

ارائه مدل مرجع جدید برای پایداری و فرمان‌پذیری خودرو جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده‌ی غیرخطی زاویه‌ی فرمان چرخ‌های عقب

شهین محمدرضازاده

مهدی میرزایی*

حسین میرزایی نژاد

دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران

چکیده

در این مقاله برای بهبود پایداری جانبی و فرمان‌پذیری خودرو، از روش کنترل غیرخطی بهینه پیش‌بین برای زاویه‌ی فرمان چرخ‌های عقب استفاده شده است. یک مدل مرجع جدید برای ردیابی توسط کنترل‌کننده پیشنهاد شده است که شرایط تایر و جاده و محدودیت‌های فیزیکی خودروی واقعی را در نظر می‌گیرد. عملکرد کنترل‌کننده بهینه طراحی شده در ردیابی مدل مرجع جدید در حین مانور گردش ثابت با ضریب اصطکاک متغیر ارزیابی شده است. همچنین اثر تنظیم پارامترهای آزاد روی دقت ردیابی و مقاومت کنترل‌کننده در حضور نامعینی بررسی شده است. در نهایت، عملکرد کنترل‌کننده طراحی شده در ردیابی مدل مرجع جدید با استراتژی دیگر ارائه شده در یکی از مراجع در مانور تغییر خط مقایسه شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها بیانگر بهبود قابل‌ملاحظه‌ی پایداری و فرمان‌پذیری خودروی کنترل‌شده با مدل مرجع جدید می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: پایداری جانبی خودرو، مدل مرجع جدید، کنترل فرمان چرخ‌های عقب، کنترل غیرخطی، کنترل بهینه.

A new Reference Model for Vehicle Stability and Steerability which is Tracked by Nonlinear Rear Wheel Steering Controller

Sh. Mohammadrezazadeh

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

M. Mirzaei

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

H. Mirzaeinejad

Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University, Kerman, Iran

Abstract

In order to improve vehicle lateral stability and steerability, an active rear steering strategy (ARS) using nonlinear optimal predictive control method is presented. A new reference model considering the tire/road conditions and physical limitations of real vehicle has been proposed for being tracked by the designed controller. The performance of the designed controller in tracking the proposed reference model is evaluated during a constant turning maneuver with varied coefficient of friction. Also, the effect of free parameters of controller on vehicle tracking error in the presence of uncertainty is discussed. Finally, the performance of the controller is compared with another strategy reported in literature during lane change maneuver. The simulation results show that tracking the proposed new reference model by nonlinear predictive control method improves vehicle stability and steerability, significantly.

Keywords: Vehicle lateral stability, new reference model, rear wheel steering control, nonlinear control, optimal control.

دینامیکی خودرو می‌شود. یکی از استراتژی‌های کنترل دینامیک جانبی، کنترل فعال زاویه‌ی فرمان چرخ‌های عقب خودرو می‌باشد که توسط پژوهشگران متعددی مورد استفاده قرار گرفته است. چاتزیکومیس و همکارانش [۳] در سال ۲۰۱۴، از کنترل الکتریکی پایداری و کنترل زاویه فرمان چهارچرخ برای کنترل سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی خودرو استفاده نمودند تا پایداری خودرو را افزایش دهند. وانگ و همکارانش در سال ۲۰۱۴ [۴]، استراتژی کنترل خطی با پارامترهای متغیر برای بهبود پایداری و فرمان‌پذیری خودرو الکتریکی با عملکرد مستقل چهارچرخ را ارائه دادند. برای کاهش اثرات نامعینی، سیستم کنترل خطی درجه دوم مقاوم براساس H^∞ با استراتژی کنترل

۱- مقدمه

یکی از مهمترین عوامل حرکت‌های نامطلوب و ناپایدار خودرو در مانورهای گردشی بحرانی، رفتار غیرخطی و اشباع نیروهای جانبی تایرها می‌باشد. بدین صورت که رابطه‌ی بین نیروی جانبی و زاویه لغزش جانبی در زوایای لغزش کوچک، خطی است. اما با افزایش زاویه‌ی لغزش جانبی این رابطه غیرخطی شده و نیروی جانبی به حالت اشباع می‌رسد [۱،۲]. این امر موجب می‌گردد که در مانورهای بحرانی با شتاب جانبی بالا خودرو پایداری و فرمان‌پذیری لازم را نداشته باشد. بنابراین با استفاده از کنترل‌کننده‌ی مناسب سعی بر بهبود رفتار

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mirzaei@sut.ac.ir

دوچرخه خطی را برای سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی به عنوان مدل مرجع در نظر گرفته‌اند [۱۸-۱۶]. از معایب این کار این است که مدل خطی دوچرخه‌ای با دینامیک واقعی خودرو و حد تولید شتاب جانبی آن سازگاری نداشته و ممکن است میزان فرمان‌پذیری آن نیز مناسب نباشد. همچنین این مدل برای ضرایب اصطکاک مختلف دارای پاسخ یکسانی می‌باشد. در صورتی که در شرایط واقعی ضریب اصطکاک بر میزان نیروی جانبی و در نتیجه بر میزان سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی تأثیر می‌گذارد [۲].

در این مقاله یک مدل مرجع جدید جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده فرمان عقب خودرو (ARS) ارائه شده است. از ویژگی‌های مدل مذکور می‌توان به داشتن حالت گذرای مناسب جهت جلوگیری از افزایش انرژی کنترلی اولیه و همچنین سازگاری آن با دینامیک واقعی خودرو در رسیدن به حالت پایای مناسب با در نظر گرفتن ضریب اصطکاک بین جاده و تایر اشاره نمود. در محدود کردن حالت پایای هر یک از متغیرهای حالت سیستم از اطلاعات مدل واقعی تر خودرو با هشت درجه آزادی غیرخطی استفاده شده است.

بدین ترتیب مدل مرجع پیشنهادی در این مقاله دارای میزان کم-فرمانی مناسب بوده و پایداری و فرمان‌پذیری خودرو را بطور همزمان در شرایط رانندگی مختلف تأمین می‌کند. مهم‌تر از همه رفتار این مدل به دلیل استفاده از اطلاعات مدل واقعی تر خودرو قابل دست‌یابی توسط خودروی واقعی می‌باشد.

در ادامه با استفاده از روش کنترل غیرخطی بهینه پیش‌بین، قانون کنترلی برای زاویه فرمان چرخ‌های عقب استخراج می‌شود که با ردیابی مدل مرجع پیشنهادی سعی بر بهبود فرمان‌پذیری، پایداری جانبی و مقاومت خودرو مدل شده با مدل واقعی تر هشت درجه‌ای آزادی غیرخطی را دارد. در ادامه نشان داده می‌شود که ردیابی رفتار مدل مرجع پیشنهادی باعث بهبود عملکرد استراتژی کنترل فرمان چرخ‌های عقب می‌شود. در این راستا عملکرد کنترل‌کننده در ردیابی مدل مرجع پیشنهادی با نتایج بدست آمده از ردیابی مدل خطی تصحیح‌نشده که در مراجع دیگر [۱۸-۱۶] به عنوان مدل مرجع استفاده گردیده است در مانور گردش مقایسه شده است. بعد از اعتبارسنجی مدل مرجع جدید، اثرات تنظیم پارامترهای آزاد کنترل‌کننده بر دقت و مقاومت کنترل-کننده بررسی شده است. در نهایت عملکرد کنترل‌کننده با ردیابی مدل مرجع جدید با عملکرد کنترل‌کننده ارائه شده در یکی از مراجع در مانور تغییر خط مقایسه گردیده است.

در قسمت مقدمه کلیات موضوع، ضرورت تحقیق و پیشینه آن بیان گردید. در قسمت دوم، مدل شبیه‌ساز خودرو توصیف می‌گردد؛ در قسمت سوم مدل مرجع جدید ارائه می‌شود؛ طراحی کنترل‌کننده غیرخطی بهینه پیش‌بین و ارزیابی قانون کنترلی، به ترتیب در قسمت های چهارم و پنجم مقاله می‌گردد؛ در قسمتهای ششم و هفتم نیز به ترتیب نتایج شبیه‌سازی و نتیجه‌گیری نهایی بیان خواهد شد.

