

Using Integrated Predictive Model Control in the Simulation of Stability and Traction Control of an Electric Vehicle

Mohammad Reza Fazel* , Milad Yazdanpanah

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran

ABSTRACT

Two of the main challenges of electric vehicles are ensuring stability and preventing wheel slippage. In the electric vehicle in this article, each wheel has an independent electric motor, and this conventional vehicle is at a lower level than the autonomous and self-driving types. The body of this car has three degrees of freedom, and the wheel has three too, which is suitable for moving on a flat road surface. The governing differential equations are obtained using the Newton-Euler method. After mathematical modeling and determining the nonlinear state space for the vehicle and wheel, the equations are verified by comparison with the CarSim software. Furthermore, both the control or ensuring of vehicle stability and the control of traction or avoiding slippage are carried out with the help of an integrated predictive model controller, in which there is no interference or failure to the controller. In similar articles, separate controllers have been used, or they have been implemented in a hierarchical and cascaded manner, which will be subject to interference and disruption. In addition, in this controller, a cost function is considered to minimize the desired indicators and optimize them to satisfy the constraints of the problem. Simulation results show that this controller has been successful in both stability control and traction control based on the European automotive standard, and the results obtained are reliable.

KEYWORDS

Electric Vehicle, Stability Control, Traction Control, Predictive Model Control, Optimization.

* Corresponding author's Email: mfazel@yazd.ac.ir

1. Introduction

In the automotive industry, the dual challenges of vehicle electrification and driver assistance automation have led to increasing demands for advanced control strategies. Among the critical safety concerns are *vehicle stability* and *traction control*. Traditional solutions, such as anti-lock braking systems (ABS), electronic stability control (ESC), and traction control systems (TCS), were developed independently and often rely on classical PID or fuzzy controllers[1-3]. While effective under certain conditions, these methods suffer from limitations such as large settling times during rapid changes in road friction, lack of adaptability to nonlinear dynamics, and potential conflicts when multiple controllers operate simultaneously.

Recent works have explored advanced approaches including sliding mode control, fuzzy-PID hybrids, and hierarchical control structures[4-6]. However, these often result in interference between layers or sub-controllers, actuator saturation, and increased computational burden. More recently, Model Predictive Control (MPC) has emerged as a promising alternative, leveraging optimization and predictive capabilities to handle nonlinear dynamics, constraints, and multi-objective performance criteria [7-13].

The novelty of this study lies in the design of a unified MPC framework that jointly addresses yaw stability and traction control in a single control layer. By embedding both objectives into a shared cost function, the proposed method eliminates the conflicts and inefficiencies of cascaded schemes, offering robustness and compliance with international stability standards.

2. Methodology

2.1. Vehicle Dynamics Modeling

The EV model considered in this work includes three degrees of freedom for the vehicle body—longitudinal, lateral, and yaw motion—and three degrees of freedom for each wheel. The governing equations (Eqs. 1-4) are derived using the Newton–Euler approach, with tire forces modeled via the semi-empirical Pacejka formulation [14]. State variables include vehicle velocities, yaw rate, and wheel angular speeds, while control inputs are the driving torques of the four in-wheel motors.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} \left[\dot{\psi} \dot{y} + \sum_{j=1}^{i(4)} (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j - F_{n_j}(\alpha_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \right] \quad (1)$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \left[-\dot{\psi} \dot{x} + \sum_{j=1}^{i(4)} (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j + F_{n_j}(\alpha_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) \right] \quad (2)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_{zz}} \left[\sum_{j=1}^{i(4)} (x_j (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j + F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) + y_j (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j - F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \right] \quad (3)$$

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_w} \left[\begin{array}{c} T_{d_i} - R_{real} \cdot F_{t_i}(\lambda_i, F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \\ -F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi}) \cdot R_{effective} \\ (Rr_{-c} + Rr_{-v} \cdot \dot{x}) \end{array} \right] \quad (4)$$

2.2. Predictive Control Design

The nonlinear state-space model was used to construct a predictive model over a prediction horizon of NP=200 and a control horizon of NU=10 with time step equals to 0.001s. The cost function (Eq. 5) incorporates:

1. Yaw rate tracking relative to a reference model,
2. Minimization of slip ratios to prevent wheel slippage,
3. Speed regulation in cornering conditions,
4. Penalization of excessive control effort relative to driver input,
5. Smoothness of torque variations to prevent actuator saturation.

$$J(u) = \sum_{i=1}^{NP} \left[\begin{array}{c} (X_{k+i|k} - X_{reference})^T Q_1 (X_{k+i|k} - X_{reference}) \\ + \lambda_{k+i|k}^T Q_2 \lambda_{k+i|k} \\ + V_{k+i|k} \cdot Q_3 \cdot |V_{max} - V_{k+i|k}| \cdot \text{sign}(V_{max} - V_{k+i|k}) \cdot V_{k+i|k} \\ + (U_{k+i}^T - T_{Driver}^T) R_1 (U_{k+i} - T_{Driver}) \\ + \Delta U_{k+i|k}^T R_2 \Delta U_{k+i|k} \end{array} \right] \quad (5)$$

Constraints restrict applied torques within physical motor limits (± 1500 Nm). The optimization problem was solved using the CasADi framework [15], which significantly reduced simulation time compared to MATLAB's built-in solvers.

2.3. Validation Procedure

To validate the model, outputs from the nonlinear equations were compared with CarSim results under a double lane change (DLC) maneuver. Close agreement (maximum errors below 10%) confirmed the suitability of the simplified model as the internal predictor for MPC.

3. Results and Discussion

3.1. Stability Control Test

The sine-with-dwell maneuver, as defined in UNECE Regulation 140 [16], was used to assess yaw stability. Results show that the proposed MPC maintained yaw rate within the required thresholds: at 1.0 s after input, the yaw rate was less than 35% of the peak value, and at 1.75 s, less than 20% (Eqs.

26–27). Lateral displacement at 1.07 s exceeded 1.83 m, fulfilling the standard requirements.

3.2. Traction Control Test

For traction evaluation, the vehicle was simulated on a low-friction surface during launch with two-thirds throttle. Without control, slip ratios quickly rose to unstable levels, indicating wheel spin. With the proposed MPC, slip ratios converged to near zero across all wheels, demonstrating effective traction control even in challenging conditions.

3.3. Discussion

Compared to layered control schemes, the integrated MPC avoids interference and actuator conflicts by embedding both stability and traction objectives in a single cost function. Furthermore, predictive capabilities enabled proactive torque adjustments, reducing settling times and energy consumption [17]. Although the simplified 3-DOF body model neglects roll and suspension effects, results indicate sufficient accuracy.

4. Conclusion

This research introduced an integrated MPC framework for electric vehicles with in-wheel motors, addressing the dual challenges of yaw stability and traction control. Key contributions include:

- Development and CarSim validation of a nonlinear vehicle model suitable for predictive control,
- Design of a unified MPC cost function that balances stability, traction, driver intent, and control effort,
- Demonstration of compliance with European ESC standards through sine-with-dwell maneuvers,
- Proof of robust traction performance on low-friction roads.

The results highlight the feasibility of applying MPC as a real-time control solution for EV safety systems. Future work may extend the model to include roll and suspension dynamics, hardware-in-the-loop validation, and implementation in autonomous driving scenarios.

5. References

- [1] H.Z. Li, L. Li, L. He, M.X. Kang, J. Song, L.Y. Yu, C. Wu, H.Z. Li, L. Li, L. He, M.X. Kang, J. Song, L.Y. Yu, C. Wu, PID plus fuzzy logic method for torque control in traction control system, *International Journal of Automotive Technology*, 13(3) (2012) 441-450.
- [2] Model predictive control based vehicle stability control via active front steering, *Chinese Automation Congress (CAC)*, (2017).
- [3] G. Liu, L. Jin, A Study of Coordinated Vehicle Traction Control System Based on Optimal Slip Ratio Algorithm, *Mathematical Problems in Engineering*, (2016).
- [4] A. Bagheri, S. Azadi, A. Soltani, Vehicle yaw stability improvement via active braking system using adaptive sliding mode control, *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 7(1) (2017).
- [5] J. Sharifi, A. Amirjamshidi, Fuzzy Electronic Stability Control System for Electric Vehicle with Four Motor in Wheel, *Journal of Control*, 9(4) (2016) 41-53.
- [6] M.A. Saeedi, Nonlinear Active Steering Controller for Improvement of Vehicle Lateral Stability, *Young Researchers and Elite Club*, (2017).
- [7] M. Jalali, A. Khajepour, S.-K. Chen, B. Litkouhi, Integrated stability and traction control for electric vehicles using model predictive control, *Control Engineering Practice*, 54 (2016) 256-266.
- [8] D. Dogan, P. Boyraz, Smart Traction Control Systems for Electric Vehicles Using Acoustic Road-type Estimation, (2019).
- [9] H. Wu, Z. Li, Z. Si, Trajectory tracking control for four-wheel independent drive intelligent vehicle based on model predictive control and sliding mode control, *Advances in Mechanical Engineering*, 13(9) (2021).
- [10] S. Vaskov, R. Quirynen, M. Menner, K. Berntorp, Friction-Adaptive Stochastic Nonlinear Model Predictive Control for Autonomous Vehicles, (2023).
- [11] J. Feng, J. Liang, Y. Lu, W. Zhuang, D. Pi, G. Yin, L. Xu, P. Peng, C. Zhou, J. Feng, J. Liang, Y. Lu, W. Zhuang, D. Pi, G. Yin, L. Xu, P. Peng, C. Zhou, An Integrated Control Framework for Torque Vectoring and Active Suspension System, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 37(1) (2024).
- [12] K. Kahraman, M. Senturk, M.T. Emirler, I.M.C. Uygan, B. Aksun-Guvenc, L. Guvenc, B. Efendioglu, Yaw Stability Control System Development and Implementation for a Fully Electric Vehicle, (2020).
- [13] G. Tavolo, K.M. So, D. Tavernini, P. Perlo, A. Sornioti, Nonlinear Model Predictive Control for Preview-Based Traction Control, (2024).
- [14] K. Baarath, M.A. Zakaria, N.A. Zainal, An Investigation on the Effect of Lateral Motion on Normal Forces Acti, (2018).
- [15] J.A.E. Andersson, J. Gillis, G. Horn, J.B. Rawlings, M. Diehl, CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control, *Mathematical Programming Computation*, 11(1) (2018).
- [16] Regulation No 140 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to Electronic Stability Control (ESC) Systems [2018/1592], in, 2018, pp. 17-35.
- [17] T. Koller, F. Berkenkamp, M. Turchetta, J. Boedecker, A. Krause, Learning-based Model Predictive Control for Safe Exploration and Reinforcement Learning, (2019).

