مجله کنترل
ISSN (print) 2008-8345
ISSN (online) 2538-3752
جلد ۱۵، شماره ۳، پاییز ۱۴۰۰، صفحه ۱۲-۱

مدلسازی و طراحی سیستم کنترل کشش خودرو با استفاده از کنترل پیش‌بین غیرخطی و شبکه عصبی

نبی فتحی زاده[۱]، حسین میرزائی نژاد[۲]، علی حسینی سالاری[۳]

[۱] دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، بخش مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، nabifathi007@gmail.com
[۲] استادیار، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، بخش مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، h_mirzaeinejad@uk.ac.ir
[۳] دانشجوی دکتری، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، بخش مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، Ahs.me2007@gmail.com

دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۰۴ ویرایش اول: ۱۳۹۹/۰۲/۱۰ ویرایش دوم: ۱۳۹۹/۰۷/۰۹ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۱۱

چکیده: سیستم کنترل کشش از جمله سیستم‌های مورد نیاز برای افزایش ایمنی خودرو به شمار می‌آید. این سیستم کنترلی به منظور جلوگیری از لغزش بیش از حد چرخ‌ها در هنگام شتاب‌گیری به خصوص هنگامی که خودرو ناگهان شروع به حرکت می‌کند کاربرد دارد. حفظ لغزش چرخ‌ها در یک محدوده مطلوب در شرایط جوی و جاده‌ای نامساعد به دلیل اثرات ناشناخته سطح جاده و همچنین رفتار غیرخطی شدید تایر در طی فرآیند شتاب‌گیری یک مسئله چالش برانگیز است. از سوی دیگر در طراحی کنترل‌کننده، وجود برخی نامعینی‌ها از جمله دینامیک‌های مدل نشده و عدم قطعیت پارامترهای خودرو، بایستی مورد توجه قرار گیرد. بنابراین وجود یک قانون کنترلی مقاوم غیرخطی برای سیستم کنترل کشش الزامی است. در این مقاله، در ابتدا با استفاده از روش کنترل پیش‌بین غیرخطی، یک کنترل‌کننده غیرخطی برای سیستم کنترل کشش طراحی شده است. سپس، عدم قطعیت‌های ناشناخته سیستم با استفاده از شبکه عصبی شعاعی پایه به طور تطبیقی تخمین زده شده است. در ادامه برخی از نتایج شبیه‌سازی جهت ارزیابی رفتار سیستم کنترل پیشنهادی برای ردیابی لغزش چرخ مرجع در حضور نامعینی‌ها برای مانورهای مختلف ارائه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که سیستم کنترلی پیشنهادی عملکرد مناسبی در برابر اثرات غیرخطی و نامعینی‌ها دارد.

کلمات کلیدی: سیستم کنترل کشش، لغزش چرخ، کنترل پیش‌بین غیرخطی، شبکه عصبی

Modeling and Design of Traction Control System of vehicle using Nonlinear Predictive Control and Neural Network

N. Fathizadeh, H. Mirzaeinejad, A. H. Salari

Abstract: Traction control system (TCS) is one of the necessary systems for increasing vehicle safety. This control system is used to prevent excessive slipping of wheels especially when the vehicle suddenly starts to move. Keeping the wheels slip in a desirable range under unfavorable weather condition is a challenging issue due to unknown effects of road surface and severe nonlinear behavior of tire during the acceleration process. On the other hand, in designing a controller, the existence of some unknown uncertainties such as un-model dynamics and variation of vehicle parameters should be considered. Therefore, the presence of a nonlinear robust control law seems avoidable for TCS. In this paper, at first, using nonlinear predictive control method, a modern nonlinear optimal controller is designed for TCS. Then, unknown uncertainties of the system are adaptively estimated using a radial basis function neural network (RBFNN). Finally, some simulation results are presented for tracking the reference wheel slip in the presence of uncertainties for different maneuvers in order to assess the behavior of the proposed control system. The results show the effectiveness of the proposed control system against the nonlinear effects and uncertainties.

Keywords: Traction control system, Wheel slip, Nonlinear predictive control, Neural network

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

۱- مقدمه

با توجه به افزایش وسایل‌نقلیه و در پی آن افزایش آمار تصادفات و صدمات جانی ناشی از آن، ارتقاء ایمنی خودروها یکی از چالش‌های بزرگ خودروسازان است. از این رو تاکنون سیستم‌های کنترلی زیادی به منظور بهبود کیفیت رانندگی و همچنین ایمنی خودرو در طول رانندگی در شرایط نامساعد و خطرناک توسعه داده شده‌اند. در میان آنها، سیستم کنترل کشش (TCS[1]) یک تکنولوژی ایمنی فعال جهت کنترل گشتاور محرک موتور خودرو شناخته می‌شود. این سیستم کنترلی به منظور جلوگیری از لغزش بیش از حد چرخ‌ها در هنگام شتاب‌گیری به خصوص هنگامی که خودرو ناگهان شروع به حرکت می‌کند کاربرد دارد. هنگامی که خودرو بر روی سطوح با اصطکاک پایین (سطح مرطوب، برفی، یخ زده و ...) و حتی در سطوح با اصطکاک بالا برای خودروهای دارای موتورهای قوی قرار می‌گیرد، چرخ‌ها شروع به هرزگردی شدید می‌کند. به این ترتیب نیروی کشش که باید صرف شتاب‌گیری طولی خودرو شود از دست خواهد رفت. از این رو مقدار لغزش طولی چرخ در تاثیرگذاری بر روند شتاب‌گیری، کشش و پایداری سیستم کنترلی در خودرو نقش بسزایی ایفا می‌کند. به همین دلیل سیستم کنترل کشش به منظور حفظ لغزش چرخ در محدوده مطلوب و درنتیجه به حداکثر رساندن نیروی کشش در فرآیند شتاب‌گیری طراحی شده است. بدین ترتیب با استفاده از این سیستم ایمنی، پایداری و شتاب خودرو افزایش قابل توجهی خواهد یافت.

به دلیل وجود عدم‌قطعیت‌های ناشناخته متعدد سیستم، دینامیک غیرخطی شدید تایر و رفتار پیچیده تایر-جاده در فرآیند شتاب‌گیری، کنترل لغزش چرخ یک مسئله چالش برانگیز است. از جمله این عدم قطعیت‌ها می‌توان به عدم‌قطعیت‌های ساختاری مانند وجود اختلاف میان مقادیر نامی و واقعی پارامترهای خودرو و عدم‌قطعیت‌های غیر ساختاری مانند دینامیک‌های مدل نشده، اشاره نمود. وجود عدم‌قطعیت‌های ناشناخته عملکرد سیستم را به طور قابل ملاحظه‌ای تحت تاثیر قرار می‌دهد. از طرفی استفاده از انرژی کنترلی در عمل همواره با محدودیت همراه بوده، بنابراین وجود یک قانون کنترلی مبتنی بر بهینه‌سازی جهت بهره‌مندی هرچه بیشتر از ورودی کنترلی یک امر مهم به شمار می‌آید. با توجه به مطالب ذکر شده، در نظر گرفتن قانون کنترلی غیرخطی بهینه جهت طراحی کنترل-کننده سیستم کنترل کشش یک اصل کلیدی است. بر خلاف روش کنترل پیش‌بین متداول که در مراجع مختلف استفاده شده است، روش پیشنهادی در این مقاله یک روش غیرخطی مبتنی بر بهینه‌سازی است به طوری که قوانین کنترلی به شکل تحلیلی و فرم بسته استخراج می‌شوند که موجب پیاده‌سازی آسان کنترل‌کننده به دلایلی که در ادامه بیان خواهد شد، می‌شود. اساساً دو نوع روش کلاسیک در حل مسائل کنترل بهینه وجود دارد: استفاده از روش برنامه‌ریزی دینامیکی برای حل مسئله کنترل بهینه که منجر به معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی همیلتون- جاکوبی- بلمن می‌شود که بایستی به نوعی حل گردند[۱]. روش دوم استفاده از روش حساب تغییرات است که خود منتهی به حل معادلات دیفرانسیل با شرایط مرزی جداگانه می‌شود. اما استفاده از روش‌های کلاسیک برای سیستم‌هایی که دینامیک آنها غیرخطی است دارای مشکلاتی می‌باشد؛ چرا که در این حالت یا باید مسئله غیرخطی و یا معادلات با مشتقات جزئی برای یک سیستم غیرخطی حل شوند. برای حل این گونه مسائل به ندرت می‌توان راه حل تحلیلی پیدا کرد و حتی در بسیاری موارد که اثرات غیر خطی مدل شدید باشند، هرگز نمی‌توان جواب تحلیلی ارائه نمود. استفاده از روش‌های عددی نیز در این موارد آسان نبوده و مستلزم بهینه‌سازی دینامیکی همزمان می‌باشد که خود باعث تأخیر در سیستم شده و عوارض نامطلوب دارد.