۲- مدل شبیه‌ساز خودرو

برای شبیه‌سازی دقیق تر پاسخ‌های خودرو در مانورهای مختلف، از مدل

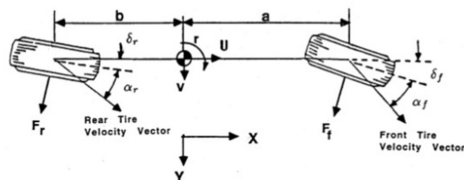
خطی با پارامترهای متغیر ارائه شد. اریف و همکارانش در سال ۲۰۱۵ [۵]، براساس نظریه کنترل بهینه، سیستم فعال فرمان چهار چرخ را برای کاربردهای با سرعت مختلف در مانورهای تغییر خط و زاویه فرمان ثابت ارائه دادند. نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که در مقایسه با کنترل فرمان چرخ‌های جلو، کنترل فرمان چهار چرخ کارایی بهتر در ردیابی پاسخ و تطبیق پذیری بهتری با سرعت خودرو دارد. جانو و همکارانش در سال ۲۰۱۵ [۶]، سیستم کنترل مرتبه دوم خطی تطبیقی طراحی نمودند که با الگوریتم ژنتیک بهینه سازی شد. لی و همکارانش در سال ۲۰۱۵ [۷]، سیستم کنترل جدیدی با استفاده از کنترل مستقیم گشتاور چرخشی و کنترل زاویه فرمان چرخ‌های عقب با استفاده از روش سطح لغزشی ارائه دادند. نتایج نشان دادند که کنترل‌کننده طراحی شده، فرمان‌پذیری و پایداری خودرو را افزایش می‌دهد. ایشاک و همکارانش در سال ۲۰۱۶ [۸]، سیستم کنترل چهارچرخ مستقل برای خودروی الکتریکی با ویژگی بیش فرمانی ارائه دادند تا کنترل‌پذیری و پایداری آن را به ازای هر سرعتی افزایش دهند. شن و همکارانش در سال ۲۰۱۶ [۹]، استراتژی کنترل بر اساس زاویه فرمان فعال چرخ‌های عقب ارائه دادند. با استفاده از قانون کنترل بهینه H^∞ پایداری سرعت بالا و امنیت خودرو بهبود یافت. زانگ و همکارانش [۱۰] در سال ۲۰۱۷ سیستم فرمان چهارچرخ با انعطاف‌پذیری و مانورپذیری بالا را برای خودرو الکتریکی ارائه نمودند که راننده می‌تواند چهارچرخ را به صورت مستقل کنترل نماید. لیو و همکارانش در سال ۲۰۱۷ [۱۱]، سیستم کنترلی برای اتوبوس الکتریکی سه محوره با کنترل فعال زاویه فرمان چرخ‌های عقب ارائه نمودند. آنها با شبیه‌سازی نرم افزاری و مقایسه با الگوریتم کنترل ساده‌تر، پایداری جانبی و جلوگیری از رول در شرایط فرمان بحرانی را نشان دادند.

کنترل‌کننده طراحی شده باید بتواند در هر لحظه متغیرهای مهم دینامیک جانبی خودرو را که شامل زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی می‌باشند، در شرایط مطلوب آنها قرار دهد. بنابراین، از ویژگی‌های مهم یک سیستم کنترلی مناسب، استفاده از یک مدل مرجع مناسب برای این حرکت‌ها می‌باشد. در استخراج مدل مرجع باید ملاحظاتی در نظر گرفته شود. از یک طرف برای حفظ پایداری و محدود کردن زاویه لغزش جانبی نیاز به رفتار کم فرمان خودرو داریم. از طرف دیگر میزان کم فرمانی زیاد و کاهش بیش از حد زاویه لغزش جانبی باعث کاهش سرعت چرخشی خودرو و در نتیجه باعث کاهش فرمان‌پذیری آن می‌باشد. بنابراین باید میزان کم فرمانی به درستی و متناسب با شرایط و مشخصات هر خودرو تعیین شده و در طراحی مدل مرجع از آن استفاده گردد. همچنین با توجه به وابستگی ظرفیت نیروها به ضریب اصطکاک بین جاده و خودرو، این پارامتر مهم نیز باید در طراحی مدل مرجع در نظر گرفته شود. بطور کلی حداکثر مقدار زاویه لغزش جانبی برای تأمین پایداری در جاده‌های خشک ۱۲ درجه و در جاده‌های مرطوب ۲ درجه گزارش شده است [۱۲].

در مراجع از مدل‌های مرجع مختلفی جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده‌ها استفاده شده است. برخی محققین پاسخ حالت ماندگار مدل دوچرخه خطی را برای سرعت چرخشی و مقدار صفر را برای زاویه لغزش جانبی مطلوب در نظر گرفته‌اند [۱۵-۱۳]. در این حالت به دلیل نداشتن حالت گذرای مدل، خطای ردیابی بزرگی در ابتدای مانورها ایجاد می‌گردد [۱۶]. برای رفع این مشکل برخی پژوهشگران مدل

¹ Active Rear Steering

در شکل ۱ نشان داده شده است، چرخ‌های راست و چپ خودرو روی محور مرکزی خودرو باهم ادغام شده و بدین ترتیب مدل چهار چرخ به مدل دو چرخ تبدیل می‌گردد و نیروهای جانبی نشان داده شده در شکل، بیانگر مجموع نیروهای دو چرخ جلو و عقب می‌باشند.



شکل ۱- مدل دوچرخه خطی خودرو [۱]

با توجه به شکل ۱ و با فرض ثابت بودن سرعت طولی، معادلات مدل دوچرخه به صورت روابط (۶) و (۷) نوشته می‌شوند:

$$m a_y = F_f + F_r \quad (6)$$

$$I_{zz} \dot{r} = a F_f - b F_r \quad (7)$$

که در آن، F_f ، F_r ، m ، a ، b ، I_{zz} و r به ترتیب بیانگر نیروی جانبی دوچرخه جلو، نیروی جانبی دو چرخ عقب، جرم خودرو، فاصله محور جلو از مرکز جرم خودرو، فاصله محور عقب از مرکز جرم خودرو، ممان اینرسی حول محور عمود بر خودرو و سرعت چرخشی می‌باشند. همچنین a_y بیانگر شتاب جانبی خودرو می‌باشد که به صورت رابطه (۸) تعریف می‌گردد:

$$a_y = \dot{V} + Ur \quad (8)$$

با فرض کوچک بودن زاویه لغزش چرخ‌های جلو و عقب، معادلات مدل دوچرخه خطی در فرم فضای حالت به صورت رابطه (۹) بدست می‌آید [۱۸-۱۶ و ۱]:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} \delta_f \quad (9)$$

که در آن:

$$\begin{aligned} a_{11} &= -2 \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mU}, a_{12} = 2 \frac{bC_{\alpha r} - aC_{\alpha f}}{mU^2} - 1 \\ a_{21} &= 2 \frac{bC_{\alpha r} - aC_{\alpha f}}{I_{zz}}, a_{22} = -2 \frac{b^2 C_{\alpha r} + a^2 C_{\alpha f}}{I_{zz}U} \\ e_1 &= \frac{2C_{\alpha f}}{mU}, e_2 = \frac{2aC_{\alpha f}}{I_{zz}} \end{aligned} \quad (10)$$

و $C_{\alpha r}$ و $C_{\alpha f}$ به ترتیب بیانگر سفتی جانبی چرخ‌های جلو و سفتی جانبی چرخ‌های عقب می‌باشند. در روابط فوق، زاویه لغزش جانبی β و سرعت چرخشی r به عنوان متغیرهای حالت سیستم می‌باشند. تابع تبدیل از ورودی فرمان به سرعت چرخشی با استفاده از روابط مربوط به این مدل به صورت رابطه (۱۱) بدست می‌آید:

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)} = GR \frac{1 + T_R s}{1 - (T_A / D_A) s + (1 / D_A) s^2} \quad (11)$$

که در آن:

$$\begin{aligned} G_R &= \frac{e_1 a_{21} - e_2 a_{11}}{D_A}, T_R = \frac{e_2}{e_1 a_{21} - e_2 a_{11}} \\ T_A &= a_{11} + a_{22}, D_A = a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21} \end{aligned} \quad (12)$$

هشت درجه‌ی آزادی غیرخطی که نتایج آن با استفاده از نتایج تجربی صحه‌گذاری گردیده [۱۹] به عنوان مدل شبیه‌ساز خودرو استفاده شده است. درجات آزادی این مدل شامل سرعت طولی (U)، زاویه لغزش جانبی^۱ (β)، سرعت چرخشی^۲ حول محور عمود بر خودرو (r) حرکت دورانی رول^۳ حول محور x (p) و سرعت زاویه‌ای چهار چرخ (ω_i) می‌باشد.