استفاده از کنترل کننده مدل پیش بین یکپارچه در شبیه سازی کنترل پایداری و کشش یک

خودروی الکتریکی

محمدرضا فاضل^{*}، میلاد یزدان پناه

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.

چکیده

دو مورد از چالشهای اصلی خودروهای الکتریکی، تضمین پایداری و عدم لغزش چرخهاست. در خودروی الکتریکی این مقاله، هریک از چرخها دارای موتور الکتریکی مستقل است و این خودروی معمولی از انواع خودمختار و خودران در سطح پایین تری قرار دارد. برای بدنه این خودرو سه درجه آزادی و برای چرخ آن نیز سه درجه آزادی منظور شده است که برای حرکت بر سطح تخت یک جاده، مناسب دارد. معادلات دیفرانسیل حاکم از روش نیوتن-اولر به دست آمده اند. پس از مدل سازی ریاضی و تعیین فضای حالت غیرخطی برای خودرو و چرخ، راستی آزمایی معادلات از مقایسه با نرم افزار خودرویی کارسیم اثبات شده است. در ادامه، هر دو موضوع کنترل یا تضمین پایداری خودرو و کنترل کشش چرخ یا پرهیز از لغزش به کمک یک کنترل کننده یکپارچه از نوع مدل پیش بین انجام شده است، در این صورت تداخل عملکرد و اختلال برای کنترل کننده پدید نمی آید. در مقالات مشابه، یا کنترل کننده های مجزا و از انواع مختلف به کار رفته اند و یا به صورت سلسه مراتبی و آشناری تعبیه شده اند که مشمول تداخل و اختلال خواهند بود. علاوه بر این کنترل کننده، تابع هزینه ای برای کمینه کردن شاخصهای مدنظر و بهینه سازی در نظر گرفته شده است تا قیدهای مسئله برآورده شوند. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که این کنترل کننده بر اساس استاندارد اروپایی خودرو در هر دو مورد کنترل پایداری و کنترل کشش موفق بوده است و نتایج به دست آمده قابل اعتماد هستند.

کلمات کلیدی

خودروی الکتریکی، کنترل پایداری، کنترل کشش، کنترل مدل پیش بین، بهینه سازی.

^{*}نویسنده عهده دار مکاتبات: mfazel@yazd.ac.ir

صنعت خودرو پیوسته در حال توسعه، تکمیل و نوآوری است و این صنعت تاثیر بسزایی در تولید و اقتصاد کشورهای تولیدکننده داشته و دارد. دو چالش مهم کنونی این صنعت عبارتند از: توسعه خودروهای الکتریکی، و استفاده از هوش مصنوعی در تحقق خودروهای خودران. در ارتباط با چالشهای یاد شده سیستمهای مفید و ارزشمندی توسعه یافته‌اند تا در امر کنترل و هدایت خودرو به راننده کمک کرده و از خطرها و تصادفها بکاهند. از جمله این سیستمها به سیستم تغییر خط، سیستم کروز کنترل تطبیقی، سیستم تشخیص تابلوهای راهنما و سیستم پارک خودرو اشاره می‌شود. مشکلات مربوط به پایداری ضعیف خودروها در شرایط بد رانندگی یا جوی یا جاده‌ای از مدتها قبل مورد توجه بوده‌اند و به همین دلیل سیستمهایی نظیر سیستم ترمز ضدقفل، سیستم کنترل پایداری الکترونیکی و سیستم کنترل کشش توسعه داده شده‌اند. سیستم کنترل پایداری (یا سیستم پایدارساز) و سیستم کنترل کشش (یا سیستم پرهیز از لغزش جانبی) همپوشانی و اشتراک زیادی دارند و حتی برخی از سازندگان خودرو سیستم کنترل کشش را زیرمجموعه‌ای از سیستم کنترل پایداری به حساب آورده‌اند، اما در واقع این دو مقوله از هم جدا هستند و بسیار موجه می‌نمایند که جداگانه بررسی شوند. تا پیش از سال ۲۰۰۰ میلادی مقالات چندان در زمینه‌های سیستم کنترل پایداری و سیستم کنترل کشش خودروها وجود نداشت که از دلایل عمده آن عدم وجود نرم‌افزارهای قدرتمند برای شبیه‌سازی رفتار این سیستمها بوده است. از اوایل دهه ۹۰ میلادی استفاده از انواع کنترل کننده های پی‌آی‌دی^۱ برای سیستمهای کنترل کشش و کنترل پایداری مرسوم شد. عمده مشکل این کنترل کننده‌ها، بزرگی زمان نشست در تغییر ناگهانی سطح جاده از اصطکاک کم به زیاد و برعکس بود. لی و همکاران از کنترل کننده فازی^۲ و پی‌آی‌دی باهم استفاده کرده‌اند. کنترل کننده طراحی شده، به این صورت عمل می‌کند که بر روی جاده با اصطکاک تقریباً ثابت، فقط کنترل کننده پی‌آی‌دی فعال است و هنگامی که اصطکاک به طور چشمگیری تغییر کند کنترل کننده فازی فعال می‌شود. مدل دینامیک خودروی در نظر گرفته شده، دارای ۷ درجه آزادی است که شامل مدل طولی و عرضی می‌شود و از اثرات سیستم تعلیق چشم‌پوشی می‌کند و مدل غیرخطی برای لاستیک در نظر گرفته شده است. کنترل کننده دارای ۳ بخش اصلی است که با پسخور گرفتن از حسگرهای فشار ترمزها و سرعت چرخ‌ها عمل کنترلی را انجام می‌دهد. پس از طراحی و تنظیم کنترل کننده و انجام شبیه‌سازی، روی یک خودرو به صورت عملی آزمایش شده است. نتایج و نمودارها نشان می‌دهند که این کنترل کننده نسبت به کنترل کننده‌های قبلی عملکردی سریعتر دارد و زمان نشست بسیار کمتر شده است [۱]. ژانگ و همکاران، با کنترل زاویه فرمان چرخ جلو، از روش کنترل مدل پیش‌بین توانسته‌اند زاویه چرخش خودرو را کنترل کنند. در این پژوهش بهینه‌سازی نرخ تغییرات تلاش کنترلی و تغییرات زاویه چرخش خودرو نیز صورت گرفته است. همچنین قیدهایی هم برای سیستم فرمان در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی سیستم در نرم‌افزارهای متلب و کارسیم بیانگر کارایی سیستم طراحی شده است [۲]. لی و جین، کنترل کننده مقاومی ساخته‌اند که در شرایط پیچیده جاده‌ای کار می‌کند. این کنترل کننده، گشتاور موتور را با کمک کنترل کننده فازی پی‌آی‌دی، و فشار ترمز را با کنترل کننده مود لغزشی کنترل می‌کند. مدل دینامیکی خودرو یک مدل غیرخطی با ۷ درجه آزادی است و از اثرات مقاومت هوا و نیروی دینامیک صرف‌نظر شده است. بعلاوه از مدلی به نام کینکه^۳ برای تخمین نسبت لغزش بهینه استفاده کرده‌اند. کنترل کننده طراحی شده، این نسبت لغزش را با کنترل فشار ترمز و گشتاور خروجی دنبال می‌کند [۳]. بر خلاف اغلب پژوهشها که با کاهش سرعت به تضمین پایداری پرداخته‌اند، میرزایی و همکاران توانسته‌اند پایداری خودرو را با توزیع مناسب گشتاور تامین کنند. آنها از یک کنترل کننده دولایه بهره گرفته‌اند که بر اساس کنترل بهینه با ایده پیش‌بین استوار است. مدل خودرو دارای ۸ درجه آزادی بوده و برای لاستیک از مدل خاصی استفاده کرده‌اند که اساس آن بیضی اصطکاک است [۴]. آزادی و همکاران یک کنترل کننده مود لغزشی تطبیقی طرح کرده‌اند تا در برابر نامعینی پارامترهایی از جمله ضریب اصطکاک جاده مقاوم بوده و بتواند پایداری خودرو را تامین کند. این کنترل کننده نیز دولایه بوده و مدل خودرو از ۷ درجه آزادی برخوردار است [۵]. در مقاله شریفی و امیرجمشیدی یک سیستم کنترل برای بهبود پایداری و فرمان‌پذیری خودروی الکتریکی تحت شرایط سخت توسعه پیدا کرده است. ابتدا یک سیستم کنترل لغزشی با استفاده از منطق فازی برای جلوگیری از لغزش چرخ در هنگام ترمز یا شتاب شدید طرح شده و سپس برای بهبود پایداری خودرو در مانورهای ناپایدارکننده، یک سیستم کنترل پایداری الکترونیکی با استفاده از منطق فازی طراحی شده