به‌عنوان یک روش عملی جایگزین برای حل مسائل کنترل بهینه سیستم‌های غیرخطی که در آن نیازی به حل معادلات دیفرانسیل با شرایط مرزی جداگانه و یا معادلات با مشتقات جزئی نیست، روش کنترل پیش‌بین مبتنی بر مدل می‌باشد. اما از مشکلات عمده این روش برای سیستم‌های غیرخطی، نیاز به بهینه‌سازی دینامیکی همزمان می‌باشد. یکی از مشکلات مهم، تأخیری است که محاسبات بالا به‌دنبال دارد. یک روش برای اجتناب از محاسبات همزمان در استفاده از این روش، توسعه کنترل پیش‌بین حلقه بسته است. در این روش، پاسخ غیرخطی سیستم در یک بازه زمان بعدی توسط بسط سری تیلور پیش‌بینی شده و سپس قانون کنترلی در لحظه فعلی چنان پیدا می‌شود که خطای ردیابی پیش‌بینی شده مینیمم گردد. در واقع عدم وجود شکل صریح قانون کنترلی و حجم محاسبات بالا، روش‌های کلاسیک و عددی را با چالش جدی روبرو کرده است. در همین راستا کنترل‌کننده‌هایی با رویکردهای مختلف در زمینه کنترل لغزش چرخ برای سیستم‌های مختلف خودرو ارائه شده‌اند [۶-۲]. از جمله آنها در زمینه سیستم کنترل کشش می‌توان به کنترل‌کننده غیرخطی PID خود تنظیم [۷]، قانون کنترلی منطق فازی [۸] و همچنین منطق فازی خود تنظیم [۹] اشاره کرد. همچنین روش‌های پیش‌بین مبتنی بر مدل [۱۰] و مد لغزشی [۱۲،۱۱] نیز از دیگر کارهای انجام شده در این زمینه است. روش‌های کنترل مد لغزشی (SMC[2]) با توجه به ساختار غیرخطی و مقاومت ذاتی آن‌ها بیش از بیش مورد توجه محققین قرار گرفته است [۱۴،۱۳]. اما به دلیل مشاهده پدیده چترینگ[3]، عملکرد این روش کنترلی در عمل با مشکلاتی روبرو بوده است [۱۵].

با توجه به مطالب فوق هدف از انجام این تحقیق، در نظرگرفتن عوامل غیرخطی شدید دینامیک سیستم، بهینه بودن قانون کنترلی، شکل صریح قانون کنترلی و در نتیجه پیاده‌سازی آسان آن و وجود عدم قطعیت‌ها در طراحی سیستم کنترل کشش خودرو است. در این مطالعه، ابتدا با استفاده از روش کنترل غیرخطی پیش‌بین یک کنترل‌کننده غیرخطی به صورت تحلیلی برای سیستم کنترل کشش توسعه داده می‌شود. اساس این روش،

[1] Traction Control System (TCS)
[2] Sliding Mode Control (SMC)
[3] Chattering

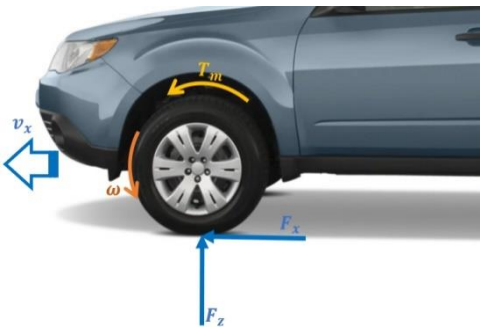
[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

پیش‌بینی پاسخ مدل غیرخطی خودرو است. ابتدا پاسخ غیرخطی سیستم خودرو توسط بسط سری تیلور پیش‌بینی شده و سپس قانون کنترلی از طریق حداقل کردن اختلاف پاسخ‌های مطلوب و پیش‌بینی شده بدست می‌آید [۱۸-۱۶]. قانون کنترلی حاصل به شکل تحلیلی بوده و به حل مسئله بهینه سازی به صورت همزمان و عددی در هر مرحله کنترلی نیازی ندارد؛ بنابراین برای حل و پیاده‌سازی مناسب می‌باشد. در ادامه به منظورتخمین عدم‌قطعیت‌های متعدد سیستم، استفاده از شبکه عصبی شعاعی پایه (RBFNN[1]) پیشنهاد شده است. همچنین از روش لیاپانوف به منظور یافتن وزن‌های شبکه به صورت لحظه‌ای بهره گرفته شده است [۱۹]. در نهایت با ارائه نتایج شبیه‌سازی به بررسی عملکرد کنترل‌کننده پیشنهادی روی مدل یک چهارم خودرو در حضور عدم‌قطعیت‌ها برای مانورهای مختلف پرداخته شده است.

۲- مدلسازی مسئله

۲-۱- مدل طولی یک چهارم خودرو

در این مقاله، از مدل یک چهارم خودرو شامل دو درجه آزادی که دارای مشخصات لازم برای مدل نمودن دینامیک طولی یک مدل واقعی است، مطابق با شکل ۱ استفاده شده است. این مدل در بسیاری از مراجع به منظور طراحی قانون‌کنترلی برای لغزش طولی چرخ مورد استفاده قرار گرفته شده است [۴].



شکل۱: دیاگرام جسم آزاد مدل یک چهارم خودرو در فرآیند شتاب‌گیری

با توجه به مدل پیشنهادی تحت اثر گشتاور محرک موتور، بارهای قائم و نیروی طولی چرخ دربرگیرنده اثرات غیرخطی در طی شتاب‌گیری می‌باشد. در مدلسازی فرض شده است که شتاب‌گیری بر روی مسیر مستقیم انجام شده و لذا زاویه فرمان صفر در نظر گرفته شده است ($\alpha = 0$).

$$m_t \dot{v}_x = F_x \quad (۱)$$

$$I_t \dot{\omega} = T_m - RF_x \quad (۲)$$

که ω سرعت زاویه‌ای چرخ، v_x سرعت طولی خودرو، T_m گشتاور محرک موتور و F_x نیروی طولی تایر می‌باشند.

۲-۲- مدل تایر

در این تحقیق، به منظور نزدیکتر شدن مدل طراحی به مدل واقعی و در نظر گرفتن اثرات ناشی از اشباع نیروهای وارد بر تایر، از مدل تایر غیرخطی داگوف[2] در طراحی سیستم کنترلی استفاده شده است [۲۰].

$$S = \frac{\mu F_z \left[1 - \varepsilon v_x \sqrt{\lambda^2 + tan^2\alpha}\right](1-\lambda)}{2\sqrt{C_i^2\lambda^2 + C_\alpha^2 tan^2\alpha}} \quad (۳)$$

$$f(S) = \begin{cases} S(2-S) & if\ S < 1 \\ 1 & if\ S > 1 \end{cases} \quad (۴)$$

$$F_x = \frac{C_i \lambda}{1-\lambda} f(S) \quad (۵)$$

بار قائم موثر بر مدل یک چهارم خودرو با توجه به شکل ۱ برابر است با:

$$F_z = m_t g - \frac{m_{vs} h_{cg}}{2l} \dot{v}_x \quad (۶)$$

که جمله اول سمت راست تساوی بالا نشان دهنده اثرات استاتیکی مربوط به وزن خودرو و جمله دوم عامل دینامیکی مربوط به انتقال نیرو در هنگام شتاب‌گیری می‌باشد. پارامترهای نامی خودرو و تایر در جدول ۱ بیان شده‌اند. لغزش طولی چرخ در هنگام شتاب‌گیری به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۳]:

$$\lambda = 1 - \frac{v_x}{R\omega} \quad (۷)$$

با مشتق‌گیری نسبت به زمان از رابطه (۷) و جایگزینی روابط (۱) و (۲) داریم:

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{R\omega}\left[\frac{R^2 F_x}{I_t}(1-\lambda) + \frac{F_x}{m_t}\right] + \left(\frac{1-\lambda}{I_t \omega}\right) T_m \quad (۸)$$

معادله (۸) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\dot{\lambda} = f(\boldsymbol{X}) + g(\boldsymbol{X}) T_m \quad (۹)$$

که $\boldsymbol{X} = [x_1 \quad x_2]^T = [\omega \quad \lambda]^T$ بردار حالت، T_m ورودی کنترلی و λ خروجی سیستم است. توابع غیرخطی $f(\boldsymbol{X})$ و $g(\boldsymbol{X})$ با توجه به روابط (۸) و (۹) عبارتند از:

$$f(\boldsymbol{X}) = \frac{-1}{R\omega}\left(\frac{R^2 F_x}{I_t}(1-\lambda) + \frac{F_x}{m_t}\right), \quad g(\boldsymbol{X}) = \frac{1-\lambda}{I_t \omega};\ \ \omega \neq 0 \quad (۱۰)$$

[1] Radial Basis Function Neural Network (RBFNN)

[2] Dugoff

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

با فرض اینکه تمامی پارامترهای سیستم شناخته شده باشند، رابطه (۹) به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\dot{\lambda}_n = f_n(\boldsymbol{X}) + g_n(\boldsymbol{X})T_m \quad (۱۱)$$

که f_n و g_n به ترتیب مقادیر نامی f و g می‌باشد.