هم‌چنین برای مدل‌سازی نیروهای چرخ‌ها از مدل داگوف استفاده شده که دربرگیرنده اثرات غیرخطی و اشباع نیروهای چرخ می‌باشد. با استفاده از این مدل نیروهای جانبی^۴ چرخ‌های جلو (F_f) و عقب (F_r) توسط روابط زیر بدست می‌آیند:

$$F_f(r) = \frac{C_{\alpha} i_s}{1 - i_s} f(S) \quad (1)$$

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

$$S = \frac{\mu F_z F_f(r) (1 - \epsilon_r U \sqrt{i_s^2 + \tan^2 \alpha_f(r)}) (1 - i_s)}{2 \sqrt{C_{i_s}^2 i_s^2 + C_{\alpha}^2 \tan^2 \alpha_f(r)}} \quad (3)$$

که در آن‌ها C_{α} سفتی جانبی^۵، i_s لغزش طولی^۶، μ ضریب اصطکاک بین تایرها و جاده، F_z نیروی قائم و ϵ_r ضریب کاهش چسبندگی تایر^۷ می‌باشند. زاویه لغزش جانبی برای چرخ‌های جلو (α_f) و عقب (α_r) به صورت روابط (۴) و (۵) بیان می‌گردد:

$$\alpha_f = \delta_f - \tan^{-1} \left(\frac{V + ar}{U} \right) \quad (4)$$

$$\alpha_r = \delta_r + \tan^{-1} \left(\frac{br - V}{U} \right) \quad (5)$$

که در آن U ، V ، δ_f و δ_r به ترتیب بیانگر سرعت طولی، سرعت جانبی، زاویه فرمان چرخ‌های جلو و زاویه فرمان چرخ‌های عقب می‌باشند. می‌توان به جای سرعت جانبی از زاویه لغزش جانبی بدنه که به صورت $\beta = V/U$ تعریف می‌گردد، استفاده نمود. در این مدل، در محاسبه‌ی نیروی قائم، علاوه بر توزیع استاتیکی وزن خودرو در هر چهار چرخ، انتقال دینامیکی بار قائم نیز به صورت طولی، عرضی و ناشی از حرکت رول در نظر گرفته می‌شود.

۳- طراحی مدل مرجع

برای کنترل دینامیک جانبی خودرو، مدل مرجع خودرو جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده مبتنی بر مدل دوچرخه خطی انتخاب می‌شود که البته باید اصلاحاتی روی آن جهت سازگاری با شرایط فیزیکی خودروی واقعی انجام گیرد. در مدل دوچرخه خطی متداول که

¹ Side slip angle

² Yaw rate

³ Roll rate

⁴ lateral force

⁵ lateral stiffness

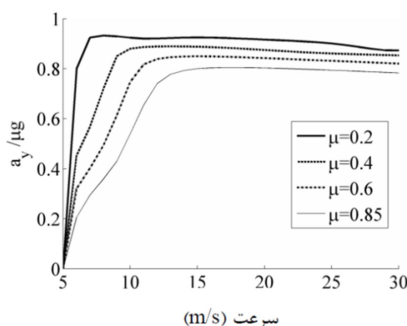
⁶ longitudinal slip

⁷ Road adhesion reduction factor

لغزش جانبی مطلوب متناسب با شرایط اصطکاک بین جاده و خودرو و محدودیت‌های تولید شتاب جانبی خودرو لازم است مدل دوچرخه خطی اصلاح گردد و در آن سرعت چرخشی خودرو در مقدار مشخص و مناسب محدود شود. تعیین حد نهایی مناسب و مطلوب برای سرعت چرخشی می‌تواند پایداری و فرمان‌پذیری خودرو را به طور همزمان بهبود بخشد. بدین منظور بر اساس مدل خطی متداول خودرو مقدار حالت ماندگار سرعت چرخشی به صورت رابطه (۱۴) نوشته می‌شود:

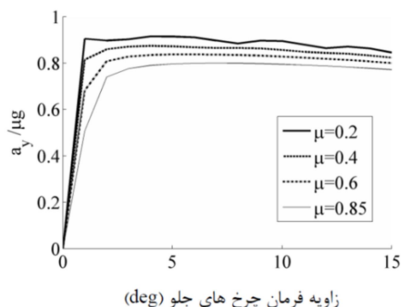
$$r_{ss} = \frac{a_{y,ss}}{U} \quad (13)$$

حال مشخص نمودن حد بالای شتاب جانبی خودرو در تعیین بیشترین مقدار سرعت چرخشی قابل دست‌یابی که متناسب با ظرفیت تولید نیروی جانبی خودرو است، مورد نظر می‌باشد. در شکل ۳ پاسخ حالت پایای شتاب جانبی بی‌بعد شده $(a_y/\mu g)$ بر حسب سرعت طولی خودرو نشان داده شده است. در این شکل خودرو مانور گردش ثابت با زاویه فرمان ۳ درجه را در ضرایب اصطکاک مختلف انجام می‌دهد.



شکل ۳- پاسخ حالت پایای شتاب جانبی بی‌بعد بر حسب سرعت طولی برای ضرایب اصطکاک مختلف

شکل ۴ پاسخ حالت پایای شتاب جانبی بی‌بعد $(a_y/\mu g)$ بر حسب زاویه فرمان راننده در مانور گردش ثابت با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت نشان می‌دهد. برای بدست آوردن این شکل‌ها از مدل هشت درجه آزادی غیرخطی خودرو که رفتار واقعی‌تر خودرو را شبیه‌سازی می‌کند، استفاده شده است.



شکل ۴- پاسخ حالت پایای شتاب جانبی بی‌بعد بر حسب زاویه فرمان راننده برای سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت و ضرایب اصطکاک مختلف

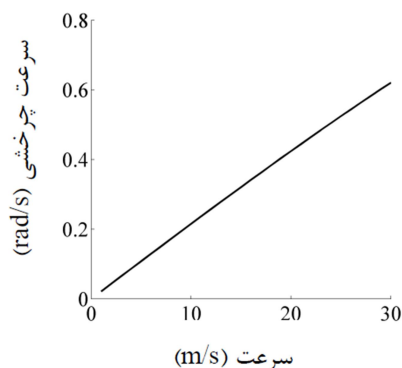
برای این مدل خطی، حالت ماندگار سرعت چرخشی به صورت رابطه (۱۳) بدست می‌آید:

$$r_{ss} = G_R \delta_f \quad (13)$$

باید توجه کرد مدل خطی بر اساس مقادیر نامی پارامترهای خودرو در ضرایب اصطکاک بالا طراحی شده است و محدودیت تولید شتاب جانبی توسط خودرو را در نظر نمی‌گیرد. برای تشریح بیشتر این موضوع شکل ۲ پاسخ حالت ماندگار سرعت چرخشی بر حسب سرعت طولی را برای مدل خطی دوچرخه‌ای متداول با پارامترهای مشخص شده در جدول ۱ نشان می‌دهد. برای بدست آوردن این شکل از مانور گردش ثابت با زاویه فرمان ۳ درجه بر روی جاده خشک با ضریب اصطکاک ۰/۸۵ استفاده شده است.

