



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.

Review History:

Received: Jul. 26, 2025
Revised: Sep. 02, 2025
Accepted: Sep. 18, 2025
Available Online: Sep. 22, 2025

Keywords:

Electric Vehicle
Stability Control
Traction Control
Predictive Model Control
Optimization

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.

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

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



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

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} \begin{bmatrix} (x_j(F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j + F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) + y_j(F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j - F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\dot{w}_i = \frac{1}{I_w} \begin{bmatrix} T_{d_i} - R_{real} \cdot F_{t_i}(\lambda_i, F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \\ -F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi}) \cdot R_{effective} \\ (Rr_c + Rr_v \cdot \dot{x}) \end{bmatrix} \quad (4)$$

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.

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

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.

4- 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.

5- 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.

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. Sorniotti, 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

محمد رضا فاضل* ^{ib}، میلاد یزدان پناه

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۴/۰۵/۰۴
بازنگری: ۱۴۰۴/۰۶/۱۱
پذیرش: ۱۴۰۴/۰۶/۲۷
ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۶/۳۱

کلمات کلیدی:

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

خلاصه: 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 خودرو 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 است. معادلات دیفرانسیل حاکم از روش نیوتن-اولیویر 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 آبشاری تعبیه شده اند که مشمول تداخل و اختلال خواهند بود. بعلاوه در 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.

۱- مقدمه

و حتی برخی از سازندگان خودرو سیستم کنترل کشش را زیرمجموعه ای از سیستم کنترل پایداری به حساب آورده اند، اما در واقع این دو مقوله از هم جدا هستند و بسیار موجه می نماید که جداگانه بررسی شوند. تا پیش از سال ۲۰۰۰ میلادی مقالات چندانی در زمینه های سیستم کنترل پایداری و سیستم کنترل کشش خودروها وجود نداشت که از دلایل عمده آن عدم وجود نرم افزارهای قدرتمند برای شبیه سازی رفتار این سیستمها بوده است. از اوایل دهه ۹۰ میلادی استفاده از انواع کنترل کننده های پی ای دی^۱ برای سیستم های کنترل کشش و کنترل پایداری مرسوم شد. عمده مشکل این کنترل کننده ها، 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 پی ای دی باهم استفاده کرده اند. کنترل کننده طراحی شده، به این صورت عمل می کند که بر روی جاده با اصطکاک تقریباً ثابت، فقط کنترل کننده پی ای دی فعال است و هنگامی که اصطکاک به طور چشمگیری تغییر کند کنترل کننده فازی

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 یافته اند 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 می شود. مشکلات مربوط به پایداری ضعیف خودروها در شرایط بد رانندگی یا جوی یا جاده ای از مدتها قبل مورد توجه بوده اند و به همین دلیل سیستمهایی نظیر سیستم ترمز ضد قفل، سیستم کنترل پایداری الکترونیکی و سیستم کنترل کشش توسعه داده شده اند. سیستم کنترل پایداری (یا سیستم پایداری ساز) و سیستم کنترل کشش (یا سیستم پرهیز از لغزش جانبی) همپوشانی و اشتراک زیادی دارند

1. PID

2. Fuzzy

* نویسنده عهده دار مکاتبات: moaven@um.ac.ir



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. کنترل‌کننده دارای ۳ بخش اصلی است که با پسخورگرفتن از حسگرهای فشار ترمزها و سرعت چرخ‌ها عمل کنترلی را انجام می‌دهد. پس از طراحی و تنظیم کنترل‌کننده و انجام شبیه‌سازی، روی یک خودرو به صورت عملی آزمایش شده است. نتایج و نمودارها نشان می‌دهند که این کنترل‌کننده نسبت به کنترل‌کننده‌های 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، کنترل‌کننده مقاومی ساخته‌اند که در شرایط پیچیده جاده‌ای کار می‌کند. این کنترل‌کننده، گشتاور موتور را با کمک کنترل‌کننده فازی پی‌آی‌دی، و فشار ترمز را با کنترل‌کننده مود لغزشی کنترل می‌کند. مدل دینامیکی خودرو یک مدل غیرخطی با ۷ درجه آزادی است و از اثرات مقاومت هوا و آیرودینامیک صرف‌نظر شده است. بعلاوه از مدلی به نام کینکه^۱ برای تخمین نسبت لغزش بهینه استفاده کرده‌اند. کنترل‌کننده طراحی‌شده، 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 کنترل‌کننده 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 کنترل‌کننده 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 کنترل‌کننده 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 الکتریکی با استفاده از منطق فازی طراحی شده 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^۲ را به انجام رسانده‌اند. در مقاله آنها به کنترل کشش و پرهیز از لغزش جانبی چرخ‌ها اشاره نشده است [۱۳].