وجود عدم‌قطعیت‌ها در مدل خودرو و اصطکاک جاده به دلیل عدم شناخت کامل مدل مانند تغییرات پارامترها، دینامیک مدل نشده و اغتشاشات می‌تواند منجر به انحراف f و g از مقادیر نامی‌شان (g_n, f_n) شود. اگر مولفه‌های $\delta f(\boldsymbol{X})$ و $\delta g(\boldsymbol{X})$ بیانگر عدم‌قطعیت‌های ناشناخته در سیستم باشند، مدل غیرخطی توصیف شده توسط رابطه (۱۱) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی شود:

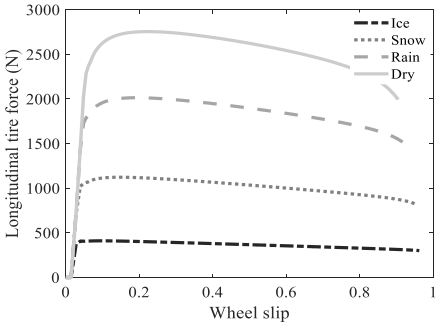
$$\begin{aligned}\dot{\lambda} &= [f_n(\boldsymbol{X}) + \delta f(\boldsymbol{X})] + [g_n(\boldsymbol{X}) + \delta g(\boldsymbol{X})]T_m \\ &= f_n(\boldsymbol{X}) + g_n(\boldsymbol{X})T_m + L\end{aligned} \quad (۱۲)$$

به طوری که $L = \delta f(\boldsymbol{X}) + \delta g(\boldsymbol{X})T_m$ با فرض $L \leq N_1$، نشان دهنده توزیع نامعینی‌های مدل سیستم است. N_1 همواره ثابتی بزرگتر از صفر می‌باشد.

در اینجا، مدل مرجع لغزش طولی مطلوب [۴]، برای ردیابی پاسخ کنترل‌کننده پیشنهادی مورد استفاده قرار می‌گیرد. همان طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، ناحیه لغزش طولی مطلوب برای سطوح با ضرایب اصطکاک مختلف بین ۰/۱ تا ۰/۲ می‌باشد. که در این مقاله مقدار ۰/۱۵ در نظر گرفته شده است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\lambda_d(t) = \lambda_{opt} - \lambda_{opt}e^{-at} \quad (۱۳)$$

که درآن $\lambda_{opt} = 0.15$ و $a = 20$ می‌باشند.



شکل ۲: نیروی طولی تایر بر حسب لغزش طولی چرخ برای سطوح مختلف

۳- طراحی سیستم کنترلی

۳-۱- کنترل‌کننده مبتنی بر پیش‌بینی (PbC[1])

در این بخش، کنترل‌کننده غیرخطی مبتنی بر پیش‌بینی به منظور حفظ لغزش طولی مدل یک چهارم خودرو در طی شتاب‌گیری برای سیستم کنترل کشش طراحی خواهد شد. هدف از طراحی سیستم کنترل کشش خودرو این است که با اعمال گشتاور موتور مناسب بتوان لغزش طولی خودرو را به منظور استفاده از حداکثر ظرفیت نیرویی تایر در مقدار بهینه خود تنظیم نمود. در واقع با این کار نیروی طولی تایر در بیشترین مقدار ممکن قرار گرفته و شتاب‌گیری خودرو افزایش یافته و از هرزگردی تایر نیز جلوگیری می شود. در واقع علاوه به دست‌یابی به شتاب حداکثری خودرو می توان در مصرف سوخت خودرو نیز صرفه جویی نمود. در عمل مقدار گشتاور موتور محاسبه شده توسط قانون کنترلی به مقدار بازشدگی دریچه گاز ارتباط پیدا می نماید. در واقع کنترل دریچه گاز وظیفه اصلی سیستم کنترل کشش خودرو است. بنابراین کنترل دریچه گاز یا کنترل مقدار گشتاور موتور اعمالی به چرخ‌ها موجب تغییر در مقدار لغزش طولی و در نتیجه در مقدار نیروی طولی تایر خواهد شد. بنابراین هدف سیستم کنترلی، به حداقل رساندن خطای ردیابی لغزش مطلوب در حضور عدم‌قطعیت‌ها و اثرات غیرخطی شدید مدل می‌باشد.

$$e(t) = \lambda(t) - \lambda_d(t) \quad (۱۴)$$

برای طراحی قانون کنترل غیرخطی مبتنی بر بهینه‌سازی، ابتدا پاسخ غیرخطی لغزش طولی چرخ در هر لحظه با استفاده از بسط سری تیلور برای زمان بعدی، $\lambda(t+h)$ ، پیش‌بینی شده و سپس با حداقل کردن خطای پیش‌بینی شده، گشتاور موردنیاز جهت حفظ لغزش چرخ در محدوده مطلوب تعیین می‌شود. در اینجا h زمان پیش‌بینی است و همواره یک مقدار مثبت حقیقی می‌باشد. ابتدا شاخص عملکرد به عنوان فاکتوری جهت کمینه کردن خطای ردیابی لحظه بعدی، به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\Gamma[T_m(t)] = \frac{1}{2}e^2(t+h) \quad (۱۵)$$

توجه شود تعریف شاخص عملکرد فوق بر اساس استراتژی کنترل ارزان است، که در آن ورودی کنترل T_m بدون محدودیت در دسترس می‌باشد [۴].

بسط تیلور $\lambda(t+h)$ تا مرتبه qام توسط سری تیلور در t عبارت است از:

$$\begin{aligned}\lambda(t+h) = \lambda(t) + h\dot{\lambda}(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{\lambda}(t) + \cdots \\ + \frac{h^q}{q!}\lambda^{(q)}(t)\end{aligned} \quad (۱۶)$$

که q مرتبه بسط، به عنوان بالاترین مرتبه مشتق از بسط تیلور استفاده شده در پیش‌بینی است، که از حاصل جمع مرتبه کنترلی به اضافه درجه نسبی سیستم غیرخطی تعیین می‌شود [۲۱]. درجه نسبی به عنوان کوچکترین مرتبه مشتقات خروجی که ورودی برای اولین بار به طور صریح ظاهر شود، تعریف می‌شود [۲۲]. با توجه به رابطه (۸) و همچنین λ و T_m که به ترتیب بیانگر خروجی و ورودی سیستم است، پس درجه نسبی سیستم برابر است با $\rho = 1$. از طرفی به دلیل تاثیر مستقیم مرتبه کنترلی بر انرژی کنترلی، با محدود کردن مرتبه کنترلی به کمترین مقدار آن یعنی صفر، امکان دستیابی

[1] Prediction-based Controller (PbC)

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

به حداقل تلاش کنترلی میسر می‌شود [۲۱]. با این کار ورودی کنترلی در فاصله زمانی پیش‌بینی ثابت خواهد شد. به عبارتی:

$$\frac{d}{d\tau}T_m(t+\tau)=0 \quad for\ \tau\in[0,h] \tag{۱۷}$$

به طوری که مشتقات ورودی کنترل در پیش‌بینی هر خروجی ظاهر نمی‌شوند و عملکرد نسبتا قابل قبول برای سیستم‌های غیرخطی با درجه‌های نسبی (ρ) پایین به دست می‌آید [۲۱]. در واقع، مرتبه کنترلی به عنوان یک پارامتر طراحی امکان مصالحه بین عملکرد مورد نیاز و انرژی کنترلی را فراهم می‌کند.