جدول ۱- پارامترهای خودروی مورد مطالعه

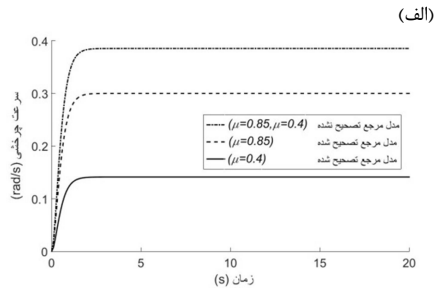
پارامتر	مقدار
a	۱/۲۰۳ m
b	۱/۲۱۷ m
$C_{\alpha f}$	۳۰۰۰۰ N/rad
$C_{\alpha r}$	۳۰۰۰۰ N/rad
g	۹/۸۱ m/s ²
I_{zz}	۲۵۰۰ Kg.m ²
l	۲/۴۲ m
m	۱۲۸۰ kg



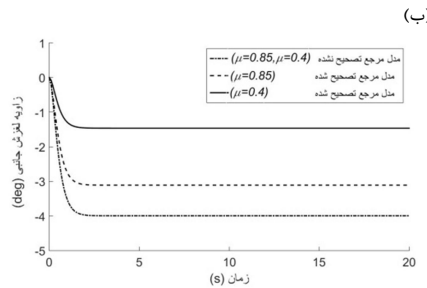
شکل ۲- نمودار حالت ماندگار سرعت چرخشی بدست آمده از مدل خطی متداول بر حسب سرعت طولی

از شکل ۲ مشاهده می‌گردد که حالت ماندگار سرعت چرخشی برای این مدل با افزایش سرعت طولی به صورت نامحدود افزایش می‌یابد. این در حالی است که نیروی جانبی و در نتیجه شتاب جانبی خودروی واقعی در مانورهای بحرانی به حالت اشباع می‌رسند [۱-۲] و مقدار آنها دارای کران می‌باشد. همچنین بر اساس رابطه (۶) با افزایش سرعت چرخشی به صورت نامحدود و کران‌دار بودن شتاب جانبی در مانورهای بحرانی مشتق سرعت جانبی و در نتیجه مشتق زاویه لغزش جانبی منفی شده و منجر به واگرا شدن زاویه لغزش جانبی خودرو می‌گردد. بنابراین استفاده از مدل خطی متداول به عنوان مدل مرجع در مانورهای بحرانی مناسب نمی‌باشد.

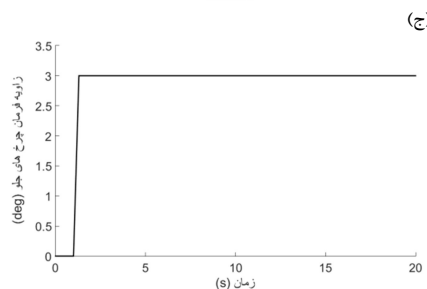
برای حل این مشکل و دست‌یابی به سرعت چرخشی و زاویه



(الف)



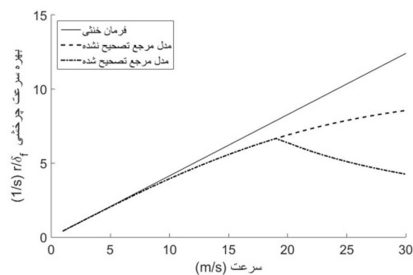
(ب)



(ج)

شکل ۵- پاسخ‌های مدل خطی متداول (تصحیح‌نشده) و مدل تصحیح‌شده پیشنهادی در یک مانور گردش با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت در ضرایب اصطکاک مختلف

در حالی که در مدل مرجع تصحیح‌شده، با اعمال محدودیت بر سرعت چرخشی مقدار آن در مانورهای بحرانی کاهش می‌یابد و در نتیجه میزان ضریب کم‌فرمانی افزایش می‌یابد. بنابراین مدل مرجع پیشنهادی دارای کم‌فرمانی مناسبی متناسب با ظرفیت خودرو و شرایط جاده بوده و می‌تواند شرایط بهتری را برای تأمین پایداری خودرو در مانورهای بحرانی ایجاد نماید.



شکل ۶- خوش‌فرمانی مدل خطی تصحیح‌نشده و مدل تصحیح‌شده پیشنهادی

بررسی شکل‌های ۳ و ۴ نشان می‌دهد که در مانورهای بحرانی نسبت حالت پایای شتاب جانبی بی‌بعد ($a_y/\mu g$) عددی بین ۰/۸ تا ۰/۹ می‌باشد. برای ارائه مدل مرجع جدید جهت ایجاد خاصیت کم‌فرمانی و پایداری بیشتر این عدد ۰/۸ در نظر گرفته می‌شود. یعنی:

$$\frac{a_{y_{ss}}}{\mu g} \leq 0.8 \rightarrow a_{y_{ss}} \leq 0.8\mu g \quad (14)$$

بنابراین بر اساس روابط (۱۴) و (۱۵) حد نهائی مجاز برای سرعت چرخشی به صورت رابطه (۱۶) بدست می‌آید:

$$r_{ss} \leq \frac{0.8\mu g}{U} \quad (15)$$

با اعمال محدودیت رابطه (۱۶)، حالت ماندگار مدل مرجع تصحیح‌شده جدید به صورت رابطه (۱۷) تعریف می‌گردد:

$$r_{ss} = \begin{cases} G_R \delta_f & \text{if } |G_R \delta_f| < \frac{0.8\mu g}{U} \\ \frac{0.8\mu g}{U} \cdot \text{sign}(G_R \delta_f) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (16)$$

با جایگزینی رابطه (۱۱) با رابطه (۱۷) و سپس جایگذاری آن در رابطه (۱۱) مدل مرجع تصحیح‌شده جدید برای سرعت چرخشی بدست می‌آید.

شکل ۵ پاسخ‌های مدل خطی متداول (تصحیح‌نشده) و مدل تصحیح‌شده پیشنهادی را در یک مانور گردش با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت نشان می‌دهد. در ابتدا فرض شده که خودرو روی یک سطح خشک با ضریب اصطکاک ۰/۸۵ و بار دیگر روی سطح مرطوب با ضریب اصطکاک ۰/۴ حرکت می‌کند. مدل مرجع تصحیح‌نشده بر اساس ضریب اصطکاک بالا ارائه شده و همان‌طور که در شکل ۵ نشان داده شده است پاسخ‌های بدست آمده توسط این مدل حساسیتی به تغییر شرایط جاده ندارند. هم‌چنین همان‌طور که در این شکل مشخص است با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌نشده، مقدار حالت ماندگار سرعت چرخشی در هر مانور بزرگتر از حداکثر میزان مجاز آن طبق رابطه (۱۶) می‌باشد. در صورتی که با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌شده، خودرو پاسخ‌های متفاوتی در ضرایب اصطکاک مختلف از خود نشان می‌دهد و میزان سرعت چرخشی بدست آمده توسط آن در محدوده مجاز برای سرعت چرخشی می‌باشد. هم‌چنین در شکل ۵-ب مشخص می‌باشد که میزان زاویه لغزش جانبی با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌شده کم‌تر بوده که برای حفظ پایداری خودرو در مانورهای بحرانی مناسب‌تر می‌باشد. بنابراین با توجه به دلایل ارائه شده فوق مدل مرجع تصحیح‌شده نسبت به مدل خطی متداول تصحیح‌نشده برتری دارد و می‌تواند به عنوان مدل مرجع جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده‌ها مورد استفاده قرار گیرد.