¹ PID² Fuzzy³ Kiencke

است. مدل دینامیکی خودرو یک مدل ۷ درجه آزادی بوده و نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که این کنترل‌کننده می‌تواند پایداری و فرمان‌پذیری خودرو را تا حد زیادی افزایش دهد [۶]. سعیدی، بهبود همزمان مانورپذیری و پایداری جانبی یک خودروی چهارچرخ را به کمک یک سیستم کنترلی مقاوم پیشنهاد داده است. این سیستم کنترل بر اساس روش کنترل مود لغزشی طراحی شده که در آن، متغیرهای حالت تحت کنترل سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی هستند و به وسیله سیستم فرمان، کنترل می‌شوند. همچنین یک مدل دینامیکی ۱۴ درجه آزادی برای یک خودروی چهارچرخ در نظر گرفته شده و با استفاده از نرم‌افزار کارسیم در مانور استاندارد راستی‌آزمایی شده است [۷]. خواجه پور و همکاران، در مقاله خود سیستم کنترل پایداری و کشش را با کنترل مدل پیش‌بین بر روی یک خودروی الکتریکی اجرا کرده و پس از شبیه‌سازی توسط نرم‌افزار متلب و کارسیم، این کنترل‌کننده را روی یک خودروی الکتریکی نصب کرده و آزمایش انجام شده است. طبق نتایج ارائه شده و مانورهای انجام گرفته در برف، کنترل‌کننده در تمامی شرایط، توانسته لغزش چرخ‌ها را کنترل کرده و تا حد بسیار زیادی کاهش دهد [۸]. بویراز و دوگان، سیستمی طراحی کرده‌اند که می‌تواند با استفاده از اطلاعات آکوستیک در هر لحظه، جدولی دقیق از ارتباط میان ضریب اصطکاک جاده و نسبت لغزش چرخ بسازد. آنها از این اطلاعات برای طراحی سیستم کنترل پایداری با کنترل کردن گشتاور موتورهای الکتریکی استفاده کرده‌اند. از خصوصیات مهم این سیستم بهره‌وری انرژی (تا ۷۵ درصد کاهش انرژی نسبت به سیستم‌های کنترل کشش دیگر) و مقاوم‌بودن سیستم کنترلی ذکر شده است [۹]. ونگ و همکاران، روش کنترل مدل پیش‌بین و روش کنترل مود لغزشی را در مورد یک خودرو هوشمند چهارچرخ که هریک از چرخ‌ها، موتور مستقلی دارد بکار برده‌اند و مسئله تعقیب مسیر مطلوب را در باره آن حل کرده‌اند [۱۰]. ملون و همکاران، یک خودروی خودمختار را در نظر گرفته‌اند و مسئله اصلی کنترل حرکت آن را به کمک روش کنترلی مدل پیش‌بین غیرخطی تطبیقی حل کرده‌اند [۱۱]. تنگ و همکاران از یک کنترل‌کننده یکپارچه استفاده کرده‌اند و آن را در خودرویی مجهز به سیستم تعلیق فعال به کار برده‌اند [۱۲]. قهرمان و همکاران برای یک خودرو تمام الکتریکی، سیستم کنترل پایداری حرکت یاو^۱ را به انجام رسانده‌اند. در مقاله آنها به کنترل کشش و پرهیز از لغزش جانبی چرخ‌ها اشاره نشده است [۱۳]. تولو و همکاران، روش کنترل مدل پیش‌بین غیرخطی را برای یک خودرو الکتریکی انتخاب کرده‌اند و تنها کنترل کشش و جلوگیری از لغزش جانبی چرخ‌ها را انجام داده‌اند. هرچند در این پژوهش، زمان اجرای کدهای رایانه‌ای بهبود یافته است اما کنترل پایداری بررسی نشده است [۱۴].

در مقام مقایسه با پژوهشهای دیگر، باید توجه داشت که موضوع مقاله حاضر، یک خودروی معمولی الکتریکی با موتور در هر چرخ است که با خودروهای خودمختار و خودران، فاصله دارد. همچنین در برخی از پژوهش‌ها، تنها یکی از وضعیت‌های کنترل پایداری، کنترل کشش، محدودکردن لغزش جانبی، بهبود ترمزگیری، طراحی مسیر حرکت، عملکرد سیستم تعلیق و موارد دیگر انجام شده است. در پژوهشهای دیگر، از کنترل‌کننده‌های سلسله‌مراتبی و کنترل‌کننده‌های آشناری استفاده شده تا بتوانند بیش از یک وضعیت از وضعیت‌های مورد اشاره را پوشش دهند، در این خصوص، مشکل غالب در تداخل لایه‌های مختلف کنترل‌کننده، اختلال در برخی از کنترل‌کننده‌ها و حتی از کار افتادن آنها دیده شده است که منجر به افت عملکرد کنترل‌کننده گردیده است.

نکته دیگری که پژوهشگران اذعان دارند بزرگی بیش از حد زمان اجرا و اشباع محرک‌ها بوده است که خود مشکل بزرگی است، نکته بسیار مهم دیگر این است که ممکن است نتایج حاصله از کنترل‌کننده‌هایی نظیر مود لغزشی، فازی و تطبیقی، بهینه نباشند. در مقاله حاضر هر دو موضوع کنترل پایداری و کنترل کشش برای یک خودرو الکتریکی در کنار هم و بوسیله یک کنترل‌کننده یکپارچه صورت گرفته است که نکته جدیدی می‌نماید. همچنین برای غلبه بر عوامل غیرخطی، حصول نتایج در زمان کمتر و جلوگیری از اشباع محرک‌ها، از کنترل‌کننده مدل پیش‌بین استفاده شده تا بهینه‌سازی چشمگیری نیز به همراه داشته باشد.

از دیدگاه مدل‌سازی، باید توجه داشت که برای بدنه خودروی مورد مطالعه در این مقاله، ۳ درجه آزادی منظور شده است. در صورتی که حرکت‌های رول^۲ و پیچ^۳ را برای بدنه (مثل خودروهای بیابانی) و درجانی از آزادی هم برای سیستم تعلیق در نظر بگیرند مسلماً مدل کامل‌تر و دقیق‌تری حاصل می‌شود، همانگونه که در برخی از پژوهش‌ها تا ۱۴ درجه آزادی دیده می‌شود. اما باید توجه داشت که پیچیدگی بیشتر مدل، هزینه اجرا و محاسبات عددی و درجه غیرخطی آن را بالا می‌برد که ممکن است زمان صرف‌شده برای اخذ نتیجه و تحقق

¹ Yaw

² Roll

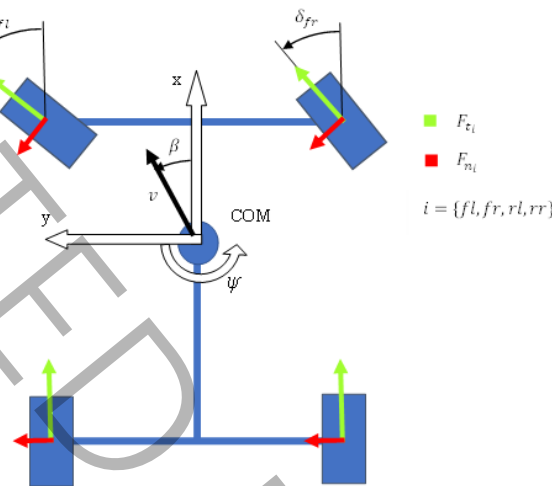
³ Pitch

کنترل، قابل قبول نباشد. بنابراین در مقاله حاضر، حرکت خودرو بر سطح صاف جاده در نظر گرفته شده تا از دو درجه آزادی انتقالی و یک درجه آزادی چرخشی یاو برخوردار باشد.

۲- فرمولاسیون مسئله

۲-۱- مدل سازی دینامیکی

به طور کلی بدنه یک خودرو شامل ۶ درجه آزادی است، اما در این مقاله تنها ۳ درجه آزادی در نظر گرفته شده است که دو درجه،



شکل ۱: درجات آزادی و نیروهای وارد بر چرخها.

Figure 1. Degrees of Freedom and Tire Forces

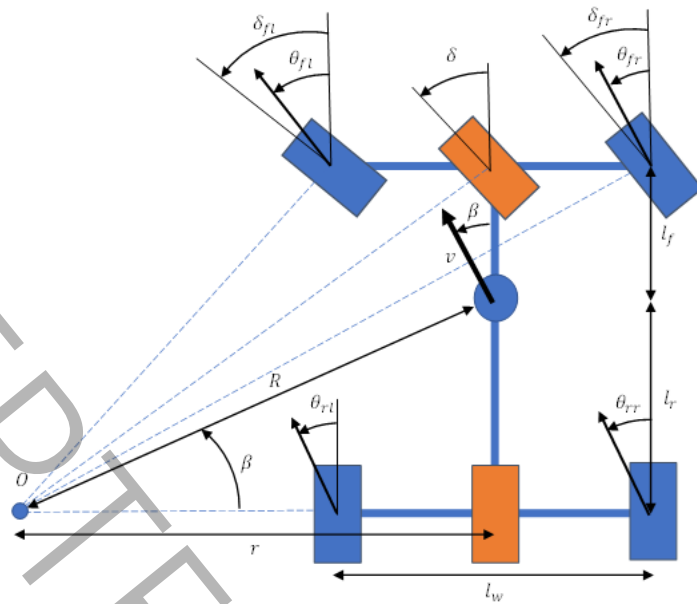
انتقال در جهات طولی و عرضی و یک درجه چرخش حول محور عمود بر زمین یا حرکت یاو، همانند شکل ۱ است. زمانی که خودرو روی جاده مسطح حرکت می کند این سه درجه آزادی مهم تر و مؤثرتر از سایرین هستند. بعلاوه در شکل ۱ نیروهای مماسی و عمودی وارد بر چرخها و زاویه فرمان چرخهای جلو نیز دیده می شوند. با استفاده از معادلات نیوتن-اولر، می توان معادلات حرکت خودرو را به صورت زیر نوشت:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m\ddot{x} - m\dot{\psi}\dot{y} \\ m\ddot{y} + m\dot{\psi}\dot{x} \\ I_{zz}\ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ma_x \\ ma_y \\ I_{zz}\ddot{\psi} \end{bmatrix} \quad (1)$$

که m جرم خودرو و I_{zz} ممان اینرسی آن است. برای آنکه بتوان معادلات حرکت را به شکل فضای حالت مناسب بیان کرد لازم است دو نکته دیگر بررسی شوند که عبارتند از زاویه حرکت هر چرخ بر اساس مکانیزم فرمان و دینامیک چرخ و لاستیک [۱۵].

۲-۲- زاویه حرکت چرخها

اغلب خودروها از سیستم فرمان چرخ جلو بهره می برند و یکی از معروفترین این سیستمها مکانیزم فرمان آکرمن است. در این مکانیزم شرایط ایده آل پیچیدن چرخ همانند شکل ۲ بدین صورت بیان می شود که در یک حرکت عمومی خودرو، مرکز جرم خودرو حول نقطه O با شعاع R ، لازم است محور عمود بر سرعت چهار چرخ را در یک نقطه مشترک قطع کند. در شکل ۲ زاویه فرمان با δ نشان داده شده است که در کاربردهای کنترلی به عنوان ورودی فرمان شناخته می شود و با روابط هندسی می توان زاویه فرمان هریک از چرخها را بر حسب δ یافت.



شکل ۲: مکانیزم فرمان آکرمن و زاویه فرمان.