با توجه به مطالب بیان شده در بالا، مرتبه اول از بسط سری تیلور برای پیش‌بینی لغزش طولی چرخ مدل یک چهارم خودرو کفایت می‌کند. از رابطه (۱۶) و (۱۲) داریم:

$$\begin{aligned}\lambda(t+h)&=\lambda(t)+h\dot{\lambda}(t)\\&=\lambda(t)+h(f_n(\boldsymbol{X})+g_n(\boldsymbol{X})T_m+L)\end{aligned} \tag{۱۸}$$

همچنین پیش‌بینی لغزش طولی مطلوب به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\lambda_d(t+h)=\lambda_d(t)+h\dot{\lambda}_d(t) \tag{۱۹}$$

در ادامه با جایگزینی معادلات (۱۸) و (۱۹) در معادله (۱۵)، شاخص عملکرد بر حسب تابعی از گشتاور کنترلی T_m برابر می‌شود با:

$$\Gamma(T_m)=\frac{1}{2}\left[e(t)+h\left(f_n(\boldsymbol{X})+g_n(\boldsymbol{X})T_m+L-\dot{\lambda}_d\right)\right]^2 \tag{۲۰}$$

با استفاده از شرط بهینگی $\frac{\partial\Gamma(T_m)}{\partial T_m}=0$، قانون کنترلی سیستم عبارت است از:

$$T_m=\frac{-1}{hg_n(\boldsymbol{X})}\left[e+h\left(f_n(\boldsymbol{X})+L-\dot{\lambda}_d\right)\right] \tag{۲۱}$$

اگر دینامیک سیستم به طور کامل شناخته شده باشد، در نتیجه پارامتر L معلوم بوده و گشتاورکنترلی بیان شده در معادله (۲۱) قادر است پایداری به مفهوم لیاپانوف را تضمین کند. بدین منظور با تعریف تابع لیاپانوف زیر

$$\vartheta=\frac{1}{2}e^2 \tag{۲۲}$$

و با مشتق‌گیری آن نسبت به زمان و با توجه به روابط (۱۲) و (۲۱) داریم:

$$\begin{aligned}\dot{\vartheta}&=e\dot{e}=e\left(\dot{\lambda}-\dot{\lambda}_d\right)\\&=e\left(f_n(\boldsymbol{X})+g_n(\boldsymbol{X})T_m+L-\dot{\lambda}_d\right)\\&=e\left(-\frac{1}{h}e\right)=-\frac{1}{h}e^2\le 0\end{aligned} \tag{۲۳}$$

بنابراین قانون کنترلی داده شده در رابطه (۲۱)، به صورت مجانبی سیستم را پایدار می‌کند. اما به دلیل ناشناخته بودن عدم‌قطعیت توزیع L، استفاده عملی از قانون کنترلی داده شده در رابطه (۲۱) غیرممکن است.

با جایگزینی رابطه (۲۱) قانون کنترلی که بر اساس مدل نامی است، در مدل واقعی داده شده توسط معادله (۱۲) داریم:

$$\dot{\lambda}=-\frac{1}{h}e-L_n+\dot{\lambda}_d+L \tag{۲۴}$$

رابطه بالا به شکل زیر ساده می‌شود:

$$\dot{e}+\frac{1}{h}e=L-\hat{L} \tag{۲۵}$$

از طرفی به دلیل عدم‌شناخت کامل عدم‌قطعیت‌های مدل در واقعیت امر، $\hat{L}$ که نشان دهنده مقدار تخمین زده شده L است، جایگزین مقدار نامی، L_n در رابطه فوق شده است. وجود انحراف $\hat{L}$ نسبت به L موجب ایجاد خطای ردیابی خواهد شد. با این وجود فرض می‌شود که خطای تخمین L با ثابت مثبت N_2 به صورت زیر محدود می‌شود:

$$\left|L-\hat{L}\right|<N_2 \tag{۲۶}$$

حال با جایگزینی رابطه (۲۶) در معادله دیفرانسل مرتبه اول دینامیک خطا معادله (۲۵) و با اعمال شرایط اولیه صفر، در نتیجه خطای ردیابی $e(t)$ عبارت است از:

$$|e(t)|<e_m \quad for\ all\ \ t\ge 0 \tag{۲۷}$$

به طوری که

$$e_m=hN_2 \tag{۲۸}$$

معادله (۲۸) بیانگر این مسئله است که خطای تخمین عدم‌قطعیت‌های سیستم وابسته به مقدار زمان پیش‌بینی همواره با خطاهای ردیابی همراه خواهد بود. در نتیجه می‌توان خطای لغزش طولی چرخ را با افزایش دقت در تخمین عدم‌قطعیت‌ها مدل $\hat{L}$ و همچنین تنظیم پارامتر آزاد h در محدوده زمانی کوچکتر کاهش داد. در این مقاله فرض شده است که همه متغیرهای حالت در دسترس هستند. این در حالی است که لغزش طولی تایر یا سرعت طولی خودرو توسط سنسور قابل اندازه‌گیری نیستند و یا اندازه‌گیری آن‌ها مقرون به صرفه نمی‌باشد. لذا مقادیر آن‌ها باید از روی اطلاعات موجود و قابل اندازه‌گیری مثل سرعت زاویه‌ای چرخ تخمین زده شود. روش‌های مختلفی در مراجع برای این منظور ارائه شده است. از روش‌های متداول می‌توان به روش فیلتر کالمن توسعه یافته (EKF)[۲۳] و روش فیلتر کالمن بی بو (UKF)[۲۴] برای تخمین پارامترها و حالت‌های سیستم خودرو اشاره کرد.

۲-۳- شبکه عصبی شعاعی پایه (RBFNN)

شبکه‌های عصبی شعاعی پایه به دلیل ساختار ساده و پیاده سازی آسان یکی از پرکاربردترین نوع شبکه‌های عصبی به شمار می‌آیند [۲۶-۲۵]. این دسته از شبکه‌های عصبی در مواجه با نویزها و اغتشاشات بسیار مقاوم بوده، در نتیجه عملکرد سیستم کنترلی را ارتقا می‌دهند. از مزایای این شبکه می‌توان به سرعت همگرایی بالا، ساختار ساده و در عین حال همگرایی به جواب بهینه دقیق اشاره کرد. نشان داده شده است که هر تابع پیوسته بر روی یک مجموعه پیوسته را می‌توان توسط شبکه‌های عصبی شعاعی پایه تقریب زد [۲۸]. این نوع از شبکه‌های عصبی از سه لایه نورون

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

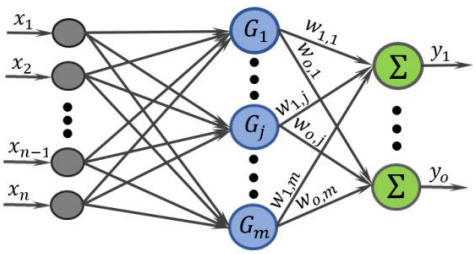
تشکیل شده‌اند، که باتوجه به ساختارشان به عنوان پیش‌خورد[1] در مباحث کنترلی کاربرد دارند. مطابق شکل ۳، لایه اول به عنوان لایه ورودی شناخته می‌شود که شامل $\boldsymbol{x} = [x_1\ x_2\ \dots\ x_n]^T$ بردار ورودی است. لایه دوم که از توابع شعاعی پایه تشکیل شده است، لایه پنهان نامیده می‌شود. تبدیل غیرخطی توسط این توابع از لایه ورودی به لایه پنهان انجام می‌شود. در نهایت لایه سوم که ترکیب خطی از پاسخ‌های تابع را ارائه می‌کند، به لایه خروجی معروف است. در این تحقیق، تابع گاوسی[2] به عنوان تابع شعاعی در لایه پنهان در نظر گرفته شده است، که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G_j(x) = exp\left(-\frac{\|x - c_j\|^2}{\sigma_j^2}\right) \quad j = 1,2,\dots,m \qquad (۲۹)$$

در رابطه فوق $\|.\|$ نرم اقلیدسی[3]، j نورون jام از لایه پنهان و m تعداد نورون‌های لایه پنهان را نشان می‌دهد. همچنین، c_j و σ_j به ترتیب بیانگر مرکز و عرض تابع گاوسی هستند. خروجی شبکه عصبی شعاعی پایه به صورت ترکیب خطی وزن از خروجی نورون‌های پنهان در لایه خروجی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$y_i = \sum_{j=1}^{m} w_{i,j} G_j(x) = \boldsymbol{w_i^T G(x)} \quad i = 1,2,\dots,o \qquad (۳۰)$$

که o تعداد نورون‌های خروجی، $\boldsymbol{G} = [G_1, \dots, G_m]^T$ بردار لایه پنهان و $\boldsymbol{w_i} = [w_{i,1}, \dots, w_{i,j}]^T$ بردار وزن شبکه می‌باشند. $w_{i,j}$ وزن ارتباطی بین نورون پنهان jام و نورون iام از لایه خروجی است [۱۹].



