

یک سیستم کنترل غیرخطی فرمان فعال برای افزایش

پایداری جانبی خودرو

محمدامین سعیدی^۱

باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان،

واحد پرند، دانشگاه آزاد اسلامی، پرند، ایران

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۳/۲۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۹/۰۳)

چکیده

در این مقاله بهبود هم‌زمان مانورپذیری و پایداری جانبی یک خودروی چهارچرخ با استفاده از یک سیستم کنترلی فعال مقاوم پیشنهاد شده است. سیستم کنترلی بر مبنای یک مدل ساده دینامیکی و براساس روش کنترل مود لغزش طراحی گردید. سیستم کنترلی فرمان فعال برای کاهش خطای بین پاسخ‌های واقعی و مطلوب به کار می‌رود. در این سیستم کنترلی، متغیرهای حالت تحت کنترل سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی هستند که به وسیله سیستم فرمان فعال کنترل می‌شوند. همچنین یک مدل دینامیکی غیرخطی چهاردرجه آزادی خودروی چهارچرخ توسعه یافت و با استفاده از نرم‌افزار کارسیم در مانور استاندارد صحنه‌گذاری گردید. عملکرد سیستم دینامیکی در حالت کنترل شده و بدون سیستم کنترلی در مانورهای مختلف ارزیابی شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که سیستم کنترلی فرمان فعال نه تنها مانورپذیری خودرو را بهبود می‌دهد بلکه پایداری جانبی خودرو را در مانورهای بحرانی که ناپایداری شدیدی اتفاق می‌افتد، افزایش می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: مدل دینامیکی ۱۴ درجه آزادی، مانورپذیری، کنترل مقاوم، تحلیل پایداری

Nonlinear Active Steering Controller for Improvement of Vehicle Lateral Stability

M.A. Saedi

Young Researchers and Elite Club,
Parand Branch, Islamic Azad University, Parand, Iran.

(Received: 14/June/2017 ; Accepted: 24/November/2017)

ABSTRACT

In this study, the simultaneous vehicle-handling and lateral stability improvement of a Four-wheeled vehicle through an active robust control system is proposed. The control system is designed based on a simplified dynamic model and on the basis of sliding mode control method. The active steering control system is used to eliminate the error between the actual and desired responses. In this control system, two state variables, namely the yaw rate and the lateral velocity of the vehicle are controlled as the target responses using active steering. Also, a fourteen degrees-of-freedom nonlinear dynamic model of a Four-wheeled vehicle is initially developed, and then it validated using CarSim software for standard maneuver. Then, the vehicle dynamic performance is evaluated for both uncontrolled and controlled states. The simulation results show the active steering control system not only improves the vehicle handling but also increases the lateral stability of the vehicle, especially under a critical maneuver in which considerable instability occurs.

Keywords: 14 DOF Dynamic Model, Maneuverability, Robust Control, Stability Analysis

تایرها جلوگیری شود. همچنین با حفظ نیروی ترمزی در محدوده بیشینه، فاصله توقف را کمینه می‌نماید.

سیستم‌های کنترلی جدیدتر مستقیماً دینامیک جانبی خودرو را تحت تأثیر قرار داده و در حالت‌های بحرانی دور زدن و مانورهای با شتاب جانبی بالا در جاده‌های لغزنده، رفتار خودرو را تصحیح می‌نمایند. سیستم‌های فوق بر اساس زاویه فرمان اعمال شده توسط راننده و سرعت طولی خودرو، حرکت جانبی مطلوب و مورد انتظار راننده را تشخیص داده و با مقایسه آن با حرکت واقعی خودرو، دینامیک خودرو را تنظیم و رفتار آن را به آنچه که ایده‌آل و مطلوب راننده است، نزدیک می‌نمایند. دو رویکرد پرفرمدار در این زمینه، به‌کارگیری زاویه فرمان چرخ‌ها و همچنین توزیع نیروهای ترمزی اختلافی بر روی چرخ‌ها است. لازم به‌ذکر است که تأثیرگذاری قابل توجه سیستم‌های فرمان فعال بر رفتارهای جانبی خودرو، از دلایل به‌کارگیری این سیستم‌ها است [۱-۳]. تحت شرایط جاده و نیروی عمودی تایلر، نیروی جانبی تایلر تابعی از نسبت لغزش و زاویه لغزش جانبی است. در این شرایط، تغییر زاویه فرمان بر حرکات جانبی خودرو تأثیرگذار است. به‌همین دلیل در این مقاله یک سیستم کنترلی فرمان فعال برای افزایش پایداری جانبی و بهبود مانورپذیری یک خودروی چهار چرخ ارائه شد. در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی بر روی استفاده از سیستم‌های کنترلی فرمان فعال در جهت افزایش مانورپذیری خودروهای چهارچرخ انجام شده است [۴-۵]. کیم^۱ و همکارانش یک سیستم کنترلی فرمان فعال برای بهبود مانورپذیری یک خودروی چهارچرخ ارائه نمودند. برای مدل‌سازی خودرو از یک مدل دینامیکی هفت درجه آزادی استفاده شد. همچنین سیستم کنترلی بر مبنای روش کنترل بهینه طراحی گردید [۶-۷].

طالبی و همکارانش مسأله بهینه‌سازی آستانه واژگونی خودرو را برای حالت‌های مختلف بررسی نمودند [۸-۹]. مارچ^۲ و همکارانش برای بهبود فرمان‌پذیری خودرو، یک سیستم کنترلی با استفاده از زیرسیستم فرمان طراحی نمودند. سیستم کنترلی بر مبنای یک مدل خطی و با فرض ضریب اصطکاک معلوم طراحی شد. همچنین عملکرد

فهرست علائم و اختصارات

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

۱- مقدمه

در دهه گذشته استفاده از سیستم‌های کنترلی جهت افزایش پایداری جانبی و بهبود مانورپذیری خودروهای سواری مورد توجه جدی قرار گرفته است. سیستم‌های کنترلی فعال را می‌توان بر مبنای تأثیر آنها بر دینامیک طولی یا جانبی خودرو در دو گروه کلی تقسیم‌بندی نمود. برخی از این سیستم‌ها بر دینامیک طولی خودرو اثر گذاشته و در هنگام وقوع شرایط بحرانی فعال شده و رفتار دینامیکی خودرو را تحت تأثیر قرار می‌دهند. استفاده از سیستم‌های فوق در هنگام ترمزگیری شدید موجب می‌شود که با حفظ لغزش چرخ‌ها در ناحیه پایدار، از اشباع نیروهای جانبی

1- Kim
2- March

- ارائه یک مدل ساده دینامیکی برای طراحی سیستم کنترلی فرمان فعال و
- ارائه یک سیستم کنترلی فرمان فعال مقاوم برای بهبود فرمان‌پذیری خودرو در سرعت‌های مختلف، انواع شرایط جاده‌ای و مانورهای بحرانی. در این سیستم، زاویه فرمان محور جلوی خودرو به‌عنوان خروجی سیستم کنترلی در نظر گرفته می‌شود. در سیستم کنترلی، سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی خودرو به‌عنوان متغیرهای حالت تحت کنترل هستند که می‌بایستی مقادیر مطلوبشان را تعقیب نمایند. همچنین سیستم کنترلی بر مبنای روش کنترل مودل‌گزش طراحی شد.

در ادامه این مقاله، عملکرد دینامیکی خودرو برای مانورهای استاندارد در سرعت‌های مختلف و انواع شرایط جاده‌ای بررسی گردید. در انتها نتایج شبیه‌سازی نشان داده شده است.