Figure 2. Ackerman Steering Mechanism and Steer Angle

همچنین می توان زاویه حرکت مرکز جرم یا β را از معادلات (۲) و (۳)، و نیز نرخ چرخش یا $\dot{\psi}$ را از معادله (۴) به دست آورد [۱۶]:

$$\tan \beta_{ideal} = \frac{l_r}{r} \rightarrow \beta_{ideal} = \tan^{-1} \left(\frac{l_r \cdot \tan \delta}{l_r + l_f} \right) \quad (2)$$

$$\cos \beta_{ideal} = \frac{r}{R} \rightarrow R = \frac{r}{\cos \beta} = \frac{l_r + l_f}{\cos \beta_{ideal} \cdot \tan \delta} \quad (3)$$

$$\dot{\psi}_{ideal} = \frac{V}{R} = \frac{\sqrt{v_x^2 + v_y^2} \cdot \cos \beta_{ideal} \cdot \tan \delta}{l_r + l_f} \quad (4)$$

که V سرعت خودرو است. در حالت ایده آل، زاویه هر چرخ با آنچه از معادلات هندسی به دست آمده برابر است، اما در واقعیت به دلایل شرایط جاده و عوامل مزاحم بیرونی، چرخ ها در مسیر ایده آل حرکت نمی کنند و زاویه هر چرخ از روابط (۵) به دست می آید:

$$\theta_i = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y}_i}{\dot{x}_i} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} + x_i \dot{\psi}}{\dot{x} - y_i \dot{\psi}} \right) \rightarrow \begin{cases} \theta_{fl} = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{\dot{x} - \frac{l_w \dot{\psi}}{2}} \right) \\ \theta_{fr} = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{\dot{x} + \frac{l_w \dot{\psi}}{2}} \right) \\ \theta_{rl} = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{\dot{x} - \frac{l_w \dot{\psi}}{2}} \right) \\ \theta_{rr} = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{\dot{x} + \frac{l_w \dot{\psi}}{2}} \right) \end{cases} \quad (5)$$

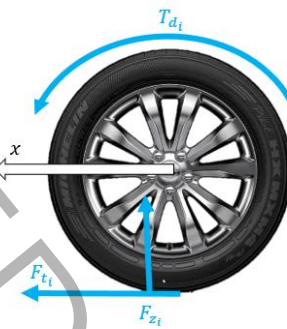
همچنین به اختلاف بین زاویه چرخ و مقدار ایده آل آن، زاویه لغزش یا لغزش جانبی یا α گویند که می توان آن را از معادلات (۶)

به دست آورد [۱۷]:

$$\alpha_i = \delta_i - \theta_i \rightarrow \begin{cases} \alpha_{fl} = \delta_{fl} - \theta_{fl} \\ \alpha_{fr} = \delta_{fr} - \theta_{fr} \\ \alpha_{rl} = -\theta_{rl} \\ \alpha_{rr} = -\theta_{rr} \end{cases} \quad (6)$$

۳-۲- دینامیک چرخ و لاستیک

می‌توان حرکت چرخ را نیز صفحه‌ای در نظر گرفت که در آن همانند شکل ۳، نیروی طولی F_{ti} ، نیروی عرضی F_{ni} و گشتاور مقاوم غلتشی M_{yi} وجود دارند.



شکل ۳: نمودار آزاد چرخ.

Figure 3. Free Diagram of Tire

معادله حرکت چرخ عبارت است از:

$$I_w \cdot \dot{\omega}_i = T_{di} - R_{real} \cdot F_{ti} - M_{yi} \quad (7)$$

که $\dot{\omega}_i$ شتاب زاویه‌ای هر چرخ، T_{di} گشتاور محرک، M_{yi} گشتاور مقاوم غلتشی، I_w ممان اینرسی چرخ و لاستیک و R_{real} بیانگر شعاع واقعی لاستیک در طول حرکت است که از معادله زیر به دست می‌آید:

$$R_{real} = R_{unload} - \frac{F_{zi}}{k_{tire}} \quad (8)$$

که R_{unload} بیانگر شعاع لاستیک در حالت بدون بار و k_{tire} بیانگر ثابت فنری لاستیک است. در حالت حرکت واقعی خودرو، لاستیک‌ها غلتش خالص ندارند و حرکت آن‌ها با لغزش در راستای طولی چرخ و لاستیک همراه است، این لغزش با پارامتر نسبت لغزش λ به شکل زیر اندازه‌گیری می‌شود:

$$\lambda_i = \frac{w_i \cdot R_{effective} - \dot{x}}{\max(|\dot{x}|, v_{low, \lambda})} \quad (9)$$

که $R_{effective}$ شعاع تاثیرگذار لاستیک و $v_{low, \lambda}$ ثابتی برای جلوگیری از تکیگی در سرعت‌های پایین است. همچنین گشتاور مقاوم غلتشی به رفتار مواد لاستیکی در یک روند بارگذاری و باربرداری مربوط می‌شود که می‌توان آن را به از دست دادن انرژی در رفتاری به نام هیستریزیس^۱ مربوط کرد. این گشتاور از ضرب نیروی عمودی چرخ و فاصله افقی میان آن نیرو و محور عمودی چرخ به دست می‌آید [۱۸]:

$$M_{yi} = F_{zi} \cdot R_{effective} \cdot (Rr_c + Rr_v \cdot \dot{x}) \quad (10)$$

که $R_{effective}$ شعاع تاثیرگذار لاستیک، و ضرایب Rr_c و Rr_v ثابت‌های وابسته به جنس و ساختار لاستیک هستند که مقدار عددی آن‌ها برای هر لاستیک انتخابی مشخص است، از این روابط در نرم‌افزار کارسیم استفاده می‌شود و باید ضرائب مربوطه را در آن

¹ Hysteresis

وارد کرد. مطلب مهم دیگر آن است که برای محاسبه نیروهای طولی F_{t_i} و نیروهای عرضی F_{n_i} در هر لاستیک می توان از مدل نیمه تجربی پاسجکا^۱ استفاده کرد. معادلات مربوط به این مدل برای نیروی طولی و عرضی لاستیک شامل ضرایب ثابتی است که در اینجا بررسی نمی شوند، اما این نیروها بر حسب نیروی عمودی وارد بر همان لاستیک بیان شده اند و نیروی عمودی هر لاستیک از رابطه زیر به دست می آید [۱۹]:

$$\begin{cases} F_{z_{fr}} = mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} + \frac{m(\frac{l_r}{l_r + l_f} g - \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} - ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \\ F_{z_{fl}} = mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} - \frac{m(\frac{l_r}{l_r + l_f} g - \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} - ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \\ F_{z_{rr}} = mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} + \frac{m(\frac{l_f}{l_r + l_f} g + \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} + ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \\ F_{z_{rl}} = mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} - \frac{m(\frac{l_f}{l_r + l_f} g + \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} + ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \end{cases} \quad (11)$$

۲-۴- فضای حالت

در این بخش، بر اساس معادلات (۱) و (۷) می توان به روابط زیر رسید:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} \left[\dot{\psi} \dot{y} + \sum_{j=i(1)}^{i(4)} (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j - F_{n_j}(\alpha_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \right] \quad (12)$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \left[-\dot{\psi} \dot{x} + \sum_{j=i(1)}^{i(4)} (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j + F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) \right] \quad (13)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_{zz}} \left[\sum_{j=i(1)}^{i(4)} (x_j (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j + F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) + y_j (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j - F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \right] \quad (14)$$

$$\dot{w}_i = \frac{1}{I_w} \left[T_{d_i} - R_{real} \cdot F_{t_i}(\lambda_i, F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) - F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi}) \cdot R_{effective} \cdot (Rr - c + Rr - v \cdot \dot{x}) \right] \quad (15)$$

که کمیت های به کار رفته در معادلات (۱۲) تا (۱۵) را باید از روابط پیشین به دست آورد. اکنون اگر متغیرهای حالت و ورودیهای سیستم را به شکل زیر انتخاب کنند:

^۱ Hans Bastiaan Pacejka

$$X = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ w_{fl} \\ w_{fr} \\ w_{rl} \\ w_{rr} \end{bmatrix}, U = \begin{bmatrix} T_{fl} \\ T_{fr} \\ T_{rl} \\ T_{rr} \end{bmatrix} \quad (16)$$

آنگاه معادلات (۱۶) فضای حالت غیر خطی مربوط به خودروی الکتریکی مورد بحث را بیان می‌کنند.

۳- راستی‌آزمایی مدل دینامیکی

در این بخش، ابتدا مدل دینامیکی خودرو به صورت فضای حالت غیر خطی معادلات (۱۲) تا (۱۵) در جعبه ابزار سیمولینک از نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی می‌شود، سپس از نرم‌افزار کارسیم به عنوان شبیه‌ساز یک خودرو واقعی استفاده می‌شود و از مقایسه نتایج این دو شبیه‌سازی، راستی‌آزمایی معادلات مدل دینامیکی نتیجه گرفته خواهد شد. نرم‌افزار کارسیم یک نرم‌افزار برای شبیه‌سازی دینامیک خودرو است که از مدل‌های دینامیکی چندجسمی سه‌بعدی^۱ برای ساخت رفتار و فیزیک خودرو استفاده می‌کند و توانایی اجرای فرمانهای گوناگون را دارد. در جدول ۱، پارامترهای مربوط به خودرو و لاستیک دیده می‌شوند. قابل ذکر است که مقادیر پارامترهای جدول ۱، برای یک خودرو نمونه و لاستیک آن از نرم‌افزار کارسیم استخراج شده‌اند؛ این مقادیر برای خودروهای دیگر و لاستیک‌های دیگر متفاوت هستند.

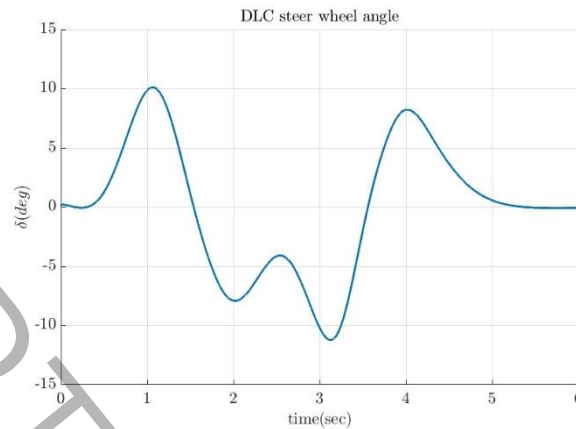
Table 1. Vehicle and Tire Parameters

جدول (۱): پارامترهای مربوط به خودرو و لاستیک

واحد	مقدار	توضیحات	پارامتر
kg	۱۸۳۶	جرم خودرو	m
$kg.m^2$	۳۲۳۴	ممان اینرسی خودرو	I_{zz}
m	۱/۴	فاصله اکسل جلو تا مرکز جرم خودرو	l_f
m	۱/۶۵	فاصله اکسل عقب تا مرکز جرم خودرو	l_r
m	۰/۲۱	ارتفاع مرکز جرم خودرو	h
m	۱/۸۸	فاصله میان محور چپ و راست خودرو	l_w
$kg.m^2$	۲/۱	ممان اینرسی چرخ و لاستیک	I_w
m	۰/۳۵۳	شعاع تاثیرگذار لاستیک	$R_{effective}$
m	۰/۳۶۴	شعاع بدون بار لاستیک	R_{unload}
$\frac{N}{m}$	۲۷۸۰۰۰	ثابت فنری لاستیک	K_{tire}
$-\frac{h}{km}$	۰/۰۰۴۱ , ۰/۰۰۰۰۳	ثابت‌های گشتاور مقاوم غلشی	Rr_c, Rr_v

