود چرخ دیگر است نمی‌تواند ساخته شود. در این مورد به جای مدل حرکتی یک مدل دینامیک و پویا برای حرکت ثانویه خودرو باید به وجود بیاید. در اینجا یک مدل دوچرخ از خودرو با ۲ درجه آزادی در نظر گرفته می‌شود. همان‌طور که در شکل یک نشان داده شده است، ۲ درجه آزادی توسط مکان ثانویه Y خودرو و زاویه انحراف با  $\psi$  نشان داده شده است. جایگاه ثانویه خودرو در طول محور طولی ثانویه خودرو و اندازه کل اندازه‌گیری می

شود تا نقطه O که مرکز چرخش اتومبیل است. زاویه انحراف خودرو با عطف به محور X کلی اندازه‌گیری می‌شود. سرعت طولی خودرو در مرکز ثقل با  $V_x$  نشان داده می‌شود [1].



شکل ۱ دینامیک عرضی خودرو [1]

با در نظر گرفتن زاویه جاده و بکار بردن قانون دوم نیوتون برای حرکت در محور Y ها داریم:

$$m a_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (1)$$

در این معادله  $a_y = \frac{d^2 y}{dt^2}_{inertial}$  شتاب ثابت خودرو در مرکز ثقل در جهت محور Y ها  $F_{yf}$  و  $F_{yr}$  به عنوان نیروهای ثانویه چرخ‌های جلو و عقب به ترتیب در نظر گرفته می‌شوند، که  $a_y$  با دو عبارت مرتبط است. یکی شتاب  $y$  که ناشی از حرکت خودرو در محور  $y$  ها است و دیگری شتاب مایل به مرکز.

$$a_y = \ddot{y} + V_x \dot{\psi} \quad (2)$$

با ترکیب دو معادله (۱) و (۲) معادله حرکت خودرو به صورت زیر به دست می‌آید.

$$M(\ddot{y} + V_x \dot{\psi}) = F_{yf} + F_{yr} \quad (3)$$

تعادل لحظه‌ای در راستای محور Z ها به صورت زیر ارائه

<sup>3</sup> terminal sliding mode control

می شود:

صورت نوشت:

$$F_{yf} = 2C_f(\delta - \theta_{vf}) \quad (7)$$

در این معادله  $C_f$  ثابت، به عنوان سختی یا سفتی پیچ هر چرخ جلو گفته می شود.  $\delta$  به عنوان زاویه فرمان پذیری چرخ جلو و  $\theta_{vf}$  زاویه سرعت چرخ جلو است. فاکتور ۲ مربوط به این حقیقت است که دو چرخ جلو موجود می باشند. به طور مشابه نیروی ثانویه تایرها برای چرخ های عقب را می توان به صورت معادله نوشت.

$$F_{yr} = 2C_r(-\theta_{vr}) \quad (8)$$

در این معادله  $C_r$  ثابت، به عنوان سختی یا سفتی پیچ هر چرخ عقب گفته می شود و  $\theta_{vr}$  زاویه سرعت چرخ جلو است.

روابط زیر را در نظر می گیریم:

$$\tan(\theta_{vf}) = \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (9)$$

$$\tan(\theta_{vr}) = \frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (10)$$

با استفاده از تخمین های زاویه ای کوچک و استفاده

$$:V_y = \dot{y}$$

$$\theta_{vf} = \frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (11)$$

$$\theta_{vr} = \frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (12)$$

با ترکیب و جایگزینی معادلات فوق و نیز در نظر گرفتن زاویه شانه جاده می توان معادلات حالت را به فرم زیر نوشت:

$$\begin{bmatrix} \dot{\psi}_r \\ \dot{\psi}_r \\ \dot{y}_s \\ \dot{y}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 2a_2 & -2a_3 & 0 & -2a_2 \\ I_z & I_z v_x & 0 & I_z v_x \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 2a_1 & -2a_2 & 0 & -2a_1 \\ m & -m v_x & 0 & m v_x \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \psi_r \\ y_s \\ \dot{\psi}_s \\ \dot{y}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 2c_f l_f \\ 0 \\ 2c_f \end{bmatrix} \times \delta + \begin{bmatrix} 0 \\ -2a_3 \\ -I_z v_x \\ 0 \\ -\left(v_x + \frac{2a_2}{m v_x}\right) \end{bmatrix} \times \dot{\psi}_d + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \dot{\psi}_d \quad (13)$$