۲- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

در این مقاله، از یک مدل دینامیکی غیرخطی ۱۴ درجه آزادی که دینامیک جانبی خودرو را شبیه‌سازی می‌نماید، استفاده شده است. مطابق شکل ۱ درجات آزادی متعلق به این مدل، شامل سرعت طولی، جانبی و عمودی (v_x, v_y, v_z) ، سرعت زاویه‌ای چرخشی (ψ) ، زاویه رول (ϕ) ، چهار درجه آزادی برای حرکت دورانی چرخ‌ها $(\omega_i = 1, 2, \dots, 4)$ و چهار درجه آزادی برای جابجایی عمودی جرم نامعلق است. در این مدل، چرخ‌های جلویی خودرو فرمان‌پذیر در نظر گرفته شده‌اند.

۲-۱- معادلات حرکت دینامیک طولی، جانبی و

عمودی خودروی چهارچرخ

جهت ارائه معادلات حاکم بر دینامیک طولی و جانبی باید نیروهای وارد بر سیستم را معرفی نماییم. مطابق شکل ۱ نیروهای خارجی مؤثر بر دینامیک سیستم در صفحه، نیروهای طولی و عرضی ایجاد شده در محل تماس تایر و کف جاده می‌باشند.

سیستم کنترلی ارائه شده، در مانورهای بحرانی مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که سیستم کنترلی، پایداری جانبی خودرو را در مانورهای مختلف به میزان قابل توجهی افزایش می‌دهد [۱۰]. روش کنترل فازی توسط تعدادی زیادی از محققین برای طراحی سیستم کنترلی مورد بررسی قرار گرفت. ال‌هاجی^۱ و همکارانش یک سیستم کنترلی فازی برای یک مدل دو درجه آزادی خودرو طراحی نمودند [۱۱]. ناشار^۲ و همکارانش با استفاده از روش کنترل بهینه، یک سیستم کنترلی فرمان فعال ارائه نمودند. از معایب این روش می‌توان به نادیده در نظر گرفتن اثرات غیرخطی سیستم تعلیق و تایر، در شتاب‌های جانبی بالا اشاره نمود [۱۲].

براساس تحقیقات پیشین، روش کنترل بهینه مبتنی بر مدل خطی خودرو، پرترفدارترین شیوه میان محققان، جهت تنظیم دینامیک جانبی خودرو به‌نظر می‌رسد. این در حالیست که در شرایط حدی، تایرها وارد ناحیه غیرخطی شده و در این‌صورت روش‌های کنترل خطی که در آنها راه‌کاری برای مقابله با عدم قطعیت‌های مدل در نظر گرفته نشده است، کارایی مناسب خود را از دست می‌دهند و در برخی موارد قادر به تنظیم رفتار سیستم نمی‌باشند. بنابراین، استفاده از روش‌های کنترل مقاوم برای بهبود حرکت جانبی خودرو ضروری است. روش کنترل مودل‌گزش به علت مقاوم بودن در برابر عدم قطعیت‌های سیستم و دینامیک مدل نشده، برای بسیاری از کاربردهای مهندسی مفید است. همچنین در سال‌های اخیر، جهت بهبود عملکرد کنترل مودل‌گزش، ترکیب‌های مختلفی از این کنترل مقاوم و سایر روش‌های کنترلی ارائه شده است [۱۳].

در این مقاله یک سیستم کنترلی فعال مقاوم برای بهبود مانورپذیری یک خودروی چهارچرخ ارائه شد. بدین منظور عملکرد دینامیکی خودرو در حضور سیستم کنترلی و در حالت کنترل نشده مورد بررسی قرار گرفت. همچنین اقدامات صورت گرفته در این پژوهش متضمن دستاوردهای زیر است:

- مدل‌سازی دینامیکی کامل خودروی چهارچرخ و صحه‌گذاری آن با استفاده از نرم‌افزار کارسیم در مانور استاندارد،

$$\sum M = I\alpha \quad (5)$$

که در آن، معادله فوق ماتریس M ، I و α برابر است با:

$$M = \begin{bmatrix} M_x & 0 & 0 \\ 0 & M_y & 0 \\ 0 & 0 & M_z \end{bmatrix}$$

$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\alpha = \begin{bmatrix} \ddot{\phi} & 0 & 0 \\ 0 & \ddot{\theta} & 0 \\ 0 & 0 & \ddot{\psi} \end{bmatrix}$$

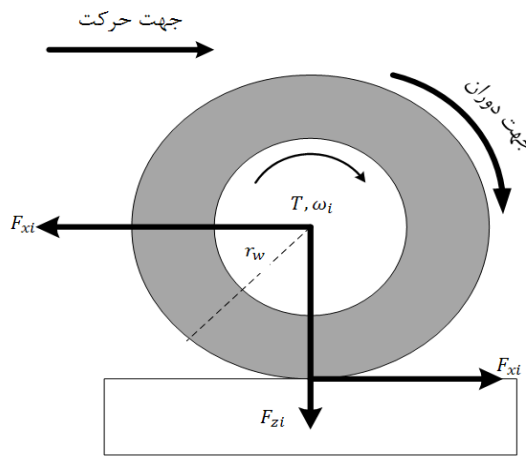
که روابط مربوط به M_x ، M_y و M_z در پیوست آمده است.

۲-۴- دینامیک چرخ

چرخ یکی از مهم‌ترین زیرسیستم‌ها در بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالت ترمزگیری و شتاب‌گیری می‌باشد. معادله حرکت چرخ مطابق شکل ۲، به صورت زیر به دست می‌آید [۱۳]:

$$I_w \dot{\omega} = -R_w F_{ti} + T_i \quad (7)$$

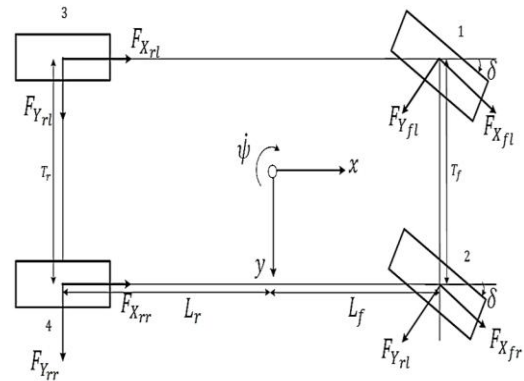
که در آن، T_i گشتاور اعمال شده به چرخ i ام است.



شکل (۲): دیاگرام آزاد چرخ [۱۴].

۲-۲- دینامیک تایر

نقش تایر در بررسی رفتار دینامیکی خودرو اهمیت بسیاری دارد زیرا خودرو توسط نیروهای طولی و جانبی ناشی از تماس تایر با جاده کنترل شده و بر روی جاده حرکت کرده، جهت می‌گیرد یا توقف می‌کند. در مدل خطی با توجه به رابطه مستقیم نیروهای جانبی با زاویه لغزش طولی تایر،



شکل (۱): نیروهای خارجی موثر بر خودرو.

نیروهای طولی و عرضی هر تایر را به ترتیب با F_{ti} و F_{si} نمایش می‌دهیم. حال می‌توان با استفاده از قانون دوم نیوتن، معادلات حرکت را توسعه داد. ترم‌های F_{xi} و F_{yi} که به ترتیب نیروهای تایر در جهت محورهای مختصات X و Y می‌باشند، را به صورت زیر تعریف می‌نماییم:

$$\begin{bmatrix} F_{Xij} \\ F_{Yij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{Xij} & -F_{Yij} \\ F_{Yij} & F_{Xij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\delta_{ij}) \\ \sin(\delta_{ij}) \end{bmatrix} \quad (1)$$

که در رابطه فوق، δ_i زاویه فرمان می‌باشد.