^۱ 3D Multibody Dynamics Models

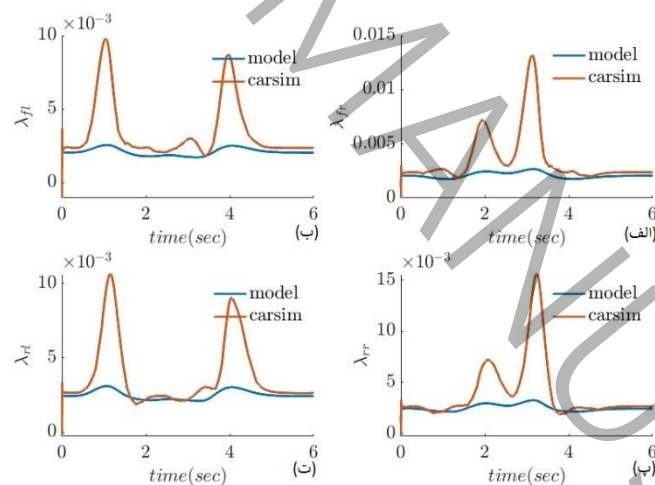
مانور در نظر گرفته شده برای راستی‌آزمایی، حرکت تغییر خط دوگانه^۱ است که در آن سرعت اولیه خودرو برابر ۴۰ کیلومتر بر ساعت بوده و گشتاور ورودی هر چرخ مقدار ثابت ۱۰۰ نیوتن‌متر در نظر گرفته شده و ورودی زاویه فرمان در شکل ۴ آمده است:



شکل ۴: ورودی فرمان در مانور تغییر خط دوگانه.

Figure 4. Input Steering Angle for the Double Lane Change Maneuver

همانطور که در شکل (۵) قابل مشاهده است عمده انحراف نسبت لغزش بین مدل دینامیکی و مدل کارسیم، زمانی است که نرخ یاو حرکت خودرو، بیشترین تغییرات را دارد (شیب نرخ یاو حداکثر است). به بیان دیگر زمانی که تغییرات سرعت عرضی مرکز جرم خودرو زیاد باشد این انحراف هم زیاد است و دلیل آن را می‌توان چنین بیان کرد که در استخراج معادلات دینامیکی از اثرات سیستم تعلیق خودرو و درجه آزادی رول خودرو صرف‌نظر شده است. این دو مورد از عوامل مهم تغییر توزیع بار عمودی روی چرخ و لاستیک هستند و توزیع بار عمودی تاثیر زیادی در نسبت لغزش دارد.

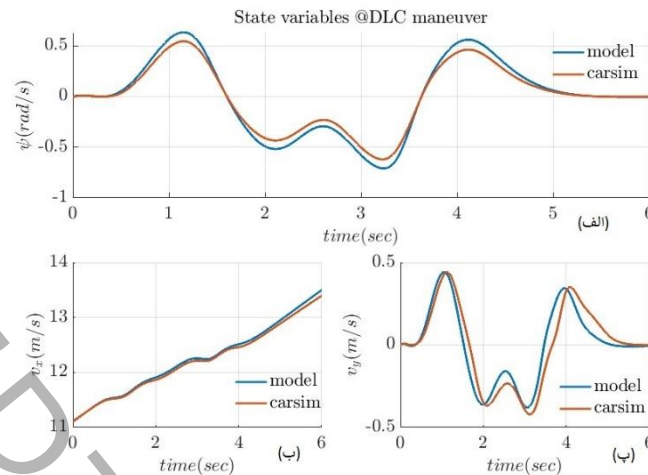


شکل ۵: خروجی نسبت لغزش (الف) چرخ جلو راست (ب) چرخ جلو چپ (پ) چرخ عقب راست (ت) چرخ عقب چپ.

Figure 5. Slip Ratio Output for (a) Front Right Tire (b) Front Left Tire (c) Rear Right Tire (d) Rear Left Tire

اما در شکل ۶ متغیرهای حالت موجود در فضای حالت غیرخطی دیده می‌شوند که تطابق بسیار خوبی با نتایج حاصل از نرم‌افزار کارسیم دارند، بیشینه درصد خطا برای متغیرهای حالت شکل ۶ (الف و ب و پ) به ترتیب ۶/۹، ۴/۳ و ۸/۷ درصد محاسبه شده است. بنابراین در مجموع می‌توان گفت مدل دینامیکی به‌دست‌آمده رفتار خودرو را با دقت مناسبی شبیه‌سازی کرده است و می‌توان از آن در بخشهای آینده به عنوان مدل پیش‌بینی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین استفاده کرد.

^۱ Double Lane Change (DLC)

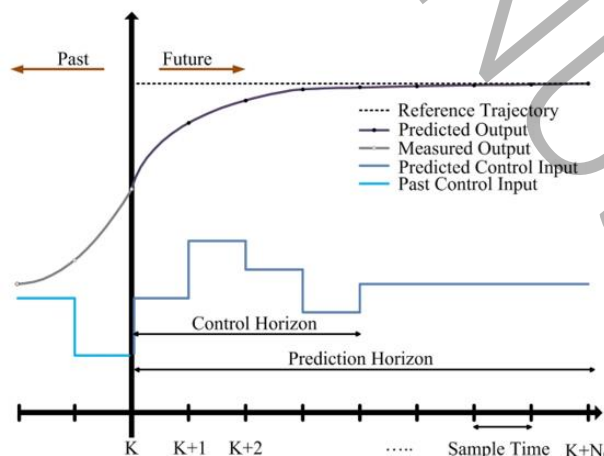


شکل ۶: متغیرهای حالت (الف) نرخ یاو خودرو (ب) سرعت مرکز جرم خودرو در راستای محور طولی (پ) سرعت مرکز جرم خودرو در راستای محور عرضی.

Figure 6. State Variables (a) Yaw Ratio of the Vehicle (b) Velocity of the Vehicle's Center of Mass along the Longitudinal Axis (c) Velocity of the Vehicle's Center of Mass along the Lateral Axis

۴- کنترل مدل پیش بین

در اواخر دهه ۱۹۷۰ میلادی مقاله‌های زیادی در استفاده از یک مدل دینامیکی و الگوریتم‌های بهینه‌سازی منتشر شد که در آنها انواع قیود خطی و غیرخطی روی مسئله کنترل اعمال شده بود، ادامه توسعه این الگوریتم‌ها منجر به پدید آمدن کنترل مدل پیش بین شد [۲۰]. ایده اصلی کنترل مدل پیش بین، استفاده از مدل دینامیکی سیستم برای پیش بینی اثر ورودی کنترلی در آینده است. این مهم از کمینه کردن خطای پارامترهای پیش بینی شده نسبت به حالت ایده آل یا همان مدل مرجع، با در نظر گرفتن قیود اجرایی حاصل می‌شود. این بهینه‌سازی در هر دوره نمونه برداری با به روز کردن اطلاعاتی از همان لحظه سیستم تکرار می‌شود و سیگنال کنترلی را می‌سازد. نحوه کار کنترل مدل پیش بین در هر گام به این صورت است که همانند شکل ۷ در لحظه k مدل پیش بینی، آینده سیستم را تا Np گام بعد پیش بینی می‌کند که Np بیانگر افق پیش بینی است، سپس ورودی کنترلی در افق کنترلی مشخص (برابر یا کوچکتر از افق پیش بینی) طوری ساخته می‌شود که در تمام طول افق پیش بینی قیدهای ارضا شوند و یک تابع هزینه وابسته به متغیرهای



شکل ۷: نحوه کار کنترل مدل پیش بین در لحظه k .

Figure 7. Overview of Model Predictive Control at the Time Step k

حالت و ورودی‌ها نیز کمینه باشد.

۴-۱- مدل پیش‌بینی

باتوجه به مدل دینامیکی، مدل پیش‌بینی را به شکل زیر می‌توان نوشت:

$$\dot{X}_k = f(X_k, U_k) \rightarrow X_{k+1|k} = \dot{X}_k \cdot \Delta t + X_k = f(X_{k|k}, U_{k|k}) \cdot \Delta t + X_{k|k} \quad (17)$$

با فرض اینکه سیستم در زمان k است طبق معادله بالا می‌توان پیش‌بینی را تا Np گام بعد ادامه داد:

$$\text{prediction} = \underline{X}_k = \begin{bmatrix} X_{k+1|k} \\ X_{k+2|k} \\ \vdots \\ X_{k+NU|k} \\ \vdots \\ X_{k+NP|k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(X_{k|k}, U_{k|k}) \cdot \Delta t + X_{k|k} \\ f(X_{k+1|k}, U_{k+1|k}) \cdot \Delta t + X_{k+1|k} \\ \vdots \\ f(X_{k+NU-1|k}, U_{k+NU-1|k}) \cdot \Delta t + X_{k+NU-1|k} \\ \vdots \\ f(X_{k+NP-1|k}, U_{k+NP-1|k}) \cdot \Delta t + X_{k+NP-1|k} \end{bmatrix} \quad (18)$$

که NP بیانگر افق پیش‌بینی، NU بیانگر افق کنترلی، X_k بیانگر ماتریس متغیرهای حالت پیش‌بینی شده از زمان k ، $X_{k|k}$ بیانگر متغیرهای حالت در لحظه حال است که از سیستم اندازه‌گیری می‌شوند و $U_{k|k}$ تا $U_{k+NU-1|k}$ همان ورودی‌هایی هستند که از طریق بهینه‌سازی به دست می‌آیند. قابل ذکر است که ماتریس ورودی U شامل NP مرحله است اما از NU تا NP مقدار ثابتی دارد. در این پیش‌بینی علاوه بر متغیرهای حالت، داده‌های پیش‌بینی نیز برای استفاده در تابع هزینه ذخیره می‌شوند.