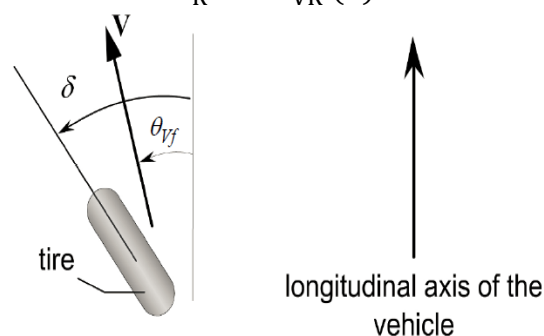
$$I_z \ddot{\psi} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} \quad (4)$$

در این معادله  $l_f$  و  $l_r$  فاصله چرخ های جلو و عقب از مرکز ثقل می باشند. قدم بعدی مدل سازی نیروهای تایرهای  $F_{yf}$  و  $F_{yr}$  است، که بر روی خودرو عمل می کند. نتایج تجربی نشان می دهند که نیروی ثانویه تایرها با زاویه های لغزش برای زوایای لغزش کوچک نسبی است. زاویه لغزش یک تایر به عنوان زاویه بین جهت گیری تایر و جهت گیری بردار سرعت چرخ است. در شکل زیر زاویه چرخ جلو عبارت است از:

$$a_f = \delta - \theta_{vf} \quad (5)$$

در این معادله  $\theta_{vf}$  زاویه ای است که بردار سرعت با محور طولی خودرو درست می کند و  $\delta$  نیز زاویه فرمان چرخ جلو است. زاویه لغزش عقب توسط معادله زیر داده شده است:

$$a_r = -\theta_{vr} \quad (6)$$



شکل ۲ زاویه لغزش تایر [1]

نیروی ثانویه چرخ های خودرو را از این رو می توان به این

که داریم:

$$a_1 = c_f + c_r \cdot a_2 = c_f l_f - c_r l_r \cdot a_3 = c_f l_f^2 + c_r l_r^2$$

در رابطه فوق  $\psi_r$  نشان‌دهنده خطای زاویه چرخش خودرو و  $y_s$  به عنوان خطای موقعیت عرضی خودرو در نظر گرفته می‌شود. ثابت‌های اینرسی جرم خودرو برابر  $I_z$  و  $v_x$  سرعت طولی و در آن  $l_r$  و  $l_f$  به ترتیب فاصله محور عقب با مرکز جرم و فاصله محور جلو با مرکز جرم است  $m$  جرم خودرو،  $c_f$  و  $c_r$  سختی لغزش سمت چرخ جلو و عقب می‌باشند.  $\delta$  برابر زاویه چرخش چرخ‌ها و  $\psi_d$  چرخش طراحی شده برای جاده (مطلوب)،  $\chi$  انحنا از خط مرکزی که به صورت  $\psi_d = v_x \chi$  فرموله می‌شود که مشتق آن به عنوان اغتشاش برای برر سی مقاوم بودن روش پیشنهادی در نظر گرفته شده است. در جدول زیر مقادیر پارامترهای فوق داده شده است.