مجموع نیروهای طولی، عرضی و عمودی تایرهای خودرو را به صورت زیر تعریف می‌نماییم:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} \\ F_y &= F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \\ F_z &= F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} \end{aligned} \quad (2)$$

۲-۳- معادلات حرکت خودرو

حال معادلات حرکت خودرو با استفاده از قانون دوم نیوتن به صورت زیر به دست می‌آیند.

$$\sum F = ma \quad (3)$$

که در معادله فوق ماتریس F ، m و a برابر است با:

$$F = \begin{bmatrix} F_x & 0 & 0 \\ 0 & F_y & 0 \\ 0 & 0 & F_z \end{bmatrix}$$

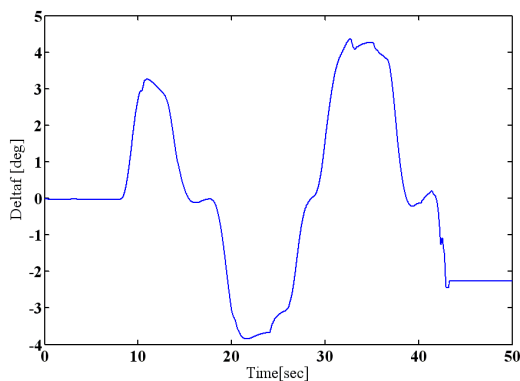
$$m = \begin{bmatrix} M_t & 0 & 0 \\ 0 & M_t & 0 \\ 0 & 0 & M_t \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$a = \begin{bmatrix} \dot{v}_x & \dot{\theta}v_z & -v_y\dot{\psi} \\ \dot{v}_y & -\dot{\phi}v_z & v_x\dot{\psi} \\ \dot{v}_z & \dot{\phi}v_y & -\dot{\theta}v_x \end{bmatrix}$$

همچنین با در نظر گرفتن معادلات مربوط به گشتاور غلتشی، گشتاور پیچشی و گشتاور چرخشی داریم:

۳- صحنه‌گذاری مدل دینامیکی خودرو

به منظور صحنه‌گذاری مدل دینامیکی ارائه شده در این پروژه از نرم‌افزار کارسیم^۲ استفاده شده است [۱۶]. بدین منظور مشخصات فیزیکی مدل فوق با خودروی تست، یکسان در نظر گرفته شده است. نتایج صحنه‌گذاری مربوط به مانور استاندارد مارپیچ^۳ در شکل‌های ۳-۸ نشان داده شده است.



شکل (۳): زاویه فرمان.



شکل (۴): مسیر انجام مانور.



شکل (۵): نمایی از خودرو در مانور مارپیچ.

نیروی عمودی روی چرخ‌ها لحاظ نشده و در نتیجه در این حالت میزان پتانسیل لاستیک برای جلوگیری از لغزش و اشباع شدن آن لحاظ نمی‌شود. با توجه به این که مدل تایر در سرعت‌های بالا و در زاویه‌های لغزش بالا از حالت خطی خارج شده و رفتار غیرخطی از خود به نمایش می‌گذارد لذا از یک مدل پیچیده و واقعی‌تر نسبت به مدل خطی استفاده می‌شود. در این جا از مدل تایر مجیک فرمولا^۱ برای محاسبه نیروهای طولی و جانبی استفاده می‌نماییم [۱۵].

فرم کلی معادلات در این مدل بصورت زیر می باشد [۹۹]:

$$Y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (1)$$

که در آن $Y(x)$ نیروی طولی و یا نیروی جانبی و X نیز نسبت لغزش طولی و یا زاویه لغزش جانبی تایر است.

نیروهای عمودی تایر به صورت تابعی از وزن خودرو، شتاب‌های طولی، جانبی و نسبت انتقال بار جانبی محاسبه می‌شوند. بدین ترتیب نیروهای عمودی تایر به صورت جمع بار استاتیکی، انتقال بار دینامیکی در جهت طولی و انتقال بار دینامیکی در جهت جانبی محاسبه می‌شوند. نیروهای عمودی هر تایر در پیوست نشان داده شده است. پارامترهای خودرو در جدول ۱ نشان داده شده‌اند.

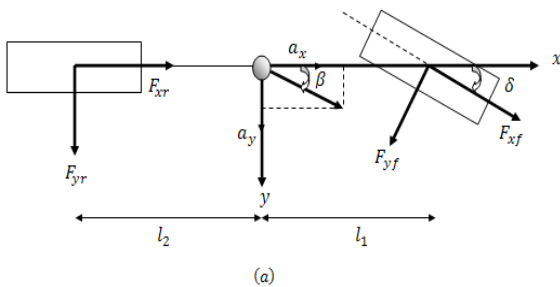
جدول (۱): پارامترهای خودرو.

پارامتر	مقدار	واحد
$CS_{f(r)}$	۳۰۰۰ (۴۰۰۰)	N. m. s/rad
h_t	۰/۵	M
h_s	۰/۶۰۵۳	M
I_{zz}	۲۲۴۹	kg m ²
I_{xx}	۴۹۶	kg m ²
I_{yy}	۲۲۱۲	kg m ²
I_{wi}	۱/۱	kg m ²
$KS_{f(r)}$	۴۶۸۰۰ (۵۰۰۰۰)	N. m/rad
$L_f(L_r)$	۱/۰۵۳ (۱/۵۵۹)	M
$m_{t(s)}$	۱۳۴۹ (۱۱۷۶)	Kg
R_{wi}	۰/۲۸	M
$T_{f(r)}$	۱/۴۸۳ (۱/۴۸۳)	M

همان طوری که از شکل ۶ مشاهده می‌شود، نتایج مناسبی بین سرعت زاویه‌ای چرخشی مدل توسعه یافته و خودروی کارسیم مشاهده می‌شود. همچنین همان طوری که از شکل‌های ۷ و ۸ مشخص است، نمودارهای زاویه رول و شتاب جانبی مدل شبیه‌سازی شده و خودروی تست تطابق مناسبی دارند علیرغم این‌که در بعضی زمان‌ها انحرافات اندکی مشاهده می‌شود.

۴- طراحی سیستم کنترلی

در این قسمت برای افزایش پایداری جانبی و بهبود مانورپذیری خودروی چهارچرخ، یک سیستم کنترلی فرمان فعال بر مبنای یک مدل دینامیکی دو درجه آزادی توسعه یافت [۱۴]. مدل ساده دو درجه آزادی در شکل ۹ نشان داده شده است.



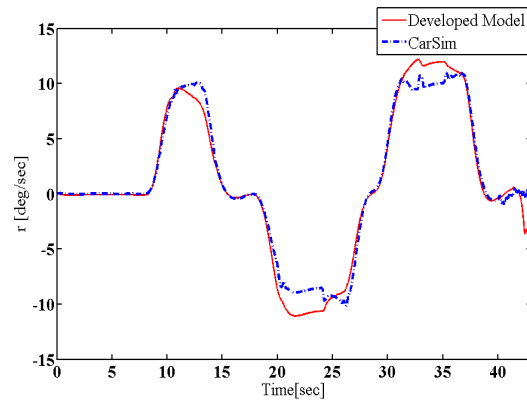
شکل (۹) مدل دینامیکی دو درجه آزادی

در توسعه مدل دو درجه آزادی فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

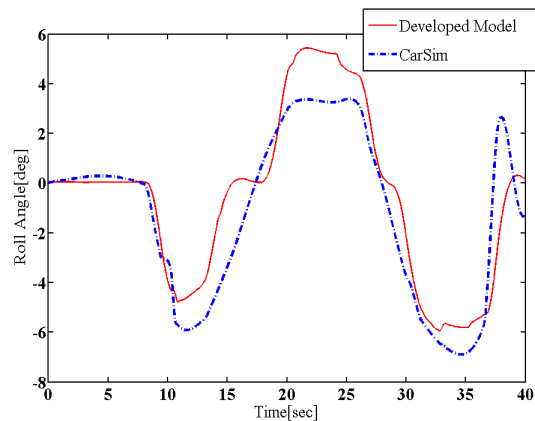
- ۱) چرخ‌های سمت راست و چپ در مرکز خودرو قرار گرفته‌اند.
- ۲) سرعت خودرو در جهت طولی ثابت در نظر گرفته شده است.
- ۳) از انتقال بار جانبی و طولی صرف نظر شده است.