شکل۳: ساختار RBFNN با خروجی‌های چندگانه

۳-۳- کنترل‌کننده مبتنی بر پیش‌بینی- شبکه عصبی شعاعی پایه (RBFNN-PbC)

در طراحی کنترل‌کننده مبتنی بر پیش‌بینی برای سیستم کنترل کشش، لازم است که دینامیک مدل مسئله را بشناسیم. با این حال فرموله کردن تمامی جزئیات مدل خودرو باعث افزایش بار محاسباتی و در نتیجه دشواری مسئله می‌شود. از طرفی انحراف پارامترهای واقعی سیستم از مدل نامی نیز یک امر غیرقابل انکار می‌باشد. از این رو برای حل این مشکل، سیستم کنترلی مبتنی بر پیش‌بینی به همراه شبکه عصبی شعاعی پایه که دارای ساختاری همانند شکل ۴ است، پیشنهاد شده است.

طبق قضیه تقریب جامع [۲۹]، یک شبکه عصبی شعاعی برای تخمین عدم‌قطعیت توزیع ناشناخته L وجود دارد به طوری که:

$$L = \boldsymbol{w}^T \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) + \varepsilon \qquad (۳۱)$$

که ε میزان خطای تخمین است، با فرض $|\varepsilon| \le \varepsilon_N$ که ε_N یک ثابت مثبت است. خطای ردیابی و مشتق اولش، $\boldsymbol{x} = [e \quad \dot{e}]^T$ به عنوان ورودی‌های شبکه عصبی شعاعی پایه نظر گرفته می‌شوند [۱۹]. از سوی دیگر، خروجی این شبکه عبارت است از:

$$\hat{L} = \hat{\boldsymbol{w}}^T \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) \qquad (۳۲)$$

درادامه به منظور تنظیم وزن‌های شبکه از روش لیاپانوف استفاده خواهیم کرد. گشتاور کنترلی داده شده توسط رابطه (۲۱) در حضور نامعینی‌ها سیستم را می‌توان با اعمال مقدار تخمینی $\hat{L}$ به صورت زیر نوشت:

$$T_m = \frac{-1}{h g_n(\boldsymbol{X})}\left[e + h\left(f_n(\boldsymbol{X}) + \hat{L} - \dot{\lambda}_d\right)\right] \qquad (۳۳)$$

با اعمال روابط (۳۱) و (۳۲) در معادله (۲۵)، دینامیک خطای لغزش چرخ به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\dot{e} = \tilde{\boldsymbol{w}}^T \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) - \frac{1}{h} e + \varepsilon \qquad (۳۴)$$

که $\tilde{\boldsymbol{w}} = \boldsymbol{w}^T - \hat{\boldsymbol{w}}^T$ است.

با تعریف تابع لیاپانوف به صورت زیر داریم:

$$\dot{e} = \tilde{\boldsymbol{w}}^T \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) - \frac{1}{h} e + \varepsilon \qquad (۳۵)$$

که در رابطه فوق γ ثابتی مثبت است.

با مشتق گیری نسبت به زمان از رابطه فوق و اعمال رابطه (۳۴) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{\vartheta}_L &= e\dot{e} + \gamma \tilde{\boldsymbol{w}}^T \dot{\tilde{\boldsymbol{w}}} \\ &= e\left(\tilde{\boldsymbol{w}}^T \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) - \frac{1}{h} e + \varepsilon\right) - \gamma \tilde{\boldsymbol{w}}^T \dot{\hat{\boldsymbol{w}}} \\ &= \tilde{\boldsymbol{w}}^T \left(e\boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) - \gamma \dot{\hat{\boldsymbol{w}}}\right) + e\left(\varepsilon - \frac{1}{h} e\right) \end{aligned} \qquad (۳۶)$$

قانون تطبیقی با توجه به معادله (۳۶) به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\dot{\hat{\boldsymbol{w}}} = \frac{1}{\gamma} e \boldsymbol{G}(\boldsymbol{x}) \qquad (۳۷)$$

با اعمال معادله (۳۷) در معادله (۳۶) داریم:

$$\dot{\vartheta}_L = e\varepsilon - \frac{1}{h} e^2 \qquad (۳۸)$$

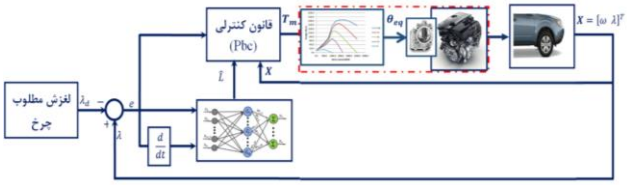
رابطه فوق به فرم زیر بازنویسی می‌شود:

[1] Feed-forward
[2] Gaussian
[3] Euclidean

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

$$\dot{\vartheta}_L \le |e|\left(-\frac{1}{h}|e| + \varepsilon_N\right) \quad (۳۹)$$

در نامساوی بالا اگر $\varepsilon_N \le \frac{1}{h}|e|$ در نتیجه $\dot{\vartheta}_L \le 0$، که نشان دهنده کاهشی بودن تابع لیاپانوف است. از این رو قانون‌کنترلی پیشنهادی پایدار است و خطای ردیابی لغزش چرخ به خطای کوچک کراندار همگرا می‌شود. هنگامی که دقت شبکه عصبی شعاعی پایه در تخمین عدم قطعیت‌ها افزایش می‌یابد، خطای ردیابی لغزش چرخ کاهش می‌یابد. در حالت ایده‌ال اگر خطای تقریب ε به صفر میل کند، قانون کنترلی ارائه شده توسط رابطه (۳۲) به طور مجانبی سیستم را پایدار می‌کند.



شکل ۴: ساختار کلی سیستم کنترل پیشنهادی

خروجی کنترل‌کننده، گشتاور مورد نیاز در خروجی موتور است. به منظور پیاده سازی عملی این سیستم نیاز است تا با استفاده از نقشه عملکرد موتور، درصد دریچه گاز معادل آن گشتاور تنظیم شود تا گشتاور مورد نیاز حاصل گردد. شکل ۴ این روند را نشان می‌دهد.

٤- نتایج شبیه‌سازی

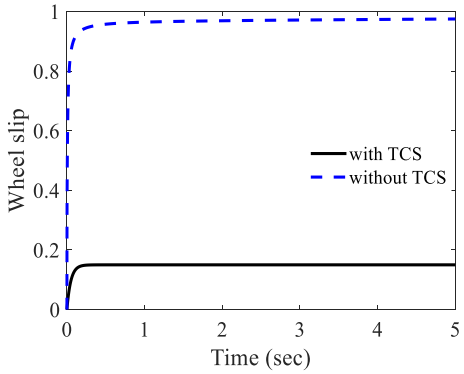
در این بخش از مقاله با ارائه نتایج شبیه‌سازی از عوامل تاثیرگذار بر لغزش طولی چرخ به بررسی و ارزیابی پاسخ کنترل‌کننده پیشنهادی در حضور عدم‌قطعیت‌های متعدد پارامترهای خودرو و اثرات غیرخطی شدید تایر در طی شتاب‌گیری خواهیم پرداخت. مقادیر نامی پارامترهای مدل یک چهارم خودرو و تایر استفاده شده در شبیه‌سازی در جدول ۱ ارائه شده است [۴].

جدول ۱: مقادیر نامی پارامترهای مدل خودرو و تایر

پارامتر	اندازه	نماد
شعاع چرخ	۰/۳۲۶ m	R
ممان اینرسی چرخ	۱/۷ $kg.m^2$	I_t
فاصله محور جلو تا عقب	۲/۵ m	l
ارتفاع مرکز گرانش	۰/۵ m	h_{cg}
جرم یک چهارم خودرو	۴۵۵ kg	m_t
جرم فنربندی شده خودرو	۱۶۶۰ kg	m_{vs}
سختی طولی تایر	۵۰۰۰۰	C_i
سختی جانبی تایر	۳۰۰۰۰	C_α

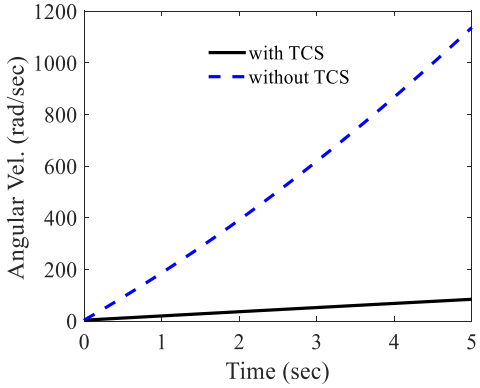
به منظور بهبود عملکرد سیستم کنترل کشش پارامترهای طراحی باید به درستی تنظیم شوند. از این رو با افزایش تعداد نورون‌های لایه پنهان، دقت تخمین خروجی شبکه عصبی پایه شعاعی نیز بیشتر می‌شود، اما از سوی دیگر همین امر باعث بالا رفتن محاسبات طراحی می‌شود. به همین دلیل در سیستم کنترل پیشنهادی به ازای برخی خطاهای مجاز با تنظیم پارامترها از پیچیدگی و طولانی‌تر شدن زمان اجرا جلوگیری شده است. پس به منظور برقراری توازن بین عملکردی رضایت‌بخش و اجتناب از پیچیدگی بالای محاسبات، پنج نورون در لایه پنهان در نظر گرفته شده است. شرایط اولیه سرعت و لغزش سیستم با توجه به رابطه (۱۰) و شرط $\omega \neq 0$ به ترتیب $v_x(0) = 1m/s$ و $\lambda(0) = 0$ در نظر گرفته شده است. همچنین زمان پیش‌بینی $h = 10^{-3}s$ و $\gamma = 10^{-4}$ است.