آزادی چرخشی یاو برخورددار باشد.

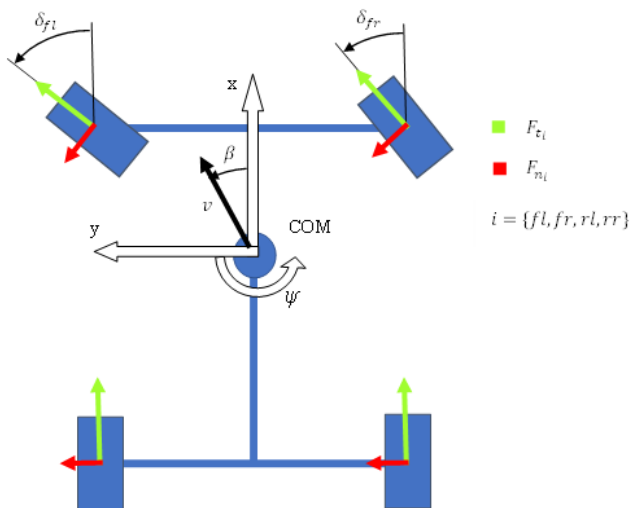
۲- فرمولاسیون مسئله

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، 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



شکل ۱. درجات آزادی و نیروهای وارد بر چرخها.

Fig. 1. Degrees of Freedom and Tire Forces

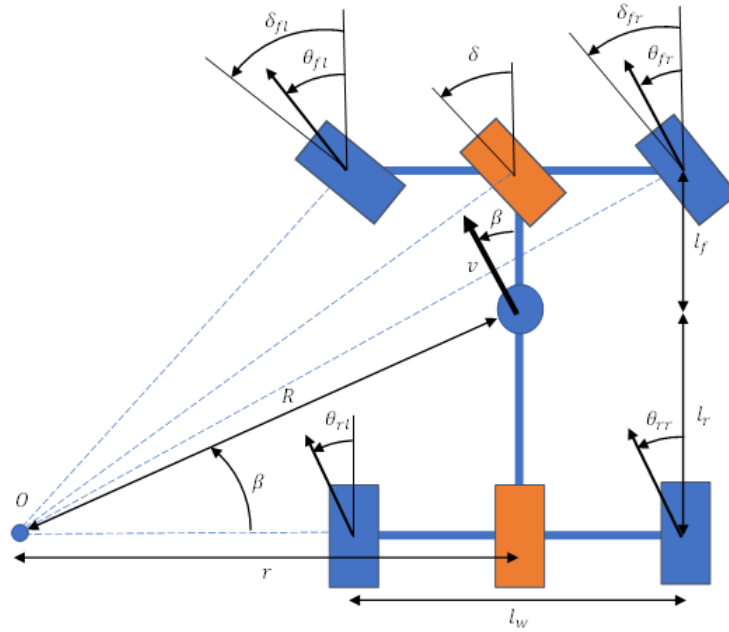
تولو و همکاران، روش کنترل مدل پیش بین غیرخطی را برای یک خودروی الکتریکی انتخاب کرده اند و تنها کنترل کشش و جلوگیری از لغزش جانبی چرخها را انجام داده اند. هرچند در این پژوهش، زمان اجرای کدهای رایانه ای بهبود یافته است اما کنترل پایداری بررسی نشده است [۱۴].