۴-۲- تابع هزینه

تابع هزینه استفاده شده در مسئله کنترل پیش بین در هر لحظه k به شکل زیر است:

$$J(u) = \sum_{i=1}^{NP} \left[(X_{k+i|k} - X_{reference})^T Q_1 (X_{k+i|k} - X_{reference}) + \lambda_{k+i|k}^T Q_2 \lambda_{k+i|k} \right. \\ \left. + V_{k+i|k} \cdot Q_3 \cdot |V_{max} - V_{k+i|k}|^{sign(V_{k+i|k} - V_{max})} \cdot V_{k+i|k} \right. \\ \left. + (U_{k+i}^T - T_{Driver}^T) R_1 (U_{k+i} - T_{Driver}) + \Delta U_{k+i|k}^T R_2 \Delta U_{k+i|k} \right] \quad (19)$$

که $V_{k+i|k}$ سرعت خودرو در هر گام پیش‌بینی است و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$V_{k+i|k} = \sqrt{X(1)_{k+i|k}^2 + X(2)_{k+i|k}^2} \quad (20)$$

در تابع هزینه رابطه (۱۹) جمله اول به منظور کمینه کردن اختلاف متغیرهای حالت از مدل مرجع است که کار سیستم‌های کنترل پایداری مرسوم را انجام می‌دهد و همان کنترل نرخ یا خودرو است، جمله دوم به منظور کمینه کردن نسبت لغزش است که کار سیستم‌های کنترل کشش مرسوم را انجام می‌دهد، جمله سوم به منظور کاهش سرعت در پیچ‌ها است و کارکرد آن به این صورت است که باتوجه به ورودی فرمان و اختلاف سرعت خودرو از بیشینه سرعت خودرو، اولویت کنترل کننده برای کاهش سرعت تغییر می‌کند و جمله چهارم به منظور کمینه کردن تلاش کنترلی حول خواسته راننده در طول افق پیش‌بینی است و جمله پنجم به منظور کاهش و محدود کردن تغییرات تلاش کنترلی است. در تابع هزینه بالا T_{Driver} گشتاوری است که راننده از طریق پدال گاز به خودرو دستور می‌دهد و رابطه آن با مقدار عددی پدال گاز به صورت زیر است:

$$T_{Driver} = Throttle \cdot MaxTorque \quad (21)$$

که $Throttle$ مقدار پدال گاز است یعنی عددی بین صفر و یک و $Maxtorque$ بیشترین گشتاور قابل اعمال توسط موتورهای الکتریکی است. Q و R ماتریسهای وزن دهی در رابطه (۱۹) هستند که مطابق زیر مشخص می‌شوند:

$$\begin{cases} Q_1 = \text{diag}([0, 0, a, 0, 0, 0, 0]) \\ Q_2 = b \cdot \text{diag}([1, 1, 1, 1]) \\ Q_3 = c \\ R_1 = d \cdot \text{diag}([1, 1, 1, 1]) \\ R_2 = e \cdot \text{diag}([1, 1, 1, 1]) \end{cases} \quad (22)$$

۳-۴- قیدها

در این مقاله، قیدهای در نظر گرفته شده در طول بهینه سازی قیدهای کران های بالا و پایین ورودی هستند. این قیدها در واقع همان بیشینه گشتاور قابل اعمال توسط موتورها هستند که به صورت زیر نمایش داده می شوند:

$$\begin{cases} u_{lb} = -\text{Max}T \\ u_{ub} = \text{Max}T \end{cases} \quad (23)$$

۴-۴- حلگر

گفته شد الگوریتم کنترل مدل پیش بین به کار رفته در این مقاله شامل بهینه سازی تابع هزینه مشخص شده است که این بهینه سازی توسط روش های حل عددی مربوطه انجام می شود. از جمله به دو روش نقطه داخلی و برنامه ریزی مرتبه دوم متوالی اشاره می شود که برای برنامه ریزی و بهینه سازی مسائل کنترل مدل پیش بین به کار می روند. با توجه به پیچیدگی برنامه نویسی و اجرای یک روش بهینه سازی، بهتر بود که از توابع یا افزونه ها یا ابزار آماده بهینه سازی بر بستر نرم افزار متلب استفاده شود. نخستین گزینه موجود، استفاده از توابع داخلی متلب بود که در ابتدا نیز از همین توابع استفاده شده و از لحاظ عددی جواب قابل قبول حاصل شد، اما زمان شبیه سازی بسیار زیاد بود. به عنوان مثال برای یک مانور تغییر خط دوگانه با افق پیش بینی ۰/۰۵ ثانیه (۵۰ گام) و افق کنترلی ۱۰ گام با نرخ روزرسانی ۱۰۰ هرترز برای کنترل کننده و تنظیمات معمولی برای پارامترهای بهینه سازی، زمان شبیه سازی بین ۲۵ الی ۳۰ ساعت ثبت شد. بنابراین تغییر از توابع داخلی متلب به یک افزونه بر بستر متلب در اولویت قرار گرفت که نتیجه آن استفاده از افزونه کسدی^۱ بود. کسدی یک نرم افزار متن باز برای بهینه سازی عددی است که به نسبت دیگر روش ها و نرم افزارهای مرسوم انعطاف پذیری بیشتری در مقابل مسائل شامل دستگاه های معادلات دیفرانسیل پیچیده و قیدهای غیرخطی دارد [۲۱]. پس از استفاده از این افزونه زمان اجرا با شرایطی همانند شرایط اجرا شده با توابع داخلی متلب، به ۲۰ دقیقه کاهش یافت. لازم به ذکر است که شبیه سازی روی یک دستگاه با پردازنده اینتل نسل ۲۱۰ انجام شده است.

به صورت کلی هر مسئله در حوزه کنترل بهینه را می توان به شکل زیر نمایش داد:

$$\begin{aligned} \min_u J(X_0, U_0) &= \sum_{k=0}^{NP-1} l_k(X_k, U_k) \\ \text{s.t.: } &\begin{cases} X_{k+1} = f(X_k, U_k) \\ G(X, U) = 0 \\ g(X, U) < 0 \\ X_{lb} < X < X_{ub} \\ U_{lb} < U < U_{ub} \end{cases} \end{aligned} \quad (24)$$

¹ CasADi

² Intel Core™ I5-10300H @2.50GHz

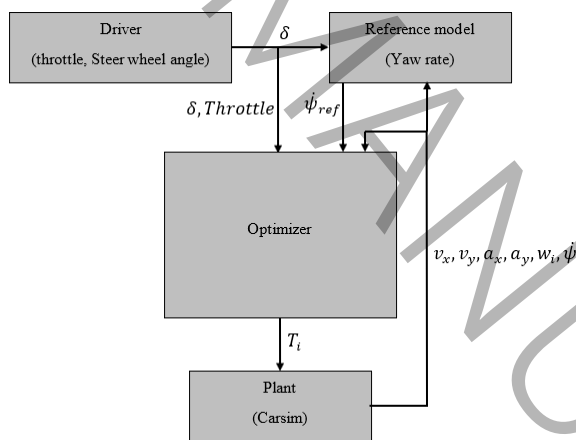
که J_N تابع هزینه و اولین قید همان مدل دینامیکی است، اجرای چنین فرمی از مسئله شامل مشکلاتی است از جمله اینکه اغلب روش‌های بهینه‌سازی عددی رفتار خوبی در مقابل قید غیرخطی ندارند و برای اعمال قیدهای غیرخطی، حجم محاسباتی بسیار زیاد می‌شود. با توجه به اینکه مدل دینامیکی سیستم نیز به شدت غیرخطی است استفاده از چنین فرمی از مسئله، زمان اجرای برنامه را بسیار زیاد می‌کند بنابراین طبق آنچه در [۲۱] گفته شده می‌توان چنین مسائلی را از روش‌هایی به نام روش‌های تیراندازی به یک مسئله برنامه ریزی غیرخطی تبدیل کرد، در واقع مسئله مقدار مرزی به مسئله مقدار اولیه تبدیل می‌شود. در نهایت مسئله به شکل زیر در می‌آید:

$$\min_u J(X_0, U_0) = \sum_{k=0}^{NP-1} l_k(X_k(X_0, U), U_k)$$

$$s.t.: \begin{cases} G(X(X_0, U), U) = 0 \\ g(X(X_0, U), U) < 0 \\ X_{lb} < X(X_0, U) < X_{ub} \\ U_{lb} < U < U_{ub} \end{cases} \quad (25)$$

قیود مسئله در معادله (۲۵) ساده‌تر از معادله (۲۴) بوده و محاسبات را آسان می‌کند و همچنین در انتخاب الگوریتم بهینه‌سازی نیز بی‌تاثیر نیست. اکنون مسئله، به شکل معادله (۲۵) در متلب به کمک کسدی برنامه‌نویسی می‌شود به این صورت که معادله دینامیکی و مدل پیش‌بینی به کمک کسدی به صورت سیمبولیک ساخته شده و از آن در تابع هزینه استفاده می‌شود. بنابراین دینامیک مسئله در تابع هزینه حضور دارد و قیدها نیز فقط شامل حد بالا و پایین عملگرها می‌شوند.

۴-۵- مراحل اجرا



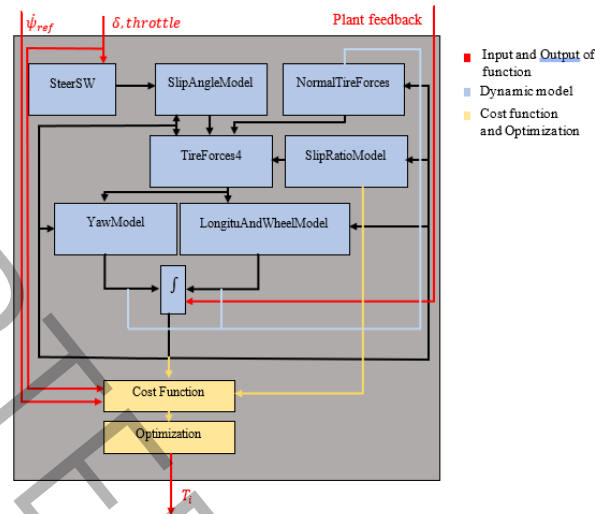
شکل ۸: نمودار جعبه‌ای مراحل اجرا.

Figure 8. Block Diagram of the Execution Loop

خلاصه‌ای از روند اجرای کنترل کشش و پایداری با رویکرد مدل پیش‌بین برای خودروی الکتریکی همانند شکل ۸ به صورت زیر است:

- در ابتدا با استفاده از ورودی فرمان راننده و پسخور سرعت لحظه‌ای خودرو، مدل مرجع برای نرخ یاو محاسبه می‌شود.
- سپس با استفاده از پسخور سرعت و شتاب و نرخ یاو لحظه‌ای خودرو و مدل مرجع و ورودی فرمان و پدال گاز، از طریق مدل پیش‌بینی تابع هزینه‌ای در طول افق پیش‌بینی همانند آنچه گفته شد محاسبه می‌شود و از طریق کمینه‌کردن آن گشتاور محرک چرخ‌ها در طول افق پیش‌بینی و افق کنترلی محاسبه می‌شود.