به عنوان نتیجه مهم دیگر، میزان خاصیت کم‌فرمانی مدل خطی متداول (تصحیح‌نشده) و مدل تصحیح‌شده پیشنهادی در شکل ۶ مقایسه شده است. در این شکل بهره سرعت چرخشی برحسب سرعت خودرو رسم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد رفتار مدل مرجع تصحیح‌نشده بسیار نزدیک به حالت فرمان خنثی می‌باشد و با کمی تغییر در پارامترهای خودرو یا خطای ردیابی، ممکن است سیستم کنترل‌شده بیش‌فرمان گردد که منجر به ناپایداری می‌شود.

r که F_r در ابتدا ظاهر می‌گردد $\rho = 1$ می‌باشد. از طرف دیگر، برای دستیابی به ورودی کنترل کوچک‌تر مرتبه کنترلی باید تا جایی که امکان دارد کوچک انتخاب گردد که در اینجا صفر انتخاب می‌شود [۲۱]. بنابراین، سری تیلور مرتبه اول برای بسط مناسب است:

$$x_2(t+h) = x_2(t) + hx_2'(t) \quad (23)$$

با جاگذاری رابطه (۱۸) در (۲۴)، رابطه (۲۵) بدست می‌آید:

$$x_2(t+h) = x_2(t) + h \left(f_2(x, \delta) - \frac{b}{I_z} F_r \right) \quad (24)$$

سرعت چرخشی مرجع نیز دقیقاً همانند سرعت چرخشی بسط داده می‌شود:

$$x_{2d}(t+h) = x_{2d}(t) + hx_{2d}'(t) \quad (25)$$

کمینه نمودن شاخص عملکرد برای بهبود دقت ردیابی سرعت چرخشی در لحظه بعدی در نظر گرفته می‌شود و عملکرد بهینه برای خودرو بدست می‌آید. شرایط لازم برای بهینه بودن به صورت رابطه (۲۷) است:

$$\frac{\partial J}{\partial F_r} = 0 \quad (26)$$

که منجر به رابطه زیر برای نیروی جانبی چرخ‌های عقب می‌گردد:

$$F_r = \frac{\frac{I_z}{bh}}{1 + \frac{I_z}{b^2 h^2} \lambda} [e + h(f_2 - \dot{r}_d)] \quad (27)$$

که λ نسبت وزنی می‌باشد:

$$\lambda = \frac{w_u}{w_r} \geq 0 \quad (28)$$

برای تعیین زاویه فرمان چرخ‌های عقب از معکوس مدل غیرخطی داگوف استفاده می‌شود.

۵- ارزیابی قانون کنترلی

در این قسمت، ویژگی‌های مهم قانون کنترل غیرخطی بهینه پیش‌بین بررسی می‌گردد و نقش مهم پارامترهای آزاد شامل زمان پیش‌بین h و نسبت وزنی λ ، در قانون کنترل نشان داده می‌شود.

در قانون کنترلی (۲۸)، ضریب k شامل نسبت وزنی و زمان پیش‌بین به صورت رابطه (۳۰) تعریف می‌گردد:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{I_z^2}{b^2 h^2} \lambda} \quad (29)$$

که $0 \leq k < 1$ می‌باشد. این ضریب فاکتور کاهش می‌باشد که کاهش ورودی کنترلی را مطابق رابطه (۲۸) ممکن می‌سازد. وقتی $\lambda = \infty$ پس $k = 0$ و $F_r = 0$ می‌باشد. این مورد مربوط به کنترل گران می‌باشد که در واقع بیانگر سیستم کنترل نشده است. در حالی که کنترل ارزان موبوط به حالت $\lambda = 0$ می‌باشد که در آن $k = 1$ بوده و کاهش ورودی کنترلی وجود ندارد.

برای بررسی اثرات نامعینی و مقادیر مختلف نسبت وزنی λ روی عملکرد ردیابی سیستم کنترلی، ورودی کنترل رابطه (۲۸) که براساس مقدار نامی تعریف شده در مدل واقعی جایگذاری می‌گردد:

۴- طراحی کنترل کننده غیرخطی بهینه پیش‌بین

برای طراحی کنترل کننده غیرخطی بهینه پیش‌بین^۱ [۲۰-۲۱]، از مدل غیرخطی دو درجه آزادی خودرو که در روابط (۶) و (۷) توصیف شده است، با در نظر گرفتن سرعت چرخشی به عنوان خروجی کنترلی استفاده می‌گردد. فرم فضای حالت معادلات به صورت رابطه (۱۸) نوشته می‌شوند:

$$\dot{x}_1 = f_1(x, \delta) + \frac{1}{m} F_r \quad (17)$$

$$\dot{x}_2 = f_2(x, \delta) - \frac{b}{I_z} F_r$$

$$y = x_2$$

که $x = [v \ r]^T$ بیانگر بردار حالت و y بیانگر خروجی می‌باشد. نیروی جانبی چرخ‌های عقب، F_r ، ورودی کنترلی می‌باشد که در مرحله بعد با معکوس‌گیری از این ورودی کنترلی با استفاده از مدل غیرخطی داگوف، زاویه فرمان چرخ‌های عقب یعنی δ_r استخراج می‌گردد. f_2 و f_1 نیز بیانگر مدل غیرخطی چرخ‌های جلو می‌باشند که مطابق روابط (۶)، (۷) و (۸) به صورت روابط (۱۹) و (۲۰) بیان می‌گردند:

$$f_1 = -Ur + \frac{1}{m} F_f \quad (18)$$

$$f_2 = \frac{a}{I_{zz}} F_f \quad (19)$$

هدف از طراحی کنترل کننده غیرخطی بهینه، ردیابی سرعت چرخشی مطلوب می‌باشد. بدین منظور، شاخص عملکرد برای این کنترل کننده که شامل ورودی کنترل و خطای ردیابی سرعت چرخشی می‌باشد، به صورت رابطه (۲۱) تعریف می‌گردد [۲۰-۲۱]:

$$J(F_r(t)) = \frac{1}{2} w_r e^2(t+h) + \frac{1}{2} w_u F_r^2 \quad (20)$$

که $w_r > 0$ و $w_u \geq 0$ به ترتیب ضرایب وزنی مربوط به ورودی کنترلی و خطای ردیابی سرعت چرخشی می‌باشند که درجه اهمیت جمله‌های مربوط را نشان می‌دهند. h نیز بیانگر زمان پیش‌بین بوده و مقدار مثبت حقیقی دارد. $e(t+h)$ خطای ردیابی سرعت چرخشی می‌باشد:

$$e(t+h) = r(t+h) - r_d(t+h) \quad (21)$$

در این کنترل کننده، پاسخ سرعت چرخشی برای زمان بعدی، $r(t+h)$ با بسط سری تیلور پیش‌بینی می‌گردد. در ابتدا $r(t+h)$ را سری تیلور مرتبه k از t تقریب زده می‌شود:

$$r(t+h) = r(t) + h\dot{r}(t) + \frac{h^2}{2!} \ddot{r}(t) \quad (22)$$

$$+ \dots + \frac{h^k}{k!} r^{(k)}(t)$$

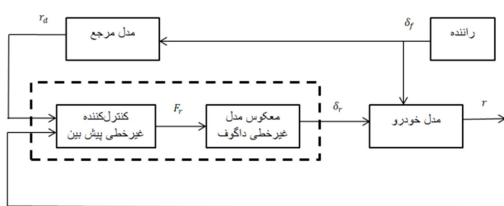
مرتبه بسط k که بیانگر بالاترین مرتبه مشتق مورد استفاده در بسط تیلور می‌باشد، توسط درجه نسبی سیستم غیرخطی معین می‌شود [۲۰-۲۱]. مطابق رابطه (۱۸) پایین‌ترین مرتبه مشتق سرعت چرخشی

¹ Nonlinear optimal predictive control

خطای ردیابی وجود داشته باشد. در این حالت، در h ثابت با کاهش λ خطای ردیابی کاهش می‌یابد و در λ ثابت با افزایش h خطای ردیابی کاهش می‌یابد.

به صورت خلاصه، برای رسیدن به عملکرد مناسب، مقدار h نسبتاً کوچک انتخاب می‌گردد تا ردیابی مناسب با مقاومت بالا بدست آید. سپس نسبت $\frac{\lambda}{h}$ به نحوی تنظیم می‌گردد تا ورودی کنترل را به ازای خطای ردیابی مجاز، محدود نماید. خطا تا حدی که خودرو بتواند با موفقیت مانور مشخص شده توسط زاویه فرمان راننده را اجرا نماید قابل قبول است. در قسمت نتایج شبیه‌سازی نتایج عددی مربوط به تغییرات h و λ بدست آمده است.