ابتدا نتایج شبیه‌سازی پاسخ مدل یک چهارم به ازای مقایر نامی پارامترهای خودرو در صورت به کارگیری و عدم وجود سیستم کنترل کشش در خودرو هنگام شتاب‌گیری در شکل ۵ آورده شده است. نتایج این شکل نشان می‌دهد هنگامی که یک گشتاور کششی بزرگ به خودروی بدون سیستم کنترل کشش اعمال می‌شود چرخ به دلیل سرعت زاویه‌ای بالا در زمانی کوتاه (کمتر از یک ثانیه) دچار هرزگردی شدید شده است ($\lambda \approx 1$) در حالی که در خودروی مجهز به سیستم کنترل کشش، لغزش چرخ به خوبی لغزش مطلوب را ردیابی می‌کند. ردیابی لغزش مطلوب چرخ با توجه به شکل ۵-ج باعث افزایش سرعت و شتابگیری خودروی تحت کنترل می گردد. در واقع در حالت بدون کنترل، سرعت محیطی چرخ $(R\omega)$ با نرخ بیشتری نسبت به سرعت طولی خودرو افزایش می یابد و بنابراین خودرو در مدت زمان بیشتری به سرعت مورد نظر می‌رسد و به عبارتی دیگر، خودرو شتاب کمتری خواهد گرفت. اما در حالت با کنترل، سرعت محیطی چرخ همزمان با سرعت طولی خودرو و نزدیک به هم افزایش می‌یابد. در این حالت از حداکثر ظرفیت نیرویی تایر استفاده شده است و بنابراین خودرو به بیشترین شتاب قابل حصول دست خواهد یافت.

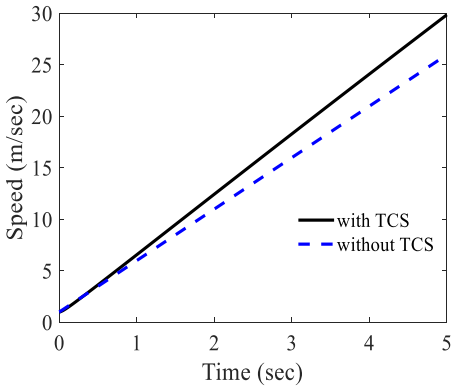


شکل ۵-الف: مقایسه پاسخ‌های خودرو با و بدون سیستم کنترل کشش، لغزش چرخ

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]



شکل ۵-ب: مقایسه پاسخ‌های خودرو با و بدون سیستم کنترل کشش، سرعت زاویه‌ای چرخ

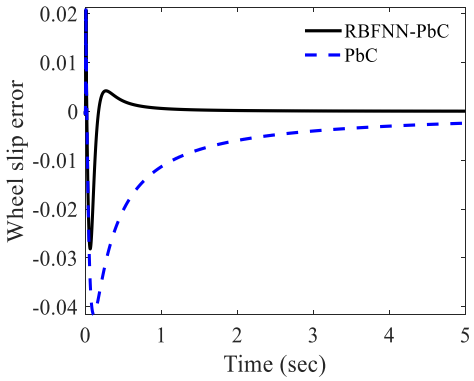


شکل ۵-ج: مقایسه پاسخ‌های خودرو با و بدون سیستم کنترل کشش، سرعت طولی خودرو

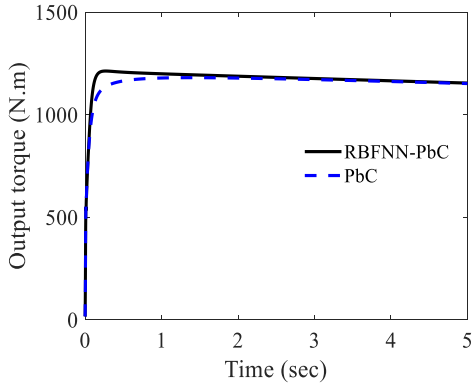
در ادامه برای نشان دادن تاثیر ترکیب روش کنترل پیش‌بین و شبکه عصبی شعاعی در عملکرد سیستم کنترلی پیشنهادی، مقایسه‌ای بین کنترل‌کننده‌های PbC و RBFNN-PbC در مانورهای مختلف در حضور نامعینی انجام گرفته است. مانورها تحت شرایط مختلف جاده شامل مانور۱ شتاب‌گیری روی جاده خشک ($\mu = 0.9$)، مانور ۲ شتاب‌گیری روی جاده لغزنده ($\mu = 0.3$) و در نهایت مانور ۳ شتاب‌گیری روی جاده ترکیبی انجام می‌شود، به طوری که تغییرات ناگهانی در ضریب اصطکاک از سطح لغزنده به سطح خشک در $t = 3s$ رخ می‌دهد.

معادلات دینامیک نامی سیستم f_n و g_n با فرض اینکه ضرایب اصطکاک برای جاده‌های خشک و لغزنده شناخته شده است، توسط رابطه (۱۰) و با توجه به جدول ۱ تعیین می‌شوند. استفاده از دینامیک نامی سیستم در طراحی سیستم کنترل کشش واقعی، موجب تضعیف عملکرد سیستم کنترلی می‌شود. بنابراین یک کنترل‌کننده ایده‌آل باید به خوبی در مقابل اثرات عدم‌قطعیت‌های ناشناخته سیستم مقاوم باشد. از این رو برای نشان دادن میزان مقاومت سیستم کنترل پیشنهادی در برابر عدم‌قطعیت پارامترهای مختلف مدل برخی از عدم‌قطعیت‌ها دلخواه در پارامترهای سیستم اعمال شده است. در این تحقیق، میزان عدم‌قطعیت پارامترهای طراحی نسبت به مقادیر نامی‌شان در جرم یک چهارم خودرو 30%، برای ممان اینرسی چرخ 30% و در سختی طولی تایر 30%− است. همچنین برای ضرایب اصطکاک جاده- تایر به میزان 50%± انحراف از سطح جاده نامی در نظر گرفته شده است.

نتایج شبیه‌سازی مانور ۱ با توجه به عدم‌قطعیت‌های فوق به منظور مقایسه عملکرد کنترل‌کننده پیش‌بین در حضور و عدم حضور شبکه عصبی شعاعی پایه در شکل ۶ ارائه شده است. همان طور که در شکل ۶-الف و ج مشاهده می‌شود سیستم کنترلی RBFNN-PbC در مقایسه با PbC توانسته لغزش طولی مطلوب را در حضور نامعینی‌ها به سرعت و با دقت بالایی ردیابی نماید و مقدار خطا به صفر میل نماید. از طرفی دیگر در شکل ۶-ب گشتاور خروجی موتور برای هر دو سیستم کنترلی نشان داده شده است که بیانگر گشتاور تقریبا یکسان هر دو کنترل‌کننده می‌باشد. همچنین عدم قطعیت L و مقدار تخمین آن $\hat{L}$ در شکل ۶-د نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود عدم قطعیت L با دقت قابل‌قبولی توسط RBFNN-PbC تخمین زده شده است.