جدول ۱- مقادیر پارامترها

$I_z$	2400(kgm <sup>2</sup> )
$v_x$	25(m/s)
$l_r$	1.5(m)
$l_f$	1.46(m)
$m$	1350(kg)
$c_f$	[60. 70](kN/rad)
$c_r$	[70. 80](kN/rad)

برای نشان دادن اثر بیشتر لختی مخالف چرخ‌ها به فرمان ترم مرتبه اول اینرسی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$\dot{\delta} = \frac{1}{T_e} u - \frac{1}{T_e} \delta \quad (14)$$

که  $u$  ورودی سیستم است. برای سادگی فهم، سرعت خطای انحراف و سرعت خطای موقعیت عرضی را به صورت زیر نام‌گذاری می‌کنیم:

$$\dot{\psi}_r = w \cdot \dot{y}_s = v_y$$

مدل نهایی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{w} = \frac{2a_2}{I_z} \psi_r - \frac{2a_3}{I_z v_x} w + \frac{2a_2}{I_z v_x} v_y + \frac{2c_f l_f}{I_z} \delta_z - \frac{2a_3}{I_z v_x} \dot{\psi}_d - \ddot{\psi}_d \quad (15)$$

$$\dot{v}_y = \frac{2a_1}{m} \psi_r - \frac{2a_2}{m v_x} w + \frac{2a_1}{m v_x} v_y + \frac{2c_f}{m} \delta_z - (v_x + \frac{2a_2}{m v_x}) \dot{\psi}_d \quad (16)$$

$$\dot{\delta} = \frac{1}{T_e} u - \frac{1}{T_e} \delta \quad (17)$$

### ۳- طراحی کنترل کننده

مداخله کننده، نقشی کلیدی در بازدهی عملکرد خودرو در ردیابی سریع مسیر و حفظ پایداری بازی می‌کنند. این روش علاوه بر دارا بودن خاصیت مقاوم بودن کنترل کننده‌های مد لغزشی رایج، سرعت عملکردی بالاتری نسبت به آن‌ها دارا است. از مزایای این روش، حفظ پایداری در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاش و همچنین کاهش زمان همگرایی است در زمانی که حالت‌های سیستم از نقطه تعادل دور هستند. برای این طراحی سطح لغزشی با شرط  $p > q$  و فرد به شکل زیر تعریف می‌کنیم:

$$s = \dot{e} + \lambda e^{\frac{q}{p}} \quad (18)$$

که در آن داریم

در سال‌های اخیر روش کنترل مد لغزشی گسترش فراوانی یافته است. در این ایده با تعریف یک سطح لغزش و کنترل صحیح می‌توان سیستم را بر روی آن همگرا کرد و به پایداری رسید. جهت بهبود این روش تلفیق آن با برخی دیگر از روش‌ها پیشنهاد شده است. در اینجا ما از روش کنترل مد لغزشی ترمینال بهره می‌بریم. در این روش سطح لغزش خاصی به صورت غیرخطی و نمایی تعریف می‌کنیم، که همین امر باعث سرعت بیشتری در همگرایی می‌شود. با افزایش سرعت خودرو، سرعت عملکرد و مقاوم بودن کنترل کننده در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاش‌های

که  $K$  و  $\eta$  مقادیر ثابت هستند. همان‌طور که می‌دانیم دامنه تغییرات خروجی که همان  $y_s$  است به علت محدود بودن عرض جاده دارای مقداری محدود بوده که می‌توان مابین صفر تا پنج متر در نظر گرفت. از جمله برتری‌های این روش نسبت به سایر روش‌ها همچون لغزشی فازی می‌توان سرعت همگرایی بالاتر، ریاضیات ساده‌تر، عدم اضافه کردن محاسبات به فرمول اصلی و مقاومت بالاتر نسبت به عدم قطعیت‌ها را نام برد می‌توان برای کاهش چترینگ از توابعی نرم‌تر نظیر تابع اشباع و یا تانژانت هیپربولیک هم استفاده کرد، که در این جا تانژانت هیپربولیک را بکار می‌بریم.