در شکل ۷ دیگرام سیستم حلقه بسته خودرو و نشان داده شده است. با استفاده از کنترل پیش‌بین غیرخطی، نیروی جانبی چرخ‌های عقب محاسبه شده و سپس با معکوس نمودن آن توسط مدل غیرخطی داگوف زاویه فرمان چرخ‌های عقب بدست می‌آید.



شکل ۷- دیگرام سیستم حلقه بسته خودرو

۶- نتایج شبیه‌سازی

به منظور نشان دادن عملکرد کنترل‌کننده غیرخطی بهینه پیش‌بین، شبیه‌سازی‌های لازم بر روی مدل هشت درجه آزادی غیرخطی انجام شده است. جدول ۱ مقادیر پارامترهای مدل شبیه‌ساز خودرو را نشان می‌دهد.

در ابتدا مدل مرجع پیشنهادی تصحیح‌شده با مدل مرجع دو درجه آزادی تصحیح‌نشده مقایسه می‌گردد. بدین منظور یک مانور گردشی ثابت با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت و ورودی فرمان راننده که در شکل ۵-ج نشان داده شده در نظر گرفته شده است. ضریب اصطکاک جاده در ابتدا ۰/۴ بوده و بعد از ۵ ثانیه ضریب اصطکاک آن ۰/۶ می‌گردد. در شکل ۸ نتایج شبیه‌سازی حاصل از اعمال کنترل-کننده طراحی‌شده با ردیابی دو مدل مرجع مختلف مقایسه شده است. این دو مدل شامل مدل خطی تصحیح‌نشده که در بعضی از مراجع [۱۶-۱۸] به عنوان مدل مرجع تعریف شده و همچنین مدل خطی تصحیح‌شده که در این مقاله به عنوان مدل مرجع پیشنهاد شده، می‌باشند. همان‌طور که در شکل ۸-الف و ب مشاهده می‌شود، پاسخ سرعت چرخشی خودروی بدون کنترل دارای نوسان می‌باشد. مطابق شکل ۸-الف، با ردیابی مدل مرجع تصحیح‌نشده سرعت چرخشی دارای نوسان زیاد بوده و به حالت ماندگار نمی‌رسد. همان‌طور که در شکل ۸-ب نشان داده شده است، با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌شده، سرعت چرخشی مدل مرجع را به خوبی ردیابی می‌نماید. طبق شکل ۸-ج، پاسخ زاویه لغزش جانبی خودروی بدون کنترل دارای نوسان بوده و ناپایدار می‌باشد. همچنین این شکل بیانگر میزان بیش از حد مجاز و

$$\dot{r} = f_2 - \frac{b}{I_z} \left(\frac{\frac{I_z}{bh} [e + h(\hat{f}_2 - \dot{r}_d)]}{1 + \frac{I_z^2}{b^2 h^2} \lambda} \right) \quad (30)$$

رابطه (۳۱) به صورت رابطه (۳۲) بازنویسی می‌گردد:

$$\dot{e} + \frac{k}{h} e = (f_2 - \hat{f}_2) + (1-k)(\hat{f}_2 - \dot{r}_d) \quad (31)$$

در رابطه (۳۲)، توابع \hat{f}_2 و f_2 که به ترتیب در برگیرنده‌ی مقادیر نامی و واقعی نیروی جانبی چرخ‌های جلو خودرو می‌باشند، کراندار هستند. انحراف f_2 از مقدار نامی می‌تواند نتیجه خطای تخمین یا اندازه‌گیری و دینامیک مدل نشده باشد. همچنین مشتق سرعت چرخشی مطلوب \dot{r}_d ، که از مدل خطی بدست می‌آید نیز برای زوایای فرمان محدود، کراندار است. از بحث فوق، می‌توان نتیجه گرفت که ثابت‌های $F > 0$ و $\varepsilon > 0$ وجود دارند که:

$$|f_2 - \hat{f}_2| \leq F, \quad |\hat{f}_2 - \dot{r}_d| \leq \varepsilon \quad (32)$$

بنابراین با اعمال کران رابطه (۳۳)، رابطه (۳۴) بدست می‌آید:

$$\left| \dot{e} + \frac{k}{h} e \right| \leq F + (1-k)\varepsilon \quad (33)$$

با حل معادله دیفرانسیل مرتبه اول در رابطه (۳۴) با شرایط اولیه صفر، رابطه (۳۵) بدست می‌آید:

$$e(t) \leq -\left(\frac{Fh}{k} + \frac{(1-k)h\varepsilon}{k} \right) e^{-\frac{k}{h}t} + \left(\frac{Fh}{k} + \frac{(1-k)h\varepsilon}{k} \right) \quad (34)$$

$$\leq \left(\frac{Fh}{k} + \frac{(1-k)h\varepsilon}{k} \right) \quad \text{for all } t \geq 0$$

بنابراین کران خطای ردیابی را می‌توان به صورت رابطه (۳۶) نوشت:

$$-e_m \leq e(t) \leq e_m \quad \text{for all } t \geq 0 \quad (35)$$

$$e_m = \left(\frac{Fh}{k} + \frac{(1-k)h\varepsilon}{k} \right)$$

معادله فوق نشان می‌دهد که خطای ردیابی ناشی از نامعینی‌های مدل و کاهش ورودی کنترلی با اعمال ضریب وزنی روی آن می‌باشد. با توجه به این رابطه مشهود است که با تنظیم h و k می‌توان خطای سیستم را کاهش داده و مقاومت سیستم را افزایش داد. اگر سیستم فاقد نامعینی و نسبت وزنی در نظر گرفته شود، دینامیک خطا به صورت رابطه (۳۷) تبدیل می‌گردد:

$$\dot{e} + \frac{k}{h} e = 0 \quad (36)$$

در این حالت، اگر خطای ردیابی سرعت چرخشی اولیه صفر باشد، ردیابی دقیق سرعت چرخشی برای تمامی لحظه‌ها اتفاق می‌افتد. اگر در حضور نامعینی $\lambda = 0$ در نظر گرفته شود، آنگاه:

$$e_m = Fh \quad (37)$$

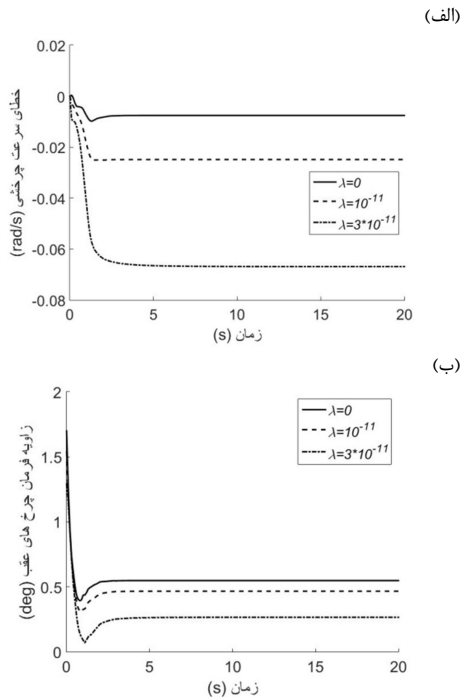
بنابراین در این حالت درجه‌ی بالای مقاومت در حضور نامعینی‌ها با انتخاب مقادیر کوچک h بدست می‌آید. اگر خطای ردیابی ناشی از ضریب وزنی باشد آنگاه:

$$e_m = \frac{(1-k)h}{k} \varepsilon = \frac{I_z^2}{b^2 h} \frac{\lambda}{h} \varepsilon \quad (38)$$

مشاهده می‌گردد که خطای ردیابی وابسته به $\frac{\lambda}{h}$ می‌باشد. بنابراین باید پارامترهای آزاد λ و h به صورت مناسب تنظیم گردند تا کمترین

از شکل ۸ می‌توان به اهمیت استفاده از مدل مرجع در بهبود پایداری دینامیک جانبی خودرو پی برد. مشاهده می‌شود که با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌شده و استفاده از قانون کنترل غیرخطی بهینه پیش‌بین، می‌توان در مانورهای گردش بحرانی با استفاده از استراتژی ARS پایداری خودرو را تأمین نمود.