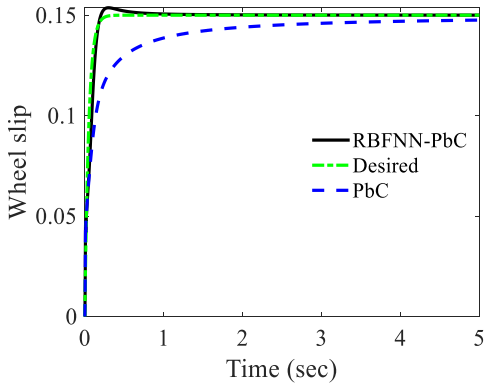


شکل ۶-الف: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۱، خطای ردیابی لغزش چرخ

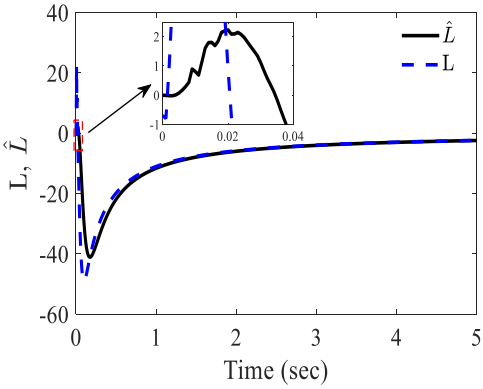


شکل ۶-ب: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۱، گشتاور خروجی موتور

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

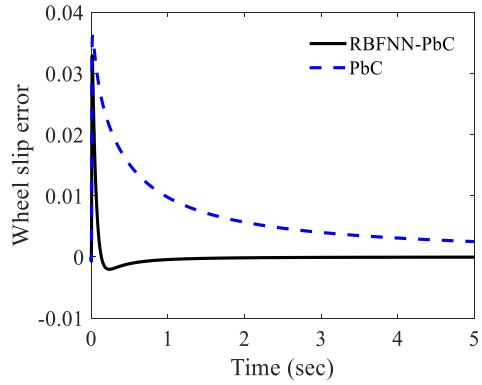


شکل ۶–ج: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۱، لغزش چرخ

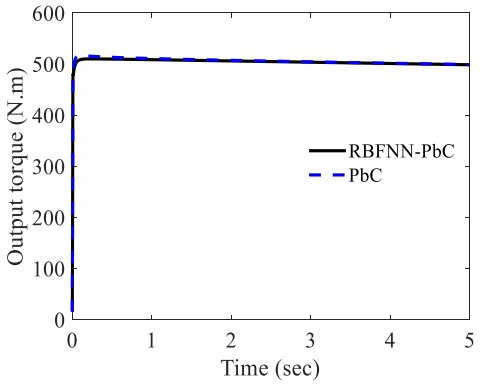


شکل ۶–د: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۱، عدم‌قطعیت و تخمین عدم‌قطعیت

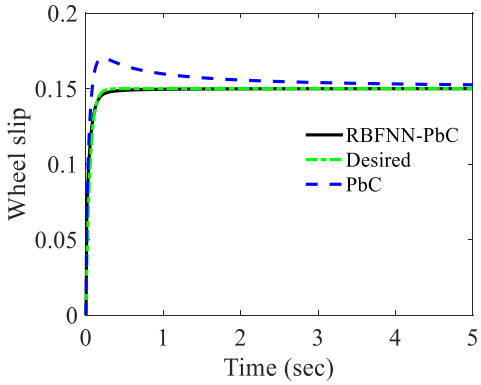
شکل ۷ نتایج هر یک از کنترل‌کننده‌ها برای مانور ۲ یعنی شتاب‌گیری روی جاده لغزنده ($\mu = 0.3$) را نشان می‌دهد. بر اساس این نتایج، RBFNN-PbC در مقایسه با PbC همانند مانور ۱ به مراتب پاسخ مناسب‌تری در برابر عدم‌قطعیت‌ها از خود نشان می‌دهد. در این مانور نیز مطابق با نتایج سیستم کنترلی پیشنهادی در حضور عدم قطعیت‌ها توانسته به هدف مورد نظر یعنی ردیابی لغزش مطلوب دست یابد.



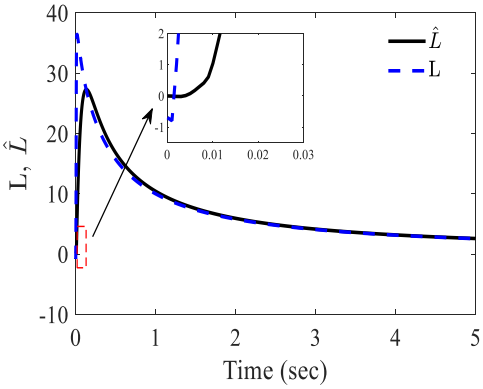
شکل ۷–الف: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۲، خطای ردیابی لغزش چرخ



شکل ۷–ب: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۲، گشتاور خروجی موتور



شکل ۷–ج: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۲، لغزش چرخ



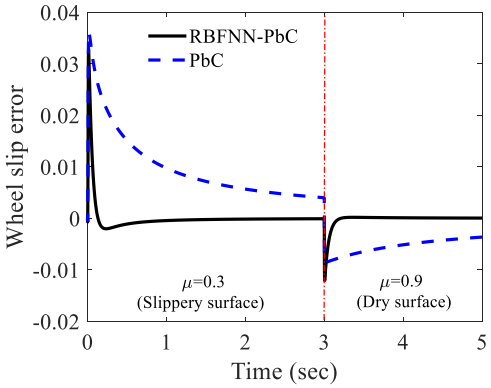
شکل ۷–د: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۲، عدم قطعیت و تخمین عدم قطعیت

در ادامه برای عملکرد سیستم کنترلی در انجام مانور ۳ بررسی شده است. در واقع هدف از این انجام این مانور این است عملکرد سیستم کنترلی در تغییر شرایط جاده مورد بررسی قرار گرفته است. در واقع این مانور برای بررسی رفتار کنترل‌کننده‌ها در یک جاده با ساختار ترکیبی و تغییر ناگهانی از سطح لغزنده به سطح خشک در $t = 3s$ توصیف شده است. نتایج شبیه‌سازی این مانور در شکل ۸ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که تغییر شرایط جاده تاثیر قابل ملاحظه‌ای روی نتایج دست آمده از کنترل‌کننده PbC داشته است. این در حالی است که کنترل‌کننده RBFNN-PbC مقاومت بسیار خوبی در عبور از تغییر شرایط داشته است.

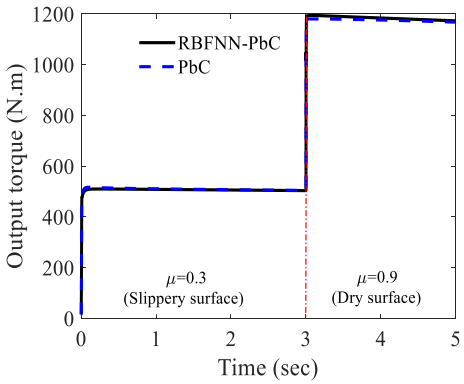
[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

با توجه به نتایج ارائه شده، خطای لغزش چرخ در لحظه تغییر نوع سطح به سرعت توسط RBFNN-PbC جبران شده است، در صورتی که پاسخ PbC به این تغییر نوع سطح با خطای ردیابی قابل ملاحظه‌ای همراه است. همچنین عدم قطعیت L و مقدار تخمین آن $\hat{L}$ در شکل ۸-د نشان داده شده است. در این مانور نیز مشاهده می شود که عدم قطعیت L با دقت قابل‌قبولی توسط RBFNN-PbC تخمین زده شده است.

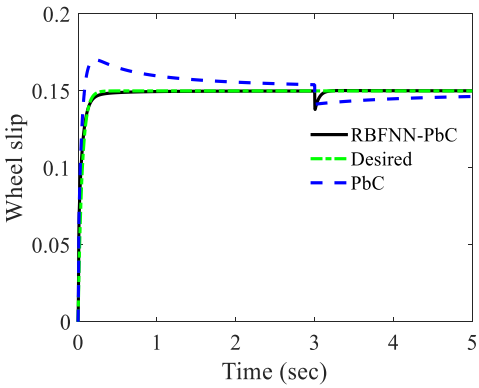
مطالعه نتایج شبیه‌سازی در همه مانورها نشان می‌دهد که RBFNN-PbC در حضور عدم‌قطعیت‌های مختلف مدل عملکرد قابل قبولی چون مقاومت بالا در برابر اثرات غیرخطی، دقت ردیابی خوب و تخمین مناسب عدم‌قطعیت‌ها داشته است.