معادلات حرکت مدل ساده دینامیکی بر مبنای قانون دوم نیوتن به صورت زیر محاسبه می‌شود:

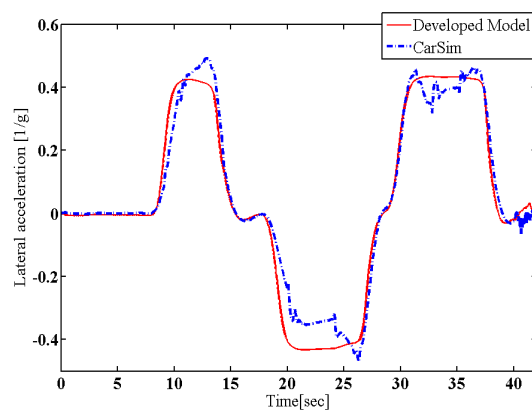
$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_r + c_f}{mu} & \frac{(l_1 C_{af} - l_2 C_{ar})}{u} \\ \frac{(l_1 C_{af} - l_2 C_{ar})}{(C_{af} l_1^2 + C_{ar} l_2^2)} & \frac{u}{u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{af} \delta \\ l_1 C_{af} \delta \end{bmatrix} \quad (9)$$



شکل (۶): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی.



شکل (۷): تغییرات زاویه رول.



شکل (۸): تغییرات شتاب جانبی.

۳-۱- مانور ماریج

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۷۰ Km/s در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۳ به آن اعمال شده است.

با در نظر گرفتن عدم قطعیت b داریم:

$$0 < b_{\min} \leq b \leq b_{\max} \quad (20)$$

حال داریم:

$$\hat{b} = (b_{\min} b_{\max})^{1/2} \quad (21)$$

کران عدم قطعیت به صورت زیر در نظر گرفته می شود:

$$\beta^{-1} \leq \frac{\hat{b}}{b} \leq \beta \quad (22)$$

داریم:

$$\beta = (b_{\max}/b_{\min})^{1/2} \quad (23)$$

که در معادله فوق، β حد بهره نامیده می شود. حال قانون کنترلی مطابق رابطه زیر به دست می آید:

$$u = \hat{b}^{-1} (-\hat{f} + \dot{r}_d - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (24)$$

با توجه به معادلات (۱۰)، (۱۲) و (۲۴) داریم:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 &= s \dot{s} = s \left((f - b\hat{b}^{-1}\hat{f}) + d + \right. \\ &\left. (1 - b\hat{b}^{-1})(-\dot{r}_d) - b\hat{b}^{-1}k \operatorname{sgn}(s) \right) \\ &= s(f - b\hat{b}^{-1}\hat{f}) + ds + (1 - b\hat{b}^{-1})(-\dot{r}_d) - \\ &k b \hat{b}^{-1} |s| \end{aligned} \quad (25)$$

و k باید به صورت زیر باشد:

$$k \geq |b^{-1}\hat{b}f - \hat{f} + (b^{-1}\hat{b} - 1)(-\dot{r}_d)| + \quad (26)$$

$$Db^{-1}\hat{b} + \eta b^{-1}\hat{b}$$

همچنین با در نظر گرفتن f به صورت زیر داریم:

$$f = \hat{f} + (f - \hat{f}) \quad (27)$$

$$k \geq |b^{-1}\hat{b}(F + D + \eta)| + |b^{-1}\hat{b} - 1| |\hat{f} - \dot{r}_d| \quad (28)$$

$$k \geq \beta(F + D + \eta) + (\beta - 1)|\hat{f} - \dot{r}_d|$$

حال برای محاسبه قانون کنترلی از مدل دو درجه آزادی مطابق رابطه (۹) استفاده می نماییم. با جای گذاری معادله (۱۴) در معادله (۹) داریم:

$$a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta - \dot{r}_d = 0 \quad (29)$$

قانون کنترلی برابر است با:

$$u = \delta = \frac{1}{b_2} (-a_{21}v_y - a_{22}r + \dot{r}_d - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (30)$$

۶- نتایج شبیه سازی

در این قسمت عملکرد سیستم کنترلی برای مانورهای مختلف و انواع شرایط جاده ای مورد بررسی قرار می گیرد.

حال داریم:

$$\dot{r} = f + d + bu \quad (10)$$

که در معادله فوق، u ورودی کنترلی، δ_f زاویه فرمان، r سرعت زاویه ای چرخشی، f نشان دهنده نامعینی های سیستم دینامیکی شامل خاصیت غیرخطی تایرها و سیستم تعلیق و d اغتشاش است. خطای تخمین f با استفاده از تابع $F = F(r, t)$ محدود می شود. داریم:

$$|f - \hat{f}| \leq D \quad (11)$$

همچنین خطای سرعت زاویه ای چرخشی به صورت زیر در نظر گرفته می شود:

$$\begin{aligned} e &= r - r_d \\ \dot{e} &= \dot{r} - \dot{r}_d \end{aligned} \quad (12)$$

سطح لغزش برابر است با:

$$s = e \quad (13)$$

سطح لغزش به صورت خطای سرعت زاویه ای چرخشی در نظر گرفته می شود. هنگامی که این خطا به سمت صفر میل می نماید، سیستم کنترلی فرمان فعال این امکان را فراهم می آورد تا سرعت زاویه ای چرخشی خودرو مقدار مطلوب خود را تعقیب نماید. حال با مشتق گیری از سطح لغزش داریم:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= 0 \\ \dot{s} = \dot{r} - \dot{r}_d &= f + bu - \dot{r}_d = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

در این صورت ورودی کنترلی معادل برابر است با:

$$\hat{u} = b^{-1}(-\hat{f} + \dot{r}_d) \quad (15)$$

حال ورودی کنترلی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$u = \hat{u} - b^{-1}k \operatorname{sgn}(s) = b^{-1}(-\hat{f} + \dot{r}_d - k \operatorname{sgn}(s)) \quad (16)$$

که در معادله فوق، k ثابت مثبت است.

اثبات پایداری: تابع لیاپانوف را به صورت رابطه زیر در نظر می گیریم:

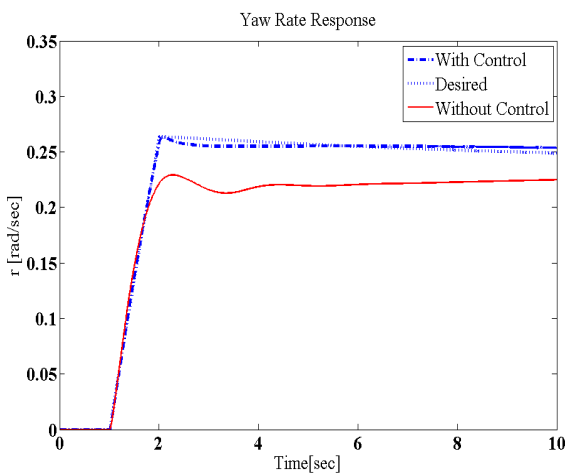
$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (17)$$

حال با مشتق گیری از رابطه (۱۷) داریم:

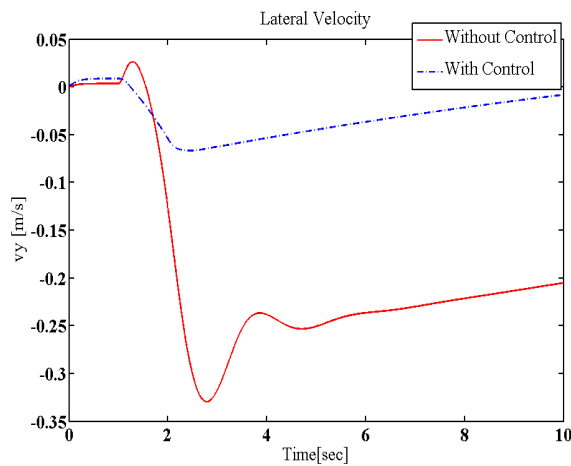
$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = s \dot{s} = s \left(f - \hat{f} + d - k \operatorname{sgn}(s) \right) = \\ &s(f - \hat{f}) + ds - k|s| \end{aligned} \quad (18)$$

حال به ازای $\xi > 0$ و $k \geq F + D + \frac{\xi}{\sqrt{2}}$ داریم:

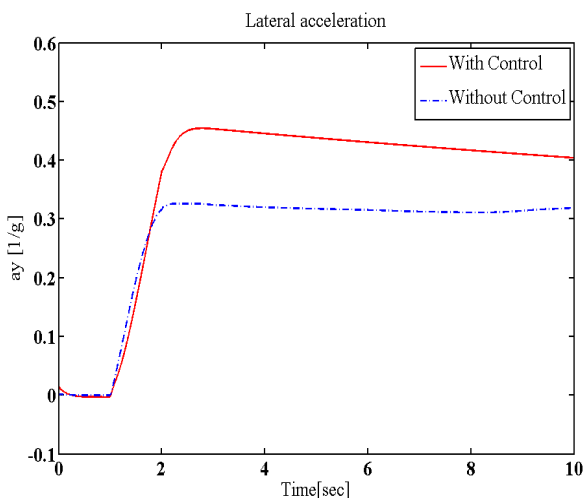
$$\dot{V} \leq -\xi V^{1/2} \quad (19)$$



شکل (۱۱): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی.



شکل (۱۲): تغییرات سرعت جانبی.



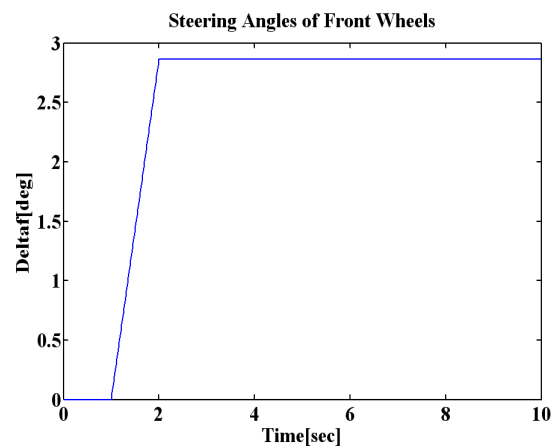
شکل (۱۳): تغییرات شتاب جانبی.

نتایج شبیه‌سازی برای سرعت زاویه‌ای چرخشی، سرعت جانبی، شتاب جانبی و مسیر حرکت خودرو در حالت کنترل شده و کنترل نشده نشان داده شده‌اند.

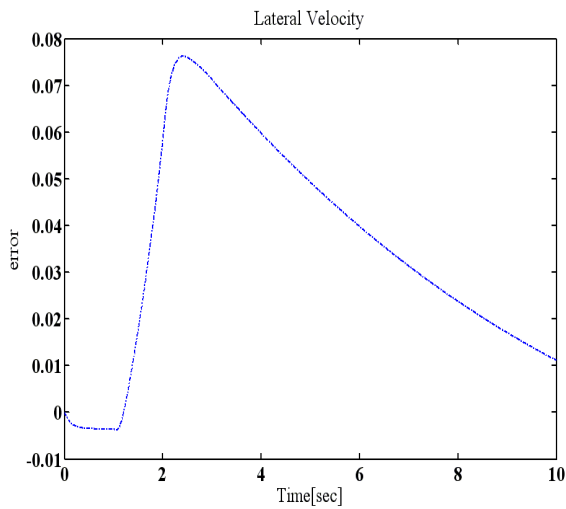
۶-۱- مانور گردش حالت مانا^۱

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۷۰ Km/h در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۱۰ به آن اعمال شده است.

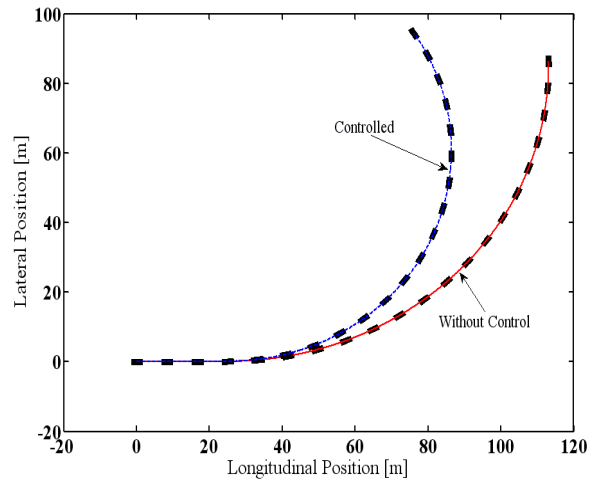
همان‌طوری که از نمودار ۱۱ مشخص است، سرعت زاویه‌ای چرخشی خودروی کنترل نشده نسبت به مقدار مطلوب خود انحراف دارد در حالی‌که برای حالت کنترل شده، به صورت مناسبی مقدار مطلوب را تعیین می‌نماید. مطابق شکل ۱۲، سرعت جانبی حالت کنترل شده در مقایسه با حالت بدون کنترل، کاهش قابل توجهی را نشان می‌دهد. در شکل ۱۳ نمودار شتاب جانبی خودروی چهارچرخ نشان داده شده است. مطابق شکل، حداکثر مقدار شتاب جانبی برای حالت کنترل شده در حالت مانا تقریباً به میزان ۲۵ درصد کاهش یافته است. همان‌طوری که از شکل ۱۴ مشخص است خودروی کنترل نشده از مسیر مطلوب منحرف می‌شود. برای حالت کنترل شده، سیستم فرمان فعال این امکان را فراهم می‌آورد تا با تعقیب متغیرهای حالت تحت کنترل، خودرو در مسیر مطلوب قرار بگیرد. در شکل ۱۵ زاویه فرمان کنترلی نشان داده شده است. در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ به ترتیب نمودارهای مربوط به اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی خودرو در حالت کنترل شده و مقدار مطلوب آنها نشان داده شده است.



شکل (۱۰): تغییرات زاویه فرمان خودرو.



شکل (۱۷): خطای سرعت جانبی.

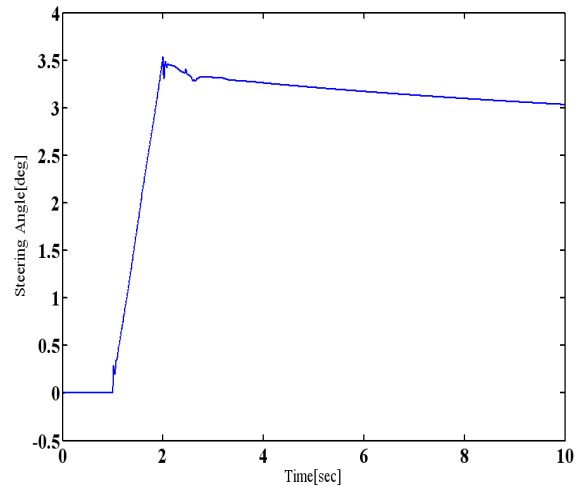


شکل (۱۴): مسیر حرکت خودرو.