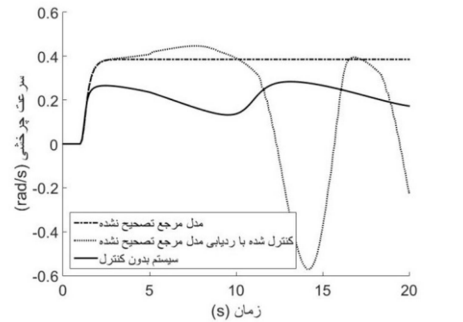
در ادامه اثر λ و h روی پایداری و مقاومت سیستم بررسی می‌گردد. در شکل ۹ اثر λ روی پاسخ سیستم بررسی شده است. خودرو مانور چرخش روی سطح صاف با ضریب اصطکاک 0.85 با سرعت 80 km/h و زاویه فرمان 0.3 rad را اجرا می‌نماید. ملاحظه می‌گردد که با افزایش λ خطای ردیابی افزایش یافته و ورودی کنترلی یعنی زاویه فرمان چرخ‌های عقب کاهش می‌یابد.



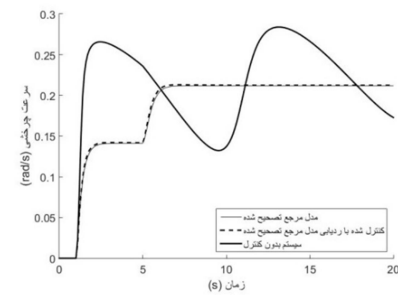
شکل ۹- اثر نسبت وزنی λ روی دقت ردیابی سرعت چرخشی و مقدار ورودی کنترلی

در شکل ۱۰ نتایج حاصل از تغییرات پارامتر h در حالت $\lambda = 0$ یعنی کنترل ارزان در حضور نامعینی بررسی شده است. خودرو روی سطح صاف با سرعت 80 km/h و زاویه فرمان 0.3 رادیان حرکت می‌نماید. مقدار نامی ضریب اصطکاک 0.85 و مقدار واقعی آن 0.75 می‌باشد. با توجه به شکل ۱۰ می‌توان نتیجه گرفت با کاهش h خطای ردیابی سرعت چرخشی کاهش می‌یابد.

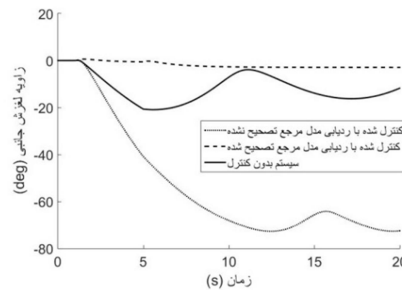
نوسانی زاویه لغزش جانبی با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌نشده و میزان مجاز و پایدار آن با استفاده از مدل مرجع جدید می‌باشد. بنابراین با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌شده پایداری خودرو تضمین می‌گردد. شکل ۸-د نیز میزان زاویه فرمان چرخ‌های عقب با استفاده از مدل مرجع تصحیح‌شده و تصحیح‌نشده را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌گردد، استفاده از کنترل‌کننده با ردیابی مدل مرجع تصحیح‌نشده، به زاویه فرمان چرخ‌های عقب بیشتری نیاز دارد.



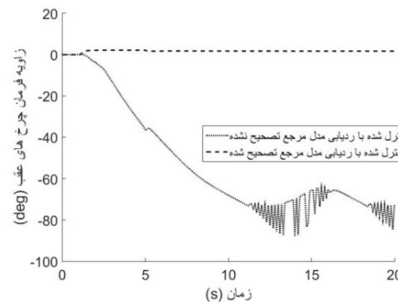
(الف)



(ب)



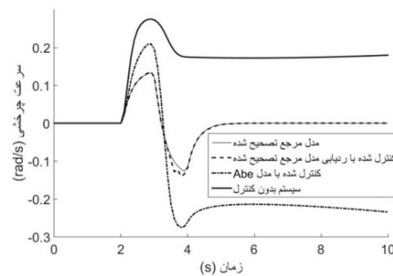
(ج)



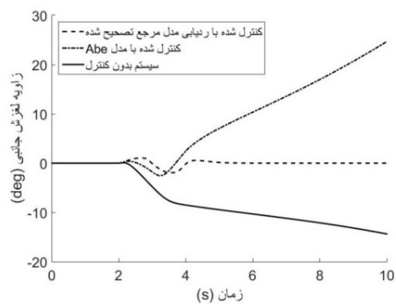
شکل ۸- مقایسه نتایج کنترل خودرو با ردیابی مدل‌های مرجع تصحیح‌نشده و تصحیح‌شده در جاده با ضریب اصطکاک متغیر

شکل ۱۲-د نیز زاویه فرمان چرخ‌های عقب با استفاده از هر دو کنترل کننده را نشان می‌دهد. نتایج بدست آمده از این مانور نیز حاکی از مناسب بودن پاسخ‌های سیستم کنترل‌شده با مدل مرجع تصحیح‌شده می‌باشد؛ در حالی که به دلیل در نظر نگرفتن تاثیر ضریب اصطکاک در طراحی مدل مرجع ارائه‌شده در [۲۲]، این کنترل کننده رفتار مناسبی در ضریب اصطکاک ۰/۴ ندارد.

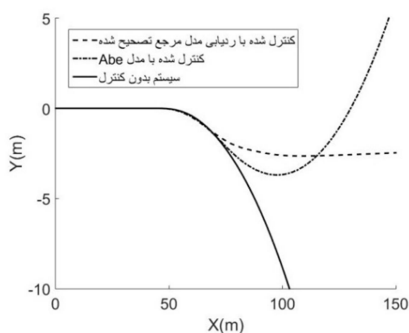
(الف)



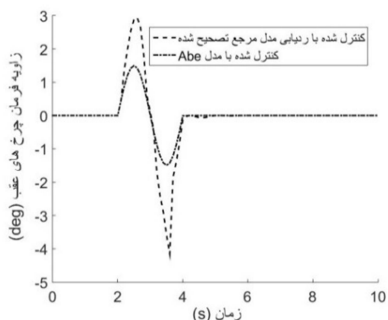
(ب)



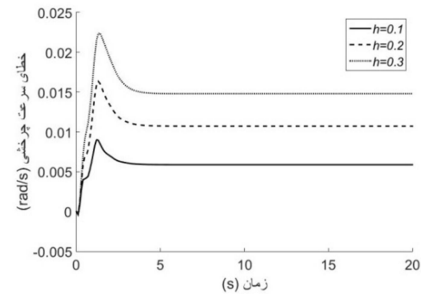
(ج)



(د)

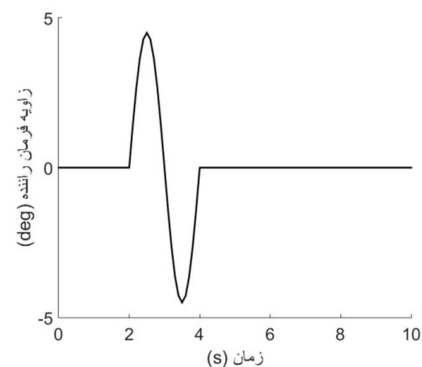


شکل ۱۲- نتایج کنترل خودرو با ردیابی مدل مرجع جدید تصحیح‌شده و کنترل‌کننده ارائه شده در [۲۲] در ضریب اصطکاک ۰/۴



شکل ۱۰- اثر زمان پیش‌بین h در دقت ردیابی سرعت چرخشی در حضور نامعینی

در ادامه برای تعیین اثر کنترل‌کننده با ردیابی مدل مرجع تصحیح‌شده بر خوش‌فرمائی خودرو و مقایسه آن با نتایج بدست آمده توسط پژوهشگران دیگر [۲۱]، از مانور تغییر خط با ورودی فرمان راننده به صورت شکل ۱۱ استفاده می‌شود. با استفاده از این مانور توانایی سیستم کنترلی در انجام مانور تغییر خط با مقدار مناسب زاویه لغزش جانبی و زاویه فرمان چرخ‌های عقب ارزیابی می‌گردد.