گشتاور محاسبه شده با در نظر گرفتن قاعده عقب‌نشینی افق پیش‌بینی به مدل کارسیم اعمال می‌شود و شبیه‌سازی به گام زمانی بعد می‌رود و دوباره همین محاسبات از اول انجام می‌شود. جزییات بلاک بهینه‌ساز شامل مدل دینامیکی و مدل پیش‌بینی و تابع هزینه همانند شکل ۹ است.



شکل ۹: بلاک بهینه‌ساز کنترل‌کننده.

Figure 9. Optimizer Block of the Controller

در جدول ۲ مقادیر عددی لازم برای پارامترهایی که در اجرای شبیه‌سازی به کار می‌روند داده شده است، این مقادیر بر اساس تجربه و تکرار، و مقایسه نتایج در نظر گرفته شده‌اند و می‌توان آنها را تغییر داد.

Table 2. Numerical Values of the Execution Parameters

جدول (۲): مقدار عددی پارامترهای مربوط به اجرا

واحد	مقدار	توضیحات	پارامتر
-	۱۰۰	پارامتر وزن‌دهی تابع هزینه	a
-	۱۰	پارامتر وزن‌دهی تابع هزینه	b
-	۱	پارامتر وزن‌دهی تابع هزینه	c
-	۵-۱۰	پارامتر وزن‌دهی تابع هزینه	d
-	۲-۱۰	پارامتر وزن‌دهی تابع هزینه	e
-	۲۰۰	افق پیش‌بینی	NP
-	۱۰	افق کنترلی	NU
sec	۳-۱۰	گام زمانی مدل پیش‌بینی	Δt
Hz	۱۰۰	نرخ بروزرسانی کنترل‌کننده	$controller_refresh_rate$
N.m	۱۵۰۰	گشتاور بیشینه موتورها	$MaxTorque$

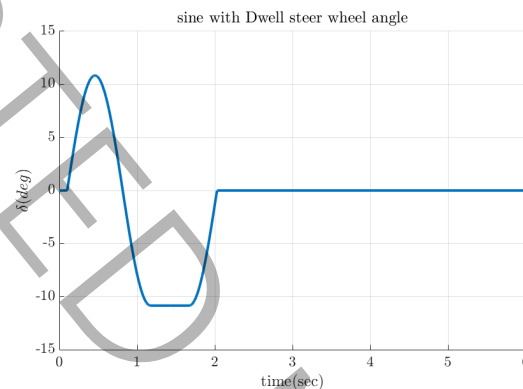
واضح است که تمام قطعات و سیستم‌های یک وسیله نقلیه دارای استانداردهایی هستند که این استانداردها جنبه‌های مختلف خودرو را در بر می‌گیرند. سیستم کنترل پایداری نیز دارای استانداردهایی است که عملکرد آن را مشخص می‌کند. چون یکی از اهداف سیستم طراحی شده در این مقاله کنترل پایداری است بنابراین ضروری است که سیستم کنترلی مطابق استانداردهای جهانی از جمله استاندارد اروپایی با شماره ECE-R 140H ارزیابی شود [۲۲].

۵- آزمایشها

برای ارزیابی کنترل کننده مدل پیش بین و تطابق نتایج به دست آمده با استانداردهای جهانی، دو آزمایش انجام می شود که عبارتند از: آزمایش کنترل پایداری خودرو و آزمایش کنترل کشش خودرو. در آزمایش کنترل پایداری باید معیارهای نرخ حرکت یاب و نیز حرکت عرضی خودرو استاندارد باشد. در آزمایش کنترل کشش باید نسبت لغزش چرخها در حضور کنترل کننده به مقدار صفر نزدیک شود.

۵-۱- آزمایش کنترل پایداری

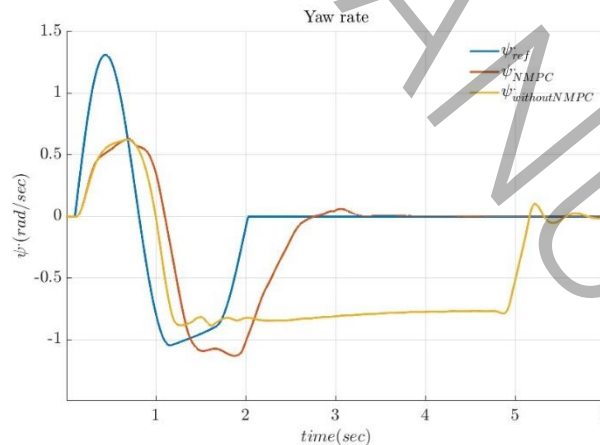
بر اساس استاندارد اروپایی، خودرو با مانور سینوسی همراه با سکون^۱ سنجیده می شود [۲۲]. در این آزمایش ورودی فرمان یک موج سینوسی با فرکانس ۰/۷ هرتز است که در دومین اکستریم آن یک تاخیر ۵۰ میلی ثانیه ای وجود دارد و دامنه آن با δ نمایش داده شده و نمودار آن در شکل ۱۰ دیده می شود.



شکل ۱۰: ورودی فرمان موج سینوسی به همراه سکون.

Figure 10. Sine with Dwell Steering Wheel Angle

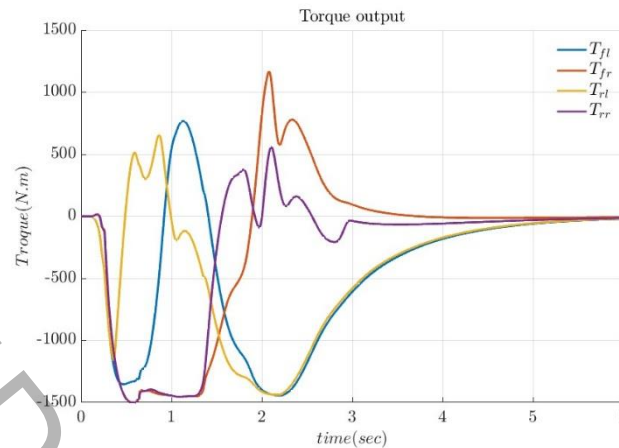
اکنون خروجیهای سیستم در اثر اعمال ورودی سینوسی همراه با سکون در شکلهای ۱۱ و ۱۲ دیده می شوند که به ترتیب عبارتند از: نرخ حرکت یاب خودرو (با و بدون کنترل کننده) و گشتاور لازم برای هریک از چرخها.



شکل ۱۱: خروجی نرخ حرکت یاب و مقایسه با نرخ یاب مرجع.

Figure 11. Yaw Rate Output and Comparison with the Reference Yaw Rate

^۱ Sine with Dwell



شکل ۱۲: خروجی گشتاور کنترل کننده برای هر چرخ.

Figure 12. Controller Torque Output for each of the Tires

نتایج آزمایش کنترل پایداری و عملکرد کنترل کننده طبق استاندارد، توسط دو معیار زیر بررسی می شود:

- در معیار اول، نرخ یاء اندازه گیری شده ۱ ثانیه پس از اتمام موج ورودی فرمان نباید از ۳۵ درصد اولین اکستریم نرخ یاء پس از تغییر علامت بیشتر باشد. همچنین نرخ یاء اندازه گیری شده ۱/۷۵ ثانیه پس از اتمام ورودی فرمان نباید از ۲۰ درصد اولین اکستریم نرخ یاء پس از تغییر علامت بیشتر باشد. این معیار را با معادلات زیر می توان نشان داد:

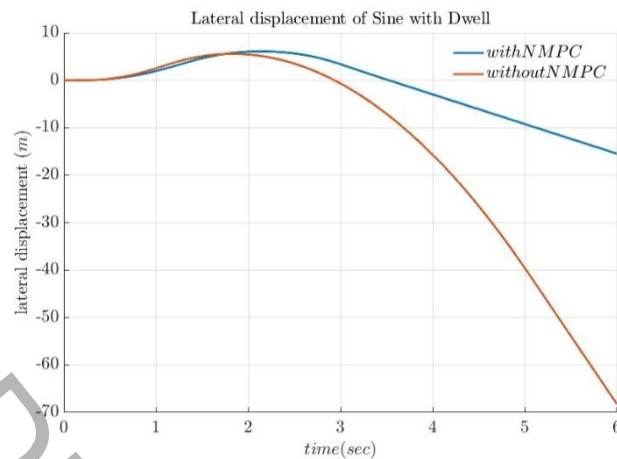
$$\begin{cases} \frac{\dot{\psi}_{(T_0+1)}}{\dot{\psi}_{Peak}} \times 100 \leq 35\% \\ \frac{\dot{\psi}_{(T_0+1.75)}}{\dot{\psi}_{Peak}} \times 100 \leq 20\% \end{cases} \quad (26)$$

$$T_0 = 2.05 \rightarrow \begin{cases} \frac{\dot{\psi}_{(2.05+1)}}{\dot{\psi}_{Peak}} \times 100 = \frac{0.0619}{1.1293} \times 100 = 5.5\% \\ \frac{\dot{\psi}_{(2.05+1.75)}}{\dot{\psi}_{Peak}} \times 100 = \frac{0.0079}{1.1293} \times 100 = 0.6\% \end{cases} \quad (27)$$

مقایسه معادلات (۲۶) و (۲۷) نشان می دهد که مدل دینامیکی خودرو و کنترل کننده از نظر این معیار بسیار موفق بوده اند.

- معیار دوم، جابجایی عرضی خودرو را می سنجد بدین صورت که این جابجایی ۱/۰۷ ثانیه پس از شروع ورودی فرمان، برای خودروهای با جرم ۳۵۰۰ کیلوگرم و کمتر، حداقل ۱/۸۳ متر و برای خودروهای با جرم بیشتر از ۳۵۰۰ کیلوگرم حداقل ۱/۵۲ متر باشد. جابجایی عرضی خودرو نیز با ۲ بار انتگرال گیری از شتاب عرضی مرکز جرم خودرو به دست می آید.

در این آزمایش، جابجایی عرضی خودرو در شکل ۱۳ ترسیم شده است.



شکل ۱۳: جابجایی عرضی خودرو.