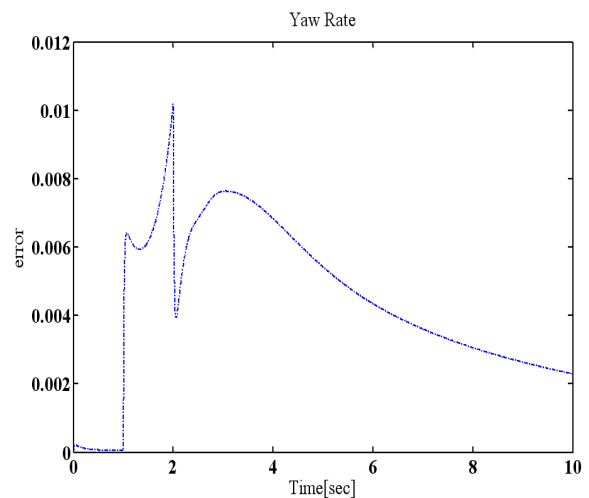
۲-۶- مانور Fishhook

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۱۰۰ Km/h در جاده‌ای با ضریب اصطکاک ۰/۳، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۱۸ به آن اعمال شده است.

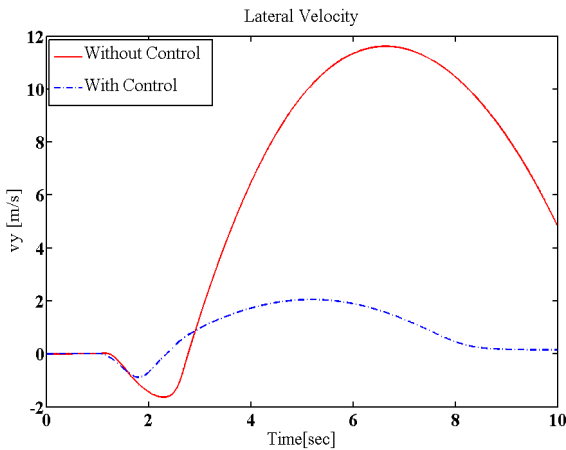
در شکل‌های ۱۹-۲۳ مهم‌ترین پاسخ‌های دینامیکی خودرو برای حالت با و بدون سیستم کنترلی نشان داده شده‌اند. همان‌طوری که از شکل ۱۹ مشخص است خودروی کنترل نشده ناپایدار است و از مسیر مطلوب منحرف می‌شود. برای حالت کنترل شده، سیستم کنترلی این امکان را فراهم می‌آورد تا خودرو به صورت مناسبی سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب را تعقیب نماید. مطابق شکل ۲۰، سرعت جانبی خودروی کنترل نشده افزایش قابل توجهی را نشان می‌دهد. برای حالت کنترل شده، حداکثر مقدار سرعت جانبی به میزان زیادی کاهش می‌یابد و پس از گذشت ۸ ثانیه صفر می‌شود. شتاب جانبی خودرو برای حالت کنترل نشده و کنترل شده در شکل ۲۱ نشان داده شده است. با استفاده از سیستم کنترلی کاهش قابل توجهی هم در حالت مانا و هم در حالت گذرا در مقایسه با حالت بدون کنترل مشاهده می‌شود. در شکل ۲۲ نمودار مسیر حرکت خودرو برای حالت بدون کنترل و در حضور سیستم کنترلی نشان داده شده است. مطابق شکل، خودروی کنترل نشده ناپایدار است و از مسیر مطلوب منحرف می‌شود ولی برای حالت کنترل شده، کنترل متغیرهای حالت تحت کنترل این



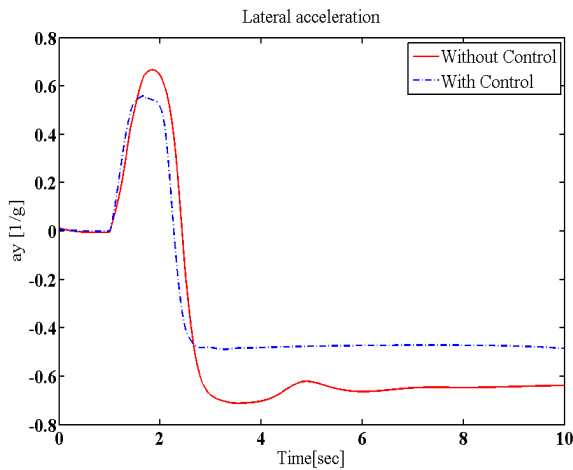
شکل (۱۵): ورودی کنترلی.



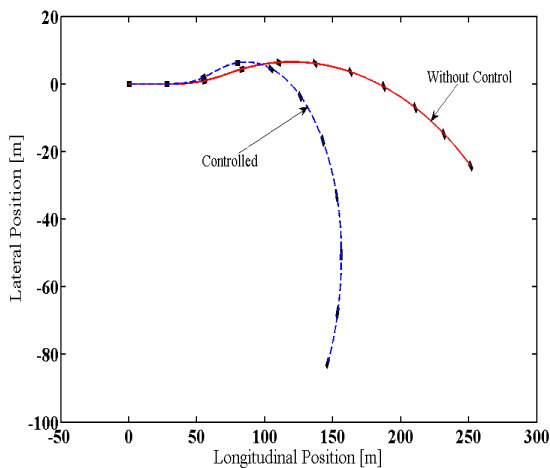
شکل (۱۶): خطای سرعت زاویه‌ای چرخشی.



شکل (۲۰): تغییرات سرعت جانبی.

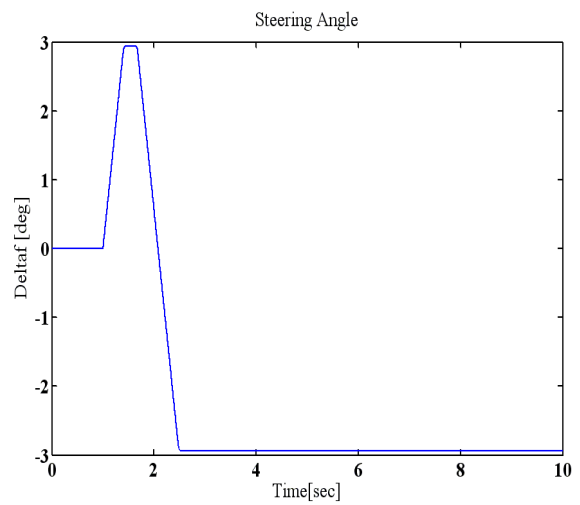


شکل (۲۱): تغییرات شتاب جانبی.

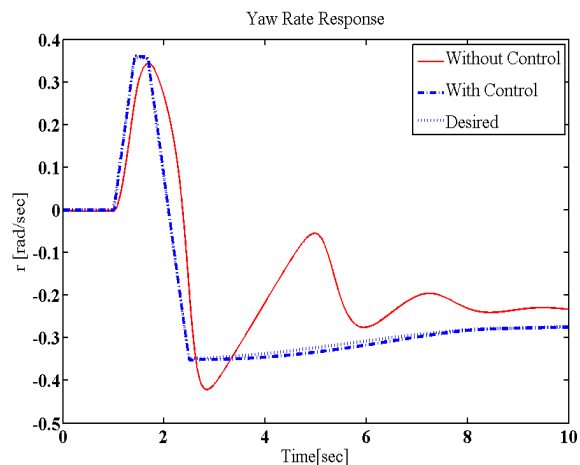


شکل (۲۲): مسیر حرکت خودرو.