$$\delta_{reach} = K \tanh(s) \quad (25)$$

#### ۴- تحلیل شبیه‌سازی

برای شبیه‌سازی روش ارائه شده و مقایسه آن با روش کنترل مد لغزشی کلاسیک، از نرم‌افزار متلب استفاده شده است. برای بررسی مقاوم بودن عملکرد کنترل‌کننده پیشنهادی نسبت به اغتشاش و نیز تغییر تصادفی مقدار عددی سختی لغزش-سمت چرخ جلو و عقب به میزان  $\pm 5 \text{ kN/rad}$  منحنی‌ها را ۱۰ بار رسم می‌کنیم. خطای موقعیت عرضی در شکل ۳ به روش تلفیق لغزشی پس‌گام نشان داده شده است. با در نظر گرفتن پارامترهای کنترل کننده مد لغزشی ترمینال به صورت

$$\lambda = 10, p = 9, q = 7, k = 2$$

و با استفاده از تابع تانژانت هیپربولیک، خطای موقعیت عرضی به شکل شماره ۴ در می‌آید. مقدار اولیه خطای موقعیت عرضی برابر ۲ متر در نظر گرفته شده است. در این شکل نمودار قرمز رنگ مربوط به روش کنترل لغزشی کلاسیک و نمودار سبز رنگ مربوط به روش مد لغزشی ترمینال است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، سرعت همگرایی بهبود نسبی داشته است. در شکل شماره ۵ مشتق این خطا و یا به عبارتی سرعت خطای موقعیت عرضی ترسیم گردیده است. در جدول ۲ زمان همگرایی توسط هر دو روش مقایسه شده است.

$$\begin{aligned} e &= y_s - y_{rin} \rightarrow \dot{e} = \dot{y}_s - \dot{y}_{rin} \rightarrow \ddot{e} \\ &= \ddot{y}_s - \ddot{y}_{rin} \end{aligned} \quad (19)$$

با مشتق گرفتن از سطح لغزش داریم:

$$\dot{s} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} e^{p-1} \quad (20)$$

و با مساوی صفر قرار دادن آن شرط ابقا بر سطح لغزش در شرایط نامی تأمین می‌شود و خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \dot{s} = 0 \rightarrow & \frac{2a_1}{m} \psi_r - \frac{2a_2}{mv_x} \ddot{\psi}_r - \frac{2a_1}{mv_x} \dot{y}_s \\ & + \frac{2c_f}{m} \delta_z - \left( v_x + \frac{2a_2}{mv_x} \right) \dot{\psi}_d \\ & - \ddot{y}_{rin} + \lambda \dot{e} e^{p-1} = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

در نتیجه مقدار مورد انتظار از  $\delta_z$  برابر است با:

$$\begin{aligned} \delta^d = - \left( \frac{2c_f}{m} \right)^{-1} & \left\{ \frac{2a_1}{m} \psi_r - \frac{2a_2}{mv_x} \ddot{\psi}_r \right. \\ & - \frac{2a_1}{mv_x} \dot{y}_s + \frac{2c_f}{m} \delta_z \\ & - \left( v_x + \frac{2a_2}{mv_x} \right) \dot{\psi}_d - \ddot{y}_{rin} \\ & \left. + \lambda \dot{e} e^{p-1} \right\} \end{aligned} \quad (22)$$

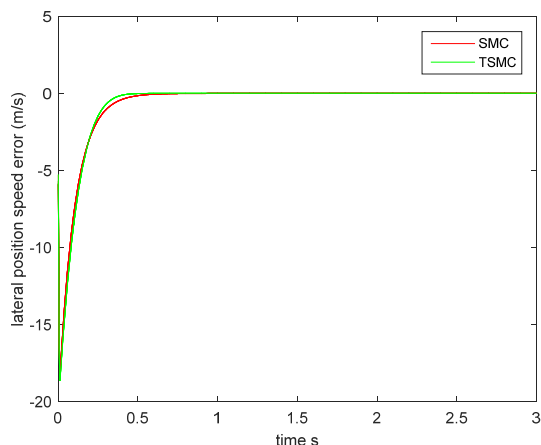
از آنجا که در طراحی مد لغزشی ترمینال دارای دو ورودی کنترلی بصورت زیر هستیم، ورودی کنترلی که در بالا بدست آوردیم برابر با ورودی معادل  $\delta_{eq}$  است:

$$\delta = \delta_{eq} + \delta_{reach} \quad (23)$$

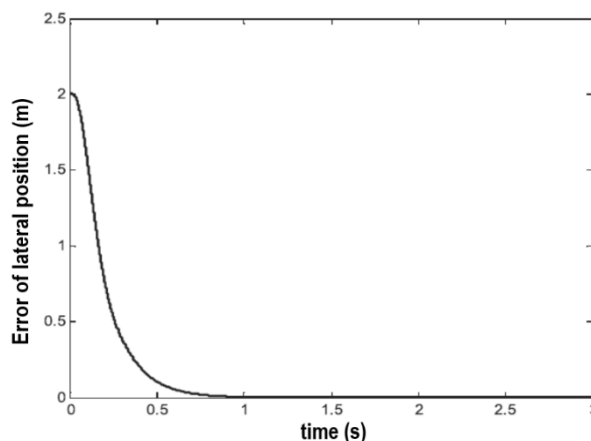
که در رابطه فوق  $\delta_{eq}$  هدفش حفظ حالت‌ها بر روی  $s$  است و ورودی  $\delta_{reach}$  تضمین می‌کند که حالت‌های سیستم به سطح  $s$  برسند و ورودی کنترلی نهایی از جمع این دو بدست می‌آید. با توجه به شرط دسترسی به سطح در زمان محدود که برابر با  $|\dot{s}| \leq -\eta|s|$  است داریم:

$$[10]$$

$$\delta_{reach} = K \operatorname{sgn}(s) \quad (24)$$



شکل ۵- منحنی سرعت خطای موقعیت عرضی



شکل ۳- خطای موقعیت عرضی با روش لغزشی پسگام [9]

در شکل ۶ سطح لغزش بکار برده شده ترسیم شده است. در شکل ۷ ورودی کنترلی برای هر دو روش ترسیم گردیده است. در اینجا نیز منحنی سبز مربوط به کنترل مد لغزشی ترمینال و منحنی قرمز مربوط به لغزش کلاسیک است. در شکل ۸ خطای زاویه چرخش رسم شده است. در جدول زیر برای نمایش برتری روش ترمینال نسبت به لغزشی کلاسیک به مقایسه خطای زاویه چرخش و موقعیت عرضی توسط معیار خطای میانگین مربعات می پردازیم.

$$MSE(y_s) = \int_0^3 (y_s - 0)^2 dt \quad MSE(\Psi_r) = \int_0^3 (\Psi_r - 0)^2 dt$$

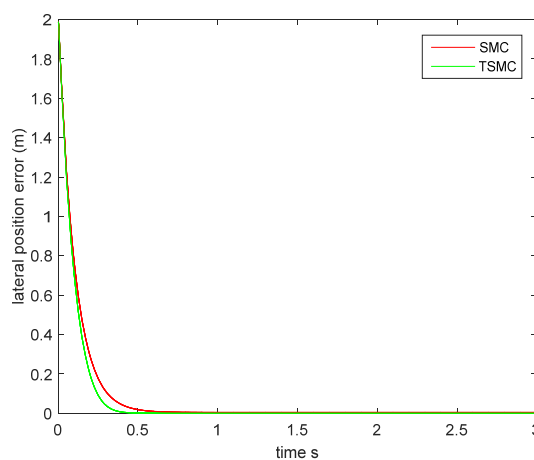
جدول ۳- مقایسه کمی خطا

$MSE(\Psi_r)$	$MSE(y_s)$	
۰,۰۱۴۶	۰,۲۱۹۴	لغزشی کلاسیک
۰,۰۱۷۶	۰,۱۷۳۴	لغزشی ترمینال

همانطور که از نتایج جدول فوق پیدا است خطای میانگین مربعات برای متغیر  $y_s$  در روش لغزشی ترمینال مقدار کمتری نسبت به روش لغزشی کلاسیک است.