Figure 13. Lateral Displacement of the Vehicle

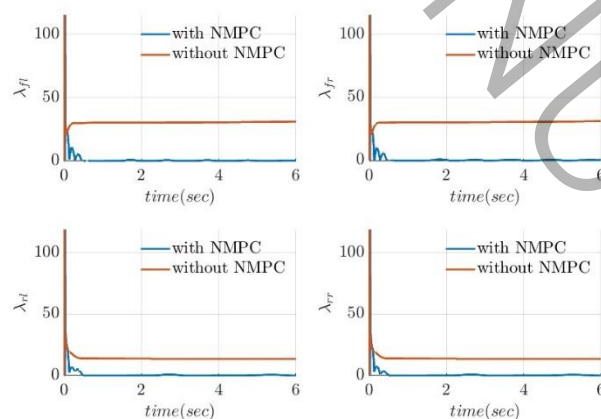
با توجه به شکل ۱۳، جابجایی عرضی برای خودرو دارای کنترل کننده در زمان مورد نظر عبارت است از:

$$Lateral_Displacement_{(T=0.1s+1.07s)} = 2.84m \quad (28)$$

معادله (۲۸) نشان می دهد که کنترل کننده به خوبی توانسته است جابجایی عرضی خودرو را طبق استاندارد رعایت نماید.

۲-۵- آزمایش کنترل کشش

چنانکه پیشتر اشاره شد کنترل کننده طراحی شده، عملکرد دیگری به نام کنترل کشش نیز دارد که تلاش می کند نسبت لغزش هر چرخ را محدود کند. البته شرایطی که توسط کنترل پایدار اصلاح می شود بیشتر از کنترل کشش است و استاندارد معتبری در رابطه با کنترل کشش و کاهش نسبت لغزش چرخها گزارش نشده است. اما آزمایش کنترل کشش را می توان بدین صورت اجرا کرد که عملکرد کنترل کننده و خودرو در شرایط آغاز حرکت با دو سوم گاز روی جاده با اصطکاک پایین سنجیده شود. در این آزمایش پیش بینی می شود که خودروی بدون کنترل کننده نسبت لغزش بالایی داشته باشد اما خودروی با کنترل کننده بتواند این نسبت لغزش را کاهش دهد. نتایج این آزمایش در شکل ۱۴ دیده می شود.



شکل ۱۴: خروجی نسبت لغزش برای هر چرخ در خودرو.

Figure 14. Slip Ratio Output for each of the Tires

باتوجه به شکل ۱۴ دیده می شود به دلیل اصطکاک کم جاده و از دست رفتن کشش میان لاستیک و سطح جاده، نسبت لغزش چرخ ها در خودروی بدون کنترل کننده زیاد شده اما در خودروی با کنترل کننده، نسبت لغزش به عددی بین صفر و یک محدود شده است و می توان نتیجه گرفت که کنترل کننده توانایی کنترل شرایط از دست رفتن کشش را نیز دارد. این عملکرد در حرکت خودرو روی سطوح

لغزنده و یخزده بسیار کاربردی است و به کمک راننده می‌آید تا از نسبت لغزش بالای چرخ‌ها، هرزگردی آنها و در نهایت از دست‌رفتن کنترل خودرو جلوگیری کند.

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله ابتدا مدل‌سازی دینامیکی یک خودروی الکتریکی با فرضهای ساده‌کننده انجام شده و برای راستی‌آزمایی مدل، نتایج خروجی با نتایج نرم افزار کارسیم مقایسه شد. با توجه به تطابق نتایج حاصل از مدل‌سازی دینامیکی و نتایج کارسیم، مدل دینامیکی قابل اعتماد تشخیص داده شد. سپس بر اساس مدل ساخته‌شده، یک کنترل‌کننده مدل پیش‌بین طراحی شد تا دو هدف کنترل پایداری و کنترل کشش را به صورت یکپارچه تامین کند. پس از بررسی نتایج حاصل از دو آزمایش کنترل پایداری و کنترل کشش بر روی خودروی الکتریکی مجهز به کنترل‌کننده مدل پیش بین می‌توان به نتایج زیر رسید:

- در تابع هزینه ارائه شده، جمله‌هایی برای هردو عملکرد کنترل پایداری و کنترل کشش مشخص شده‌اند و این بدان مفهوم است که هردو این خواسته‌ها در یک لایه کنترلی اجرا و کنترل می‌شوند. به عبارت دیگر تجمیع این دو عملکرد، بازه وسیع تری از شرایط را نسبت به هر یک از عملکردهای کنترل پایداری و کنترل کشش پوشش داده و اصلاح می‌کند. در نتیجه سیستم کنترلی طراحی شده هدف یکپارچه‌سازی دو سیستم کنترل کشش و پایداری را تامین می‌کند.
- از اهداف دیگر این مقاله، طراحی کنترل‌کننده‌ای هوشمند و بهینه است که در این مورد از کنترل‌کننده مدل پیش‌بین بهره برداری شده و نتایج مطلوبی حاصل شده است. این کنترل‌کننده ویژگی پیش‌بینی رفتار خودرو و تعریف و اجرای قید را به سیستم می‌دهد بنابراین می‌توان علاوه بر اهداف اصلی کنترول، کمیت‌هایی چون تلاش کنترلی و انرژی مصرفی را بهینه کرد که این موضوع در خودروهای الکتریکی بسیار حائز اهمیت است [۶۳].

مراجع

- [1] H.Z. Li, L. Li, L. He, M.X. Kang, J. Song, L.Y. Yu, C. Wu, H.Z. Li, L. Li, L. He, M.X. Kang, J. Song, L.Y. Yu, C. Wu, PID plus fuzzy logic method for torque control in traction control system, *International Journal of Automotive Technology*, 13(3) (2012) 441-450.
- [2] Model predictive control based vehicle stability control via active front steering, *Chinese Automation Congress (CAC)*, (2017).
- [3] G. Liu, L. Jin, A Study of Coordinated Vehicle Traction Control System Based on Optimal Slip Ratio Algorithm, *Mathematical Problems in Engineering*, (2016).
- [4] N. Behrouz, M. Mehdi, T. Amin, Design of optimal torque vectoring control system with predictive approach for improvement of stability and energy consumption in electric vehicle, *Journal of Mechanical Engineering*, 49(4) (2019) 257-267.
- [5] A. Bagheri, S. Azadi, A. Soltani, Vehicle yaw stability improvement via active braking system using adaptive sliding mode control, *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 7(1) (2017).
- [6] J. Sharifi, A. Amirjamshidi, Fuzzy Electronic Stability Control System for Electric Vehicle with Four Motor in Wheel, *Journal of Control*, 9(4) (2016) 41-53.
- [7] M.A. Saeedi, Nonlinear Active Steering Controller for Improvement of Vehicle Lateral Stability, *Young Researchers and Elite Club*, (2017).
- [8] M. Jalali, A. Khajepour, S.-K. Chen, B. Litkouhi, Integrated stability and traction control for electric vehicles using model predictive control, *Control Engineering Practice*, 54 (2016) 256-266.
- [9] D. Dogan, P. Boyraz, Smart Traction Control Systems for Electric Vehicles Using Acoustic Road-type Estimation, (2019).
- [10] H. Wu, Z. Li, Z. Si, Trajectory tracking control for four-wheel independent drive intelligent vehicle based on model predictive control and sliding mode control, *Advances in Mechanical Engineering*, 13(9) (2021).
- [11] S. Vaskov, R. Quirynen, M. Menner, K. Berntorp, Friction-Adaptive Stochastic Nonlinear Model Predictive Control for Autonomous Vehicles, (2023).
- [12] J. Feng, J. Liang, Y. Lu, W. Zhuang, D. Pi, G. Yin, L. Xu, P. Peng, C. Zhou, J. Feng, J. Liang, Y. Lu, W. Zhuang, D. Pi, G. Yin, L. Xu, P. Peng, C. Zhou, An Integrated Control Framework for Torque Vectoring and Active Suspension System, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 37(1) (2024).
- [13] K. Kahraman, M. Senturk, M.T. Emirler, I.M.C. Uygan, B. Aksun-Guvenc, L. Guvenc, B. Efendioglu, Yaw Stability Control System Development and Implementation for a Fully Electric Vehicle, (2020).
- [14] G. Tavolo, K.M. So, D. Tavernini, P. Perlo, A. Sorniotti, Nonlinear Model Predictive Control for Preview-Based Traction Control, (2024).
- [15] R.N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and application*, (2025).
- [16] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, Mechanical Engineering Series, (2012).
- [17] J. Tuma, *Torque Vectoring Predictive Control for Electric Vehicles*, 2018.
- [18] M.S. corp., *Tire Models (Casim help from Mechanical Simulation)*, in, 2017.
- [19] K. Baarath, M.A. Zakaria, N.A. Zainal, An Investigation on the Effect of Lateral Motion on Normal Forces Acti, (2018).
- [20] G. Nunes, Design and analysis of multivariable predictive control applied to an oil-water-gas separator: A polynomial approach, (2001).
- [21] J.A.E. Andersson, J. Gillis, G. Horn, J.B. Rawlings, M. Diehl, CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control, *Mathematical Programming Computation*, 11(1) (2018).
- [22] Regulation No 140 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to Electronic Stability Control (ESC) Systems [2018/1592], in, 2018, pp. 17-35.

[23] T. Koller, F. Berkenkamp, M. Turchetta, J. Boedecker, A. Krause, Learning-based Model Predictive Control for Safe Exploration and Reinforcement Learning, (2019).

Using Integrated Predictive Model Control in the Simulation of Stability and Traction Control of an Electric Vehicle

Mohammad Reza Fazel*, Milad Yazdanpanah

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

ABSTRACT

Two of the main challenges of electric vehicles are ensuring stability and preventing wheel slippage. In the electric vehicle in this article, each wheel has an independent electric motor, and this conventional vehicle is at a lower level than the autonomous and self-driving types. The body of this car has three degrees of freedom, and the wheel has three too, which is suitable for moving on a flat road surface. The governing differential equations are obtained using the Newton-Euler method. After mathematical modeling and determining the nonlinear state space for the vehicle and wheel, the equations are verified by comparison with the CarSim software. Furthermore, both the control or ensuring of vehicle stability and the control of traction or avoiding slippage are carried out with the help of an integrated predictive model controller, in which there is no interference or failure to the controller. In similar articles, separate controllers have been used, or they have been implemented in a hierarchical and cascaded manner, which will be subject to interference and disruption. In addition, in this controller, a cost function is considered to minimize the desired indicators and optimize them to satisfy the constraints of the problem. Simulation results show that this controller has been successful in both stability control and traction control based on the European automotive standard, and the results obtained are reliable.

KEYWORDS

Electric Vehicle, Stability Control, Traction Control, Predictive Model Control, Optimization.

* Corresponding author's Email: mfazel@yazd.ac.ir