امکان را فراهم می‌آورد تا خودرو در مسیر مطلوب قرار بگیرد. نمودار ورودی کنترلی در شکل ۲۳ نشان داده شده است. همان‌طوری که از شکل مشخص است زاویه فرمان کنترلی دارای فرم ملایم و یکنواختی است. مطابق شکل ۲۴، اختلاف بین سرعت زاویه‌ای چرخشی در حالت کنترل شده و مقدار مطلوب آن بسیار اندک است. در شکل ۲۵ خطای مربوط به سرعت جانبی در حالت کنترل شده و مقدار مطلوب آن نشان داده شده است.



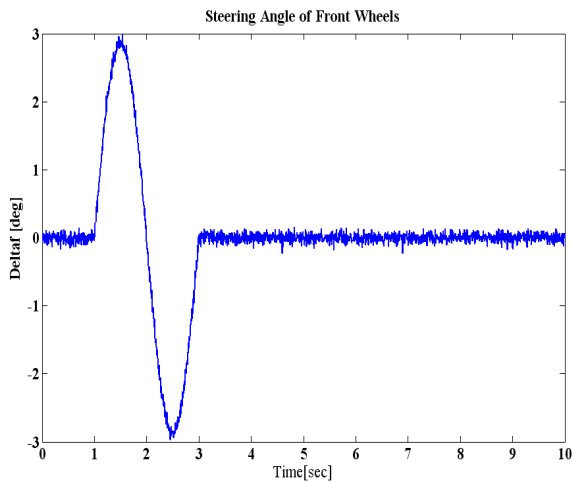
شکل (۱۸): تغییرات زاویه فرمان خودرو.



شکل (۱۹): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی.

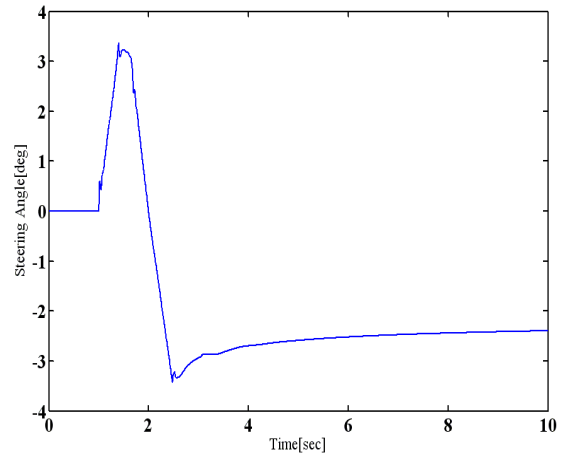
۳-۶- مانور تعویض خط

در این آنالیز خودرو با سرعت اولیه ۸۰ Km/h در جاده‌ای خشک شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۲۶ به آن اعمال شده است.

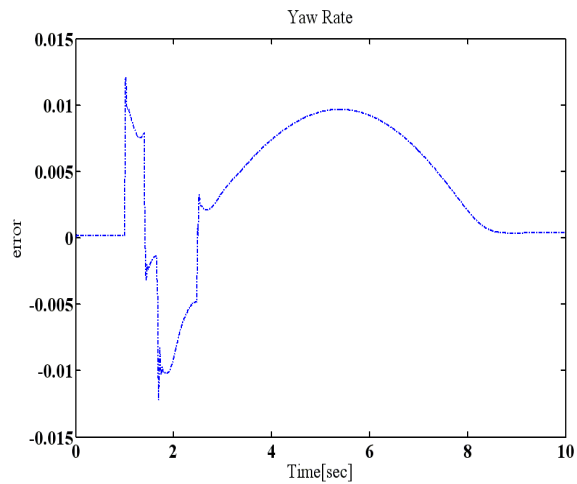


شکل (۲۶): مانور تعویض خط.

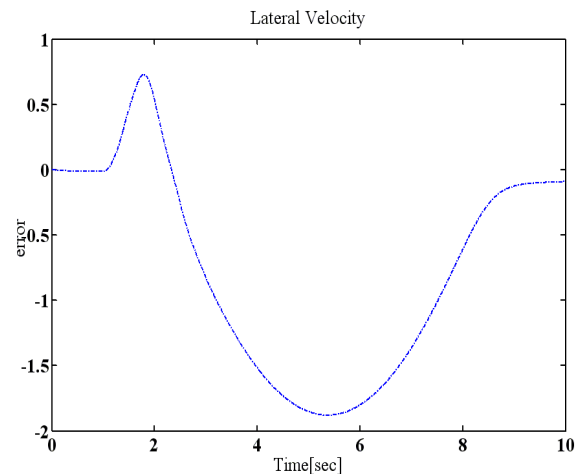
در این مانور عملکرد سیستم کنترلی در حضور نویز مورد بررسی قرار گرفته است. در این حالت نویز با واریانس ۰,۰۰۱ به زاویه فرمان خودرو اعمال شده است. همان طوری که از شکل ۲۷ مشخص است سرعت زاویه‌ای چرخشی خودروی کنترل نشده نسبت به مقدار مطلوبش انحراف دارد. در حالی که برای حالت کنترل شده به صورت مناسبی مقدار مطلوبش را تعقیب می نماید. همچنین مطابق شکل ۲۸، خودروی کنترل نشده ناپایدار است و از مسیر منحرف می شود. در حالت کنترل شده استفاده از سیستم کنترلی فرمان فعال این امکان را فراهم می آورد تا خودرو در مسیر مطلوب قرار بگیرد. مطابق شکل ۲۹، با توجه به اختلاف اندک سرعت زاویه‌ای چرخشی و مقدار مطلوب آن مشاهده می شود که سیستم کنترلی به صورت مناسبی توانسته است این امکان را فراهم آورد تا سرعت زاویه‌ای چرخشی مقدار مطلوب خود را تعقیب نماید.



شکل (۲۳): زاویه فرمان کنترلی.



شکل (۲۴): خطای سرعت زاویه‌ای چرخشی.



شکل (۲۵): خطای سرعت جانبی.

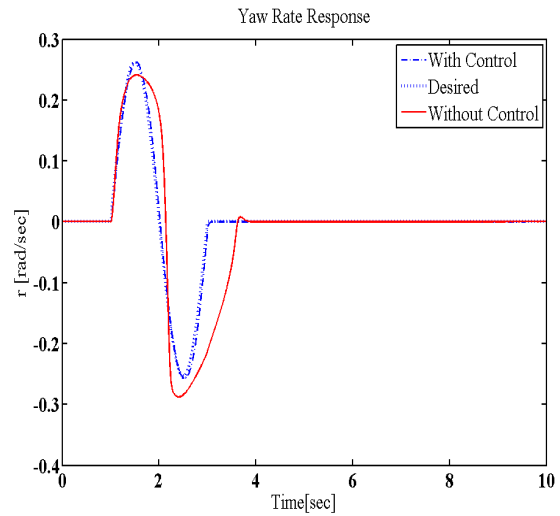
۷- نتیجه گیری

در این مقاله یک مدل دینامیکی کامل غیرخطی خودروی چهارچرخ توسعه داده شد. سپس برای بهبود مانورپذیری خودرو، یک سیستم کنترلی فرمان فعال مقاوم طراحی شد. بدین منظور، یک مدل دینامیکی ساده شامل درجات آزادی سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی ارائه شد. همچنین روش کنترل مود لغزش برای طراحی سیستم کنترلی به کار گرفته شد. سپس عملکرد سیستم کنترلی در مانورهای مختلف مورد بررسی قرار گرفت. مهم‌ترین دستاوردهای این پژوهش عبارتند از:

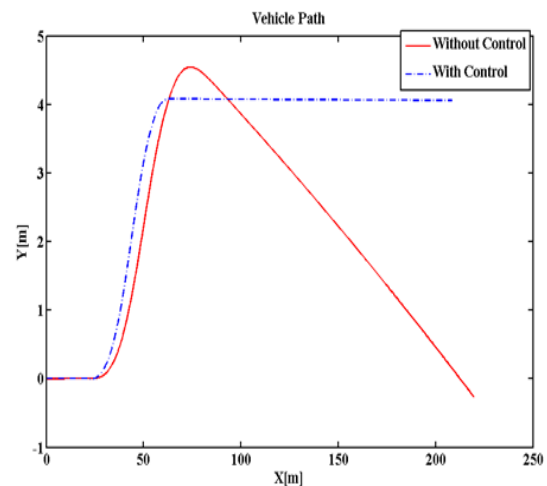
- خودروی کنترل نشده در مانور گردش حالت مانا پایدار است ولی سرعت زاویه‌ای چرخشی آن نسبت به مقدار مطلوب انحراف دارد. در حالی که برای حالت کنترل شده، به صورت مناسبی مقدار مطلوب خود را تعقیب می‌نماید.
- سرعت جانبی خودرو برای هر دو مانور در حالت کنترل شده کاهش قابل توجهی را نشان می‌دهد.
- در حالت کنترل شده حداکثر مقدار شتاب جانبی در مانور بحرانی هم در حالت مانا و هم در حالت گذرا کاهش می‌یابد.
- مانورپذیری خودروی چهارچرخ با استفاده از کنترلی که در سرعت‌های مختلف و انواع شرایط جاده‌ای مقاوم است، تقویت می‌گردد.

۹- منابع

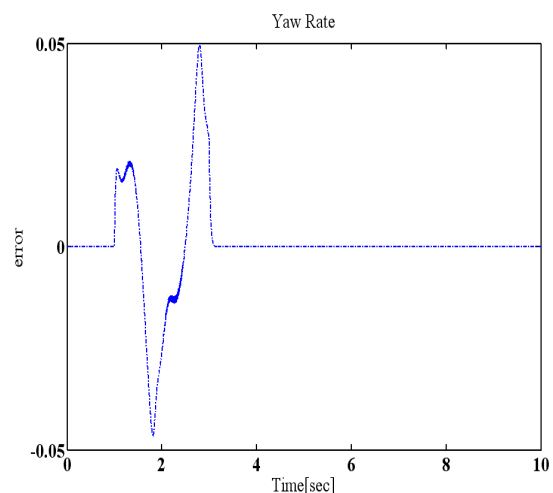
1. Fridman, L., Shtessel, Y., Edwards, C. and Yan, X.G. "Higherorder Sliding-Mode Observer for State Estimation and Input Reconstruction in Nonlinear Systems", Int. J. Robust Nonlinear Control, Vol. 18, pp. 399-412, 2008.
2. Ding, N. and Taheri, S. "An Adaptive Integrated Algorithm For Active Front Steering and Direct Yaw Moment Control Based on Direct Lyapunov Method", Vehicle System Dynamics, Vol. 48, No. 10, pp. 1193-1213, 2010.
3. Saeedi, M.A., Kazemi, R. and Azadi, S. "Improvement in The Rollover Stability of a Liquid-Carrying Articulated Vehicle Via A New Robust Controller", Proc IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, (2016), doi:10.1177/0954407016639204.
4. Ozatay, E., Uniusoy, S.Y. and Yildirim, A.M. "Enhancement of Vehicle Handling Using Four Wheel Steering Control Strategy", SAE paper, 2006.
5. Saeedi, M.A., Kazemi, R. and Azadi, S. "A New Robust Controller to improve the Lateral Dynamic of



شکل (۲۷): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی.



شکل (۲۸): مسیر حرکت خودرو.



شکل (۲۹): خطای سرعت زاویه‌ای چرخشی.

11. El Hajjaji, A., Ciocan, A. and Hamad, D. "Four Wheel Steer Control by Fuzzy Approach", Intelligent and Robotic Systems, Vol. 41, pp. 141-156, 2004.
12. El Nashar, H. "Enhanced Vehicle Lateral Stability in Crosswind by Limited State Kalman Filter Four Wheel Steering System", SAE paper, 2007.
13. Kazemi, R., Saeedi, M.A. "A New Robust Active Roll Control System For Improving Roll Stability of An Articulated Vehicle Carrying Liquid", Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 6, pp. 353-364, 2015 (In Persian).
14. Saeedi, M. A. and Kazemi, R. "Stability of Three-Wheeled Vehicles with and without Control System", International Journal of Automotive Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 343-355, 2013.
15. Pacejka, H. "Tyre and Vehicle Dynamics", Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005.
16. Mechanical Simulation Corporation (MSC), CarSim 8.0 Reference Manual, February, 1999.
17. Saeedi, M.A., Kazemi, R. and Azadi, S. "Transient Dynamic Analysis of an Articulated Vehicle Carrying Liquid Compared with the Rigid Cargo Vehicle", Aerospace Mechanics Journal, Vol. 13, No. 2, pp. 49-64, 2016.
6. Kim, S. J., Kwak, B. H., Chung, S. J. and Kim, J. G. "Development of an Active Front Steering System", Int. J. Automotive Technology, Vol. 7, No. 3, 315-320, (2006).
7. Yoon, J., Yi, K. and Kim, D. "Rollover Index-Based Rollover Mitigation System", Int. J. Autom. Technol. Vol. 7, pp. 821-826, 2006.
8. Shojaeefard, M.H., Talebitooti, R., Yarmohammadi Satri, S. "Enhancing Rollover Threshold of Fuel Tanks Based On Designing Optimization Algorithm", Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No.1, pp.1-12, 2013. (In Persian)
9. Talebitooti, R. Shojaeefard, M.H., Yarmohammadisatri, S. "bShape Design Optimization of Cylindrical Tank Using b-spline Curves", Computer & Fluids, Vol. 109, pp. 100-112, 2015.
10. March, C. and Shim, T. "Integrated Control of Suspension and Front Steering to Enhance Vehicle Handling", Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, pp. 377-391, 2007

پیوست:

روابط گشتاور غلتشی، گشتاور پیچشی و گشتاور چرخشی به صورت زیر است:

$$M_x = (Fz_{fr} - Fz_{fl}) T_f/2 + (Fz_{rr} - Fz_{rl}) T_r/2 - (FY_{fl} + FY_{fr} + FY_{rl} + FY_{rr}) (h_{cg} - h_{cr}) \quad (31)$$

$$M_y = (Fz_{rl} + Fz_{rr}) L_r - (Fz_{fl} + Fz_{fr}) L_f + (FX_{fl} + FX_{fr} + FX_{rl} + FX_{rr})(h_{cg} - h_{cr}) \quad (32)$$

$$M_z = (FX_{fl} - FX_{fr}) T_f/2 + (FX_{rl} - FX_{rr}) T_r/2 + (FY_{fl} + FY_{fr}) L_f - (FY_{rl} + FY_{rr}) L_r \quad (33)$$

نیروهای عمودی تاثیر به صورت زیر محاسبه می شود [۱۷]:

$$Fz_{fr} = \frac{mgL_r}{2(L_f+L_r)} - \frac{ma_x h}{2(L_f+L_r)} + \frac{ma_y h}{2T_f}$$

$$Fz_{fl} = \frac{mgL_r}{2(L_f+L_r)} - \frac{ma_x h}{2(L_f+L_r)} - \frac{ma_y h}{2T_f}$$

$$Fz_{rr} = \frac{mgL_f}{2(L_f+L_r)} + \frac{ma_x h}{2(L_f+L_r)} + \frac{ma_y h}{2T_r}$$

$$Fz_{rl} = \frac{mgL_f}{2(L_f+L_r)} + \frac{ma_x h}{2(L_f+L_r)} - \frac{ma_y h}{2T_r}$$

(34)