شکل ۱۱- زاویه فرمان اعمالی توسط راننده در مانور تغییر خط

بدین‌منظور، مانور تغییر خط بر روی جاده‌ای با ضریب اصطکاک ۰/۴ شبیه‌سازی شده است. شکل ۱۲ نتایج این مانور را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۱۲-ج نشان داده شده است، سیستم بدون کنترل‌کننده قادر به انجام مانور تغییر خط نیست و دارای انحراف قابل ملاحظه‌ای از مسیر می‌باشد. همچنین سیستم کنترل ارائه‌شده در [۲۲] قادر به انجام مانور تغییر خط نمی‌باشد؛ در حالی که با استفاده از کنترل‌کننده با مدل مرجع تصحیح‌شده، خودرو قادر به انجام مناسب مانور تغییر خط می‌باشد. شکل ۱۲-الف بیانگر ردیابی مناسب سرعت چرخشی توسط کنترل‌کننده با ردیابی مدل مرجع تصحیح‌شده می‌باشد و فرمان‌پذیری مناسب خودروی کنترل‌شده را نشان می‌دهد؛ در حالی که استفاده از کنترل‌کننده ارائه‌شده در [۲۲] پاسخ مناسبی برای سرعت چرخشی ندارد. علت این مسئله به مدل مرجع برمی‌گردد که در آن اثرات ضریب اصطکاک پایین لحاظ نشده است و صرفاً برای مانورهای با ضریب اصطکاک بالا مفید می‌باشد. شکل ۱۲-ب بیانگر مقدار زاویه لغزش جانبی در محدوده مجاز و رسیدن آن به مقدار صفر بعد از طی مانور تغییر خط توسط کنترل‌کننده با مدل مرجع تصحیح‌شده و ناپایداری آن توسط کنترل‌کننده ارائه‌شده در [۲۲] می‌باشد.

۷- نتیجه گیری کلی

در این مقاله کنترل کننده غیرخطی بهینه پیش‌بین با ورودی کنترلی زاویه‌ی فرمان چرخ‌های عقب خودرو جهت ردیابی یک مدل مرجع جدید طراحی شده است. از ویژگی‌های این مدل مرجع جدید در نظر گرفتن شرایط تایر و جاده و محدودیت های فیزیکی در رابطه با ظرفیت تولید نیروهای جانبی خودرو می‌باشد که با استفاده از مدل واقعی‌تر خودرو بدست آمد. همچنین کنترل کننده غیرخطی بهینه پیش‌بین نیز دقت ردیابی و مقاومت خوبی در حضور نامعینی دارد که اثر پارامترهای آزاد روی دقت ردیابی و مقاومت آن بررسی شده است. شبیه‌سازی بر روی مدل هشت درجه آزادی غیرخطی انجام شده است. مقایسه مدل مرجع جدید و کنترل کننده طراحی شده با مراجع نشان داد که می‌توان با استفاده از مدل مرجع تصحیح شده پاسخ‌های سیستم را در مانورهای گردشی بحرانی و مانور تغییر خط بحرانی بهبود بخشید و بدین ترتیب دینامیک جانبی خودرو را با استراتژی کنترل غیرخطی بهینه پیش‌بین فرمان عقب با ردیابی مدل مرجع جدید به شکل مقاوم کنترل و پایدار نمود.

۸- مراجع

- [11] Liu W., He H., Sun F. and Lv J., Integrated chassis control for a three-axle electric bus with distributed driving motors and active rear steering system. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 55, No. 5, pp. 601-625, 2017.
- [12] Van Zanten A. T., Bosch ESP systems: 5 years of experience. Proceedings of the 2000 Automotive Dynamics and Stability Conference, SAE, Society of Automotive Engineering, Inc., 2000.
- [13] Esmailzadeh E., Goodarzi A. and Vossoughi G. R., Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling. *Mechatronics*, Vol. 13, No. 7, pp. 659-675, 2003.
- [14] Bang M. S., Lee S. H., Han C. S., Hedrick J. K. and Hedrick J., Performance enhancement of a sliding mode wheel slip controller by the yaw moment control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering. Vol. 215, No. 4, pp. 455-468, 2001.
- [15] Zheng S., Tang H., Han Z. and Zhang Y., Controller design for vehicle stability enhancement. *Control Engineering Practice*, Vol. 14, No. 12, pp. 1413-1421, 2006.
- [16] Abe M., Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: From four-wheel steering to direct yaw moment control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 213, No. 2, pp. 87-101, 1999.
- [17] Ghoneim Y. A., Lin W. C., Sidlosky D. M., , Chen H. H. , Chin Y. K. and Tedrake M. J., Integrated chassis control system to enhance vehicle stability. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 23, No. 1/2, pp. 124-144, 2000.
- [18] Mokhiamar O. and Abe M., Effects of model response on model following type of combined lateral force and yaw moment control performance for active vehicle handling safety. *JSAE Review*, Vol. 23, No. 4, pp. 473-480, 2002.
- [19] Smith D. E. and Starkey J. M., Effects of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers: Model development, validation and comparison. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 24, No. 2, pp. 163-181, 1995.
- [20] Chen W.H., Balance D.J. and Gawthrop P.J. , Optimal control of nonlinear systems: a predictive control approach. *Automatica*, Vol. 39, pp. 633-641, 2003.
- [21] Mirzaei M., Alizadeh G, Eslamian M and Azadi S, An optimal approach to non-linear control of vehicle yaw dynamics, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, Vol.222, pp. 217-229, 2008.
- [22] Abe M., Ohkubo N. and Kano Y., A direct yaw moment control for improving limit performance of vehicle handling- comparison and cooperation with 4WS. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, No. 1, pp. 3-23, 1996.
- [1] Wong J. Y., *Theory of ground vehicles*. 3rd edition, Wiley-Interscience, Canada, 2001.
- [2] Abe M., *Vehicle Handling Dynamics Theory and Application*, First edition, Elsevier, 2009.
- [3] Chatzikomis C.I. and Spentzas K.N., Comparison of a vehicle equipped with Electronic Stability Control (ESC) to a vehicle with Four Wheel Steering (4WS). *Forschung im Ingenieurwesen*, Vol. 78, No. 1, pp. 13-25, 2014.
- [4] Wang R., Zhang H. and Wang J., Linear Parameter-Varying Controller Design for Four-Wheel Independently Actuated Electric Ground Vehicles With Active Steering Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 22, No. 4, pp. 1281-1296, 2014.
- [5] Ariff, M., Zamzuri H., Nordin M.A.M. and Rahman M.A.B.A., Optimal control strategy for low speed and high speed four-wheel-active steering vehicle. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, Vol. 8, pp. 1516-1528, 2015.
- [6] Gao, L., Jin L., Wang F. and Li K., Genetic algorithm-based varying parameter linear quadratic regulator control for four-wheel independent steering vehicle. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 7, No. 11, pp. 1-14, 2015.
- [7] Li B., Rakheja S. and Feng Y., Enhancement of vehicle stability through integration of direct yaw moment and active rear steering. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 230, No. 6, pp. 830-840, 2015.
- [8] Ishak M.I., Ogino H. and Yamamoto Y., Numerical Simulation Analysis of an Oversteer In-Wheel Small Electric Vehicle Integrated with Four-Wheel Drive and Independent Steering. *International Journal of Vehicular Technology*, Vol. 2016, pp. 12, 2016.
- [9] Shen H., Huang M., Tan Y. and Cheng H., Active Rear Wheel Steering Control Strategy Research Based on Hoo Optimal Control. *Journal of Computational and Theoretical Nanoscience*, Vol. 13, No. 3, pp. 2043-2048, 2016.
- [10] Zhang Z., Zhang X., Pan H., Salman W., Rasim Y., Liu X., Wang C. and Yang Y., A Novel Steering System for a Space-Saving 4WS4WD Electric Vehicle: Design, Modeling, and Road Tests. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Vol. 18, No. 1, pp. 114-127, 2017.