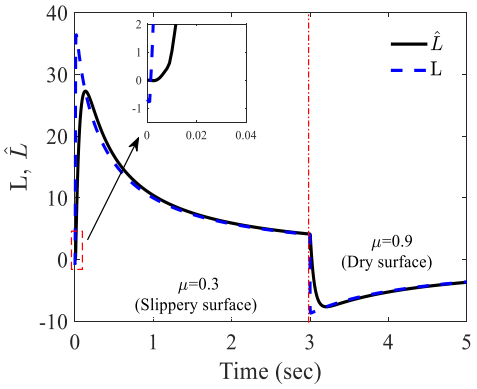
شکل ۸-الف: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۳، خطای ردیابی لغزش چرخ



شکل۸-ب: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۳، گشتاور خروجی موتور



شکل ۸-ج: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۳، لغزش چرخ



شکل ۸-د: مقایسه عملکردهای PbC و RBFNN-PbC در مانور ۳، عدم قطعیت و تخمین عدم قطعیت

بایستی اشاره کرد که در حضور دینامیک موتور و دریچه گاز از سرعت پاسخ کنترل‌کننده کاسته می‌شود. به دلیل ذات و ماهیت موتور احتراق داخلی، این کاهش سرعت اجتناب ناپذیر است و در بکارگیری کنترل‌کننده‌های مختلف، تاثیر تقریبا یکسانی بر سرعت کنترل‌کننده دارد. ازاین‌رو بررسی عملکرد کنترل‌کننده در عدم وجود دینامیک موتور توصیف مناسبی از عملکرد در حضور دینامیک موتور و مقایسه با سایر کنترل‌کننده‌ها است. تاثیر دیگر که عدم مدلسازی موتور می‌تواند ایجاد کند، ایجاد خطا در عملکرد خودرو و انحراف از مقدار دلخواه است. همان‌طور که نشان داده شد کنترل‌کننده از پارامترهای دینامیک خودرو پسخورد دریافت می کند و دارای مقاومت بالا در مواجهه با نامعینی‌ها دارد.

عدم‌قطعیت‌های ناشناخته متعدد، اثرات غیرخطی شدید دینامیک خودرو از مهمترین مشکلات در طراحی سیستم کنترل کشش می‌باشند. برای غلبه بر مشکلات مذکور، در این مقاله یک قانون کنترل غیرخطی برای سیستم کنترل کشش با استفاده از ترکیب روش کنترل غیرخطی پیش‌بین و شبکه عصبی شعاعی پایه ارائه شد که مقاومت بالایی در حضور نامعینی‌ها از خود نشان می‌دهد. همچنین از روش لیاپانوف برای تعیین وزن‌های شبکه در هر لحظه استفاده شده است. در ادامه عملکرد دو سیستم کنترلی با و بدون شبکه عصبی شعاعی پایه در حضور عدم قطعیت‌ها در مانورهای مختلف مورد مقایسه قرار گرفت. همان طور که در نتایج شبیه-سازی مانورهای مختلف مشاهده شد، سیستم کنترلی پیشنهادی RBFNN-PbC در حضور عدم قطعیت‌ها در ردیابی لغزش مطلوب عملکرد قابل قبولی داشته است.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله روش کنترل پیش‌بین برای طراحی کنترل‌کننده غیرخطی چند ورودی-چندخروجی به شکل تحلیلی و بهینه به منظور ردیابی مسیر مرجع توسط ربات متحرک چرخدار با قید هولونومیک توسعه داده شد. در ادامه با انتخاب خروجی‌های مناسب، ورودی‌های کنترلی مناسب برای پایدارسازی سیستم استخراج گردید. در بخش تحلیل و ارزیابی، دینامیک خطای ردیابی کنترل‌کننده پیشنهادی استخراج شده و پایداری تمامی

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

حالت‌های سیستم مورد بررسی قرار گرفت. در پایان نتایج شبیه‌سازی‌ها در مانورهای مختلف، عملکرد مناسب سیستم کنترلی پیشنهادی در رسیدن به اهداف مورد نظر را نشان داد.

مراجع

[1] Bryson, A. E. and Ho, Y. C., 1975, "Applied Optimal Control", Hemisphere, Washington DC.

[2] Van Zanten, A. T., Ertarad, R., Pfaff, G., Kost, F., Hartmann, U. and Ehret, T., 1996, "Control aspects of the Bosch-VDC", AVEC'96, 573−608.

[3] Mirzaei, M., and Mirzaeinejad, H., 2017, "Fuzzy Scheduled Optimal Control of Integrated Vehicle Braking and Steering Systems", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 22,2369-2379.

[4] Mirzaei, M., Mirzaeinejad, H., Vahidi S., Heidarien, D., Khosrowjerdi, M. J., 2012, "Nonlinear control and estimation of tire longitudinal slip for using in anti-lock braking system", Journal of Control, Vol. 5, No. 4, pp. 31-42. (In Persian)

[5] Mirzaeinejad, H., Mirzaei, M., and Kazemi, R. 2015, "Enhancement of vehicle braking performance on split-μ roads using optimal integrated control of steering and braking systems", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 230, 401-415.

[6] Shafei, A.M., Mirzaeinejad, H., 2020, "A General Formulation for Managing Trajectory Tracking in Non-holonomic Moving Manipulators with Rotary-Sliding Joints", Journal of Intelligent Robotic Systems. 99, 729-746.

[7] Li, S., Liao, C., Chen, S. and Wang, L., 2009, "Traction control of hybrid electric vehicle", VPPC '09, 1535−1540.

[8] Khatun, P., Bingham, C. M., Schofield, N. and Mellor, P. H., 2003, "Application of fuzzy control algorithm for electric vehicle antilock braking/traction control systems", IEEE Trans. Vehicular Technology 52, 1356−1364.

[9] Lee, H. and Tomizuka, M., 2003, "Adaptive vehicle traction force control for intelligent vehicle highway systems (IVHSs)", IEEE Trans. Industrial Electronics 50, 37−47.

[10] Borrelli, F., Bemporad, A., Fodor, M. and Hrovat, D., 2006, "An MPC/hybrid system approach to traction control", IEEE Trans. Control Systems Technology 14, 3, 541–552.

[11] Jung, H., Kwak, B. and Park, Y., 2000, "Slip controller design for traction control system", Int. J. Automotive Technology 1, 48−55.

[12] Chun, K. and Sunwoo, M., 2004, "Wheel slip control with moving sliding surface for traction control system", Int. J. Automotive Technology 5, 123−133.

[13] Kuntanapreeda, S., 2015, "Super-twisting sliding-mode traction control of vehicles with tractive force observer", Control Engineering Practice, 38, 26–36.

[14] Precup, R. E., Radac, M. B., Roman, R. C. and Petriu, E. M., 2017, "Model-free sliding mode control of nonlinear systems: algorithms and experiments, Inf. Sci., 381, 176–192.

[15] Harifi, A., Aghagolzadeh, A., Alizadeh, G. and Sadeghi, M., 2008, "Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems", Transportation research, Part C, 16, 731-741.

[16] Mirzaeinejad, H. and Mirzaei, M., 2010, "A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems", Control Engineering Practice, 18, 918-926.

[17] Mirzaeinejad, H., 2019, "Optimization-based nonlinear control laws with increased robustness for trajectory tracking of non-holonomic wheeled mobile robots", Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 101,1-17.

[18] Mirzaeinejad, H., Mirzaei, M., and Rafatnia, S. 2018, "A novel technique for optimal integration of active steering and differential braking with estimation to improve vehicle directional stability", ISA Transactions. 80, 513-527.

[19] Mirzaeinejad, H., 2018, "Robust predictive control of wheel slip in antilock braking systems based on radial basis function neural network", Applied soft computing, 70, 318-329.

[20] Smith, D. E. and Starky, J. M., 1995, "Effects of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers, model development, validation and comparison", Vehicle System Dynamics, 24, 163-181.

[21] Chen, W. H., Balance, D. J. and Gawthrop, P. J., 2003, "Optimal control of nonlinear systems: a predictive control approach", Automatica, 39, 633–641.

[22] Slotine, J. J. E. and Li, W., 1991, "Applied Nonlinear Control", Prentice Hall, Englewood Cliffs.

[23] Wenzel, T. A., Burnham, K. J., Williams, R. A., 2004, "Blundell Hybrid Genetic Algorithms Extended Kalman Filter Approach for Vehicle State and Parameter Estimation," University of Bath, UK.

[24] Simon, D., 2006, "Optimal State Estimation," John Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.

[25] Hsu, C. F., Lin, C. M. and Guan, Y. R., 2013, "Supervisory adaptive dynamic RBF-based neural-fuzzy control system design for unknown nonlinear systems", Applied soft computing, 13, 1620–1626.

[26] Fu, Y. Y., Wu, C. J. and Ko, C. N., 2011, "Radial basis function networks with hybrid learning for

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]
[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]

system identification with outliers", Applied soft computing, 11, 2278–2283.

[27] Park, J. and Sandberg, I. W., 1991, "Universal approximation using radial-basis-function networks", Neural Computing, 3, 246–257.

[28] Chen, T. and Chen, H., 1995, "Approximation capability to functions of several variables, nonlinear functionals, and operators by radial basis function neural networks", IEEE Trans. Neural Network, 904-910.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-01]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1400.15.3.7.6]

[DOI: 10.52547/joc.15.3.1]