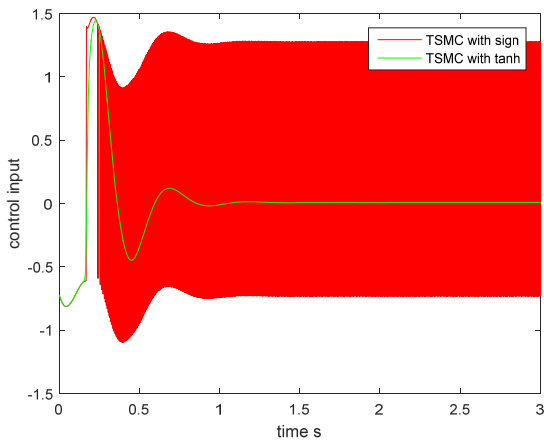
جدول ۲- زمان همگرایی

روش کنترلی	زمان برحسب ثانیه
لغزشی کلاسیک	1.04
لغزشی پسگام	0.81
لغزشی ترمینال	0.51

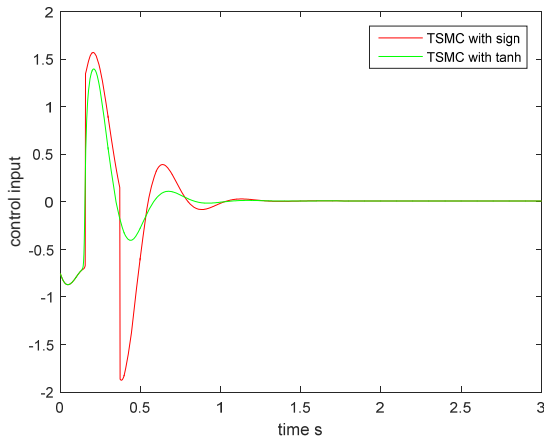


شکل ۴- منحنی خطای موقعیت عرضی

علامت بجای تابع اشباع شکل ۹ با استفاده از هر دو تابع و روش لغزشی کلاسیک و شکل ۱۰ با روش لغزشی ترمینال رسم می‌گردد.



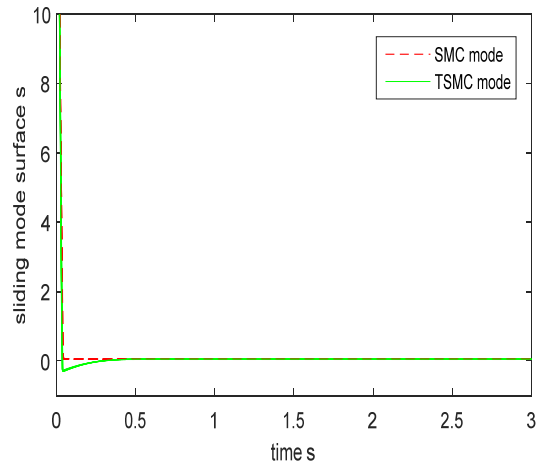
شکل ۹- ورودی کنترلی با روش لغزشی کلاسیک



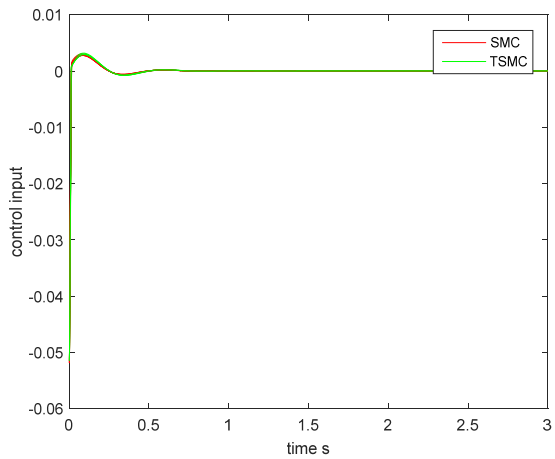
شکل ۱۰- ورودی کنترلی با روش لغزشی ترمینال

### ۵- نتیجه‌گیری

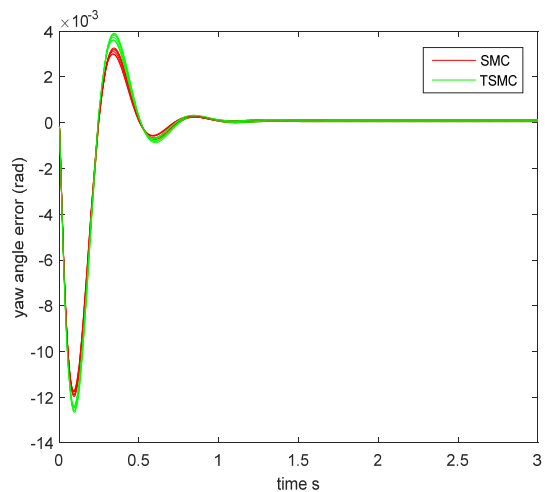
در این مقاله ابتدا به دینامیک عرضی خودرو به وسیله مدل دو درجه آزادی دوچرخ پرداخته شده است. سپس به وسیله دینامیک فرمان و پیشنهاد روش کنترل مد لغزشی ترمینال به شبیه‌سازی و مقایسه این روش نسبت به کنترل مد لغزشی کلاسیک پرداخته شد. کنترل مد لغزشی ترمینال سرعت هم‌گرایی بهتر و نیز مقاومت بیشتر نسبت به نامعینی دارد. در نهایت مزایای روش پیشنهادی توسط شبیه‌سازی نشان داده شد.



شکل ۶- سطح لغزش



شکل ۷- ورودی کنترلی



شکل ۸- خطای زاویه چرخش

هم‌چنین به منظور بررسی وزوز و نتیجه استفاده از تابع



- [1] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, Second Edition ed., Minneapolis: Springer, 2016, p. 515.
- [2] Hong Du, Zhihong Man, Hai Wang, Yong Zhao, "A Novel Sliding Mode Control for Lane Keeping in Road Vehicles," in *Advanced Mechatronic Systems*, Melbourne, Australia, 2016.
- [3] Gilles Tagne, Reine Talj, Ali Charara, "Higher-Order Sliding Mode Control for Lateral Dynamics of Autonomous Vehicles, with Experimental Validation," in *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Australia, 2013.
- [4] Xinyu Wang, Mengyin Fu, Hongbin Ma, Yi Yang, "Lateral control of autonomous vehicles based on fuzzy logic," *Control Engineering Practice*, vol. 34, pp. 1-17, 2015.
- [5] David Fernandez Llorca, Vicente Milanés, Ignacio Parra Alonso, Miguel Gavilan, "Autonomous Pedestrian Collision Avoidance Using a Fuzzy Steering Controller," *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 12, no. 2, pp. 390 - 401, 2011.
- [6] Chen-Sheng Ting, Yong-Nong Chang, "A Robust Fuzzy Neural Control Approach for Vehicle Lateral Dynamics," *Procedia Engineering*, vol. 29, pp. 479-483, 2012.
- [7] sajjad Samiee, shahram.azadi, Reza Kazemi, Arno Eichberger, Michael Semmer, "Performance Evaluation of a Novel Vehicle Collision Avoidance Lane Change Algorithm Traffic Dynamics," in *Advanced Microsystems for Automotive Applications*, Austria, 2016.
- [8] Jinghua Guo, Linhui Li, Keqiang Li, Rongben Wang, "An adaptive fuzzy-sliding lateral control strategy of automated vehicles based on vision navigation," *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, no. 10, pp. 1143-1188, 2013.
- [9] Junwei Lei, Jie Yang, Junbo Zhao, Huali Wu, "Backstepping sliding mode lane keeping control of lateral position error with dynamic of tire steering device," *Optik - International Journal for Light and Electron Optics*, vol. 127, no. 5, pp. 2439-2443, 2016.
- [10] H. K. Khalil, *Nonlinear Systems (3rd Edition)*, New Jersey: Prentice-Hall, 2002.