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، محدود کردن لغزش جانبی، بهبود ترمزگیری، طراحی مسیر حرکت، عملکرد سیستم تعلیق و موارد دیگر انجام شده است. در پژوهشهای دیگر، از کنترل کننده های سلسله مراتبی و کنترل کننده های آبخاری استفاده شده تا بتوانند بیش از یک وضعیت از وضعیتهای مورد اشاره را پوشش دهند، در این خصوص، مشکل غالب در تداخل لایه های مختلف کنترل کننده، اختلال در برخی از کنترل کننده ها و حتی از کار افتادن آنها دیده شده است که منجر به افت عملکرد کنترل کننده 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 کنترل کننده هایی 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 کنترل کننده یکپارچه صورت گرفته است که نکته جدیدی می نماید. همچنین برای غلبه بر عوامل غیرخطی، حصول نتایج در زمان کمتر و جلوگیری از اشباع محرکها، از کنترل کننده مدل پیش بین استفاده شده تا بهینه سازی چشمگیری نیز به همراه داشته باشد.

از دیدگاه مدل سازی، باید توجه داشت که برای بدنه خودروی مورد مطالعه در این مقاله، ۳ درجه آزادی منظور شده است. در صورتی که حرکت های رول^۱ و پیچ^۲ را برای بدنه (مثل خودروهای بیابانی) و درجاتی از آزادی هم برای سیستم تعلیق در نظر بگیرند مسلماً مدل کامل تر و دقیق تری حاصل می شود، همانگونه که در برخی از پژوهشها تا ۱۴ درجه آزادی دیده می شود. اما باید توجه داشت که پیچیدگی بیشتر مدل، هزینه اجرا و محاسبات عددی و درجه غیرخطی آن را بالا می برد که ممکن است زمان صرف شده برای اخذ نتیجه و تحقق 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

1. Roll
2. Pitch



شکل ۲. مکانیزم فرمان آکرمن و زاویه فرمان.

Fig. 2. Ackerman Steering Mechanism and Steer Angle

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

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

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

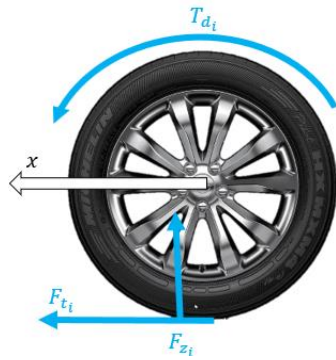
نکته دیگر بررسی شوند که عبارتند از زاویه حرکت هر چرخ بر اساس مکانیزم فرمان و دینامیک چرخ و لاستیک [۱۵].

۲-۲- زاویه حرکت چرخها

اغلب خودروها از سیستم فرمان چرخ جلو بهره می‌برند و یکی از معروفترین این سیستمها مکانیزم فرمان آکرمن است. در این مکانیزم شرایط ایده‌آل پیچیدن چرخ همانند شکل ۲ بدین صورت بیان می‌شود 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 می‌شود و با روابط هندسی می‌توان زاویه فرمان هریک از چرخها را بر حسب δ یافت.

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

که V سرعت خودرو است. در حالت ایده‌آل، زاویه هر چرخ با آنچه از معادلات هندسی به‌دست‌آمده برابر است، اما در واقعیت به دلایل شرایط جاده و عوامل مزاحم بیرونی، چرخها در مسیر ایده‌آل حرکت نمی‌کنند و زاویه هر چرخ از روابط (۵) به‌دست می‌آید:



شکل ۳. نمودار آزاد چرخ.

Fig. 3. Free Diagram of Tire

$$\theta_i = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{y}_i}{\dot{x}_i}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{y} + x_i \dot{\psi}}{\dot{x} - y_i \dot{\psi}}\right) \rightarrow$$

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

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

همچنین به اختلاف بین زاویه چرخ و مقدار ایده آل آن، زاویه لغزش یا لغزش جانبی یا α گویند که می‌توان آن را از معادلات (۶) به‌دست آورد [۱۷]:

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

۲-۳- دینامیک چرخ و لاستیک

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

معادله حرکت چرخ عبارت است از:

$$I_w \cdot \dot{w}_i = T_{d_i} - R_{real} \cdot F_{t_i} - M_{y_i} \quad (7)$$

که w_i شتاب زاویه‌ای هر چرخ، T_{d_i} گشتاور محرک، M_{y_i} 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 به‌دست می‌آید:

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 به‌دست می‌آید [۱۸]:

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

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \left[-\dot{\psi} \dot{x} + \sum_{j=i(1)}^{i(4)} (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) + F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j \right] \quad (۱۳)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_{zz}} \left[\begin{aligned} & (x_j(F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \\ & + F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) \\ & + y_j(F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) \\ & - F_{n_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j) \end{aligned} \right] \quad (۱۴)$$

$$\dot{w}_i = \frac{1}{I_w} \left[\begin{aligned} & T_{d_i} - R_{real} \cdot F_{t_i}(\lambda_i, F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \\ & - F_{z_i}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi}) \cdot R_{effective} \cdot (Rr_c + Rr_v \cdot \dot{x}) \end{aligned} \right] \quad (۱۵)$$

که کمیت‌های 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:

$$X = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ w_{fl} \\ w_{fr} \\ w_{rl} \\ w_{rr} \end{bmatrix}, U = \begin{bmatrix} T_{fl} \\ T_{fr} \\ T_{rl} \\ T_{rr} \end{bmatrix} \quad (۱۶)$$

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

۳- راستی آزمایی مدل دینامیکی

در این بخش، ابتدا مدل دینامیکی خودرو به صورت فضای حالت غیرخطی معادلات (۱۲) تا (۱۵) در جعبه ابزار سیمولینک از نرم افزار متلب شبیه سازی می‌شود، سپس از نرم افزار کارسیم به عنوان شبیه ساز یک خودرو واقعی استفاده می‌شود و از مقایسه نتایج این دو شبیه سازی، راستی آزمایی معادلات مدل دینامیکی نتیجه گرفته خواهد شد. نرم افزار کارسیم یک نرم افزار برای شبیه سازی دینامیک خودرو است که از مدل‌های دینامیکی

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 نرم افزار کارسیم استفاده می‌شود و باید ضرایب مربوطه را در آن وارد کرد. مطلب مهم دیگر آن است که برای محاسبه نیروهای طولی F_{t_i} و نیروهای عرضی F_{n_i} در هر لاستیک می‌توان 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 نمی‌شوند، اما این نیروها بر حسب نیروی عمودی وارد بر همان لاستیک بیان شده‌اند و نیروی عمودی هر لاستیک از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۹]:

$$\left\{ \begin{aligned} F_{z_{fr}} &= mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} \\ &+ \frac{m(\frac{l_r}{l_r + l_f} g - \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} - ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \\ F_{z_{fl}} &= mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} \\ &- \frac{m(\frac{l_r}{l_r + l_f} g - \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} - ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \\ F_{z_{rr}} &= mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} \\ &+ \frac{m(\frac{l_f}{l_r + l_f} g + \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} + ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \\ F_{z_{rl}} &= mg \frac{l_r}{2(l_r + l_f)} \\ &- \frac{m(\frac{l_f}{l_r + l_f} g + \frac{h}{l_r + l_f} a_x) \frac{h}{l_w} a_y}{l_w} + ma_x \frac{h}{2(l_r + l_f)} \end{aligned} \right. \quad (۱۱)$$

۲-۴ فضای حالت

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

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} \left[\dot{\psi} \dot{y} + \sum_{j=i(1)}^{i(4)} (F_{t_j}(\lambda_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \cos \delta_j) - F_{n_j}(\alpha_j, F_{z_j}(\ddot{x}, \dot{x}, \ddot{y}, \dot{y}, \dot{\psi})) \sin \delta_j \right] \quad (۱۲)$$

جدول ۱. پارامترهای مربوط به خودرو و لاستیک

Table 1. Vehicle and Tire Parameters

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
$kg.m^2$	2/1	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 غلتشی	Rr_c, Rr_v

اثرات سیستم تعلیق خودرو و درجه آزادی رول خودرو صرفنظر شده‌است. 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.

اما در شکل ۶ متغیرهای حالت موجود در فضای حالت غیرخطی دیده می‌شوند که تطابق بسیارخوبی 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 کرده‌است و می‌توان از آن در بخش‌های آینده به عنوان مدل پیش‌بینی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین استفاده کرد.

۴- کنترل مدل پیش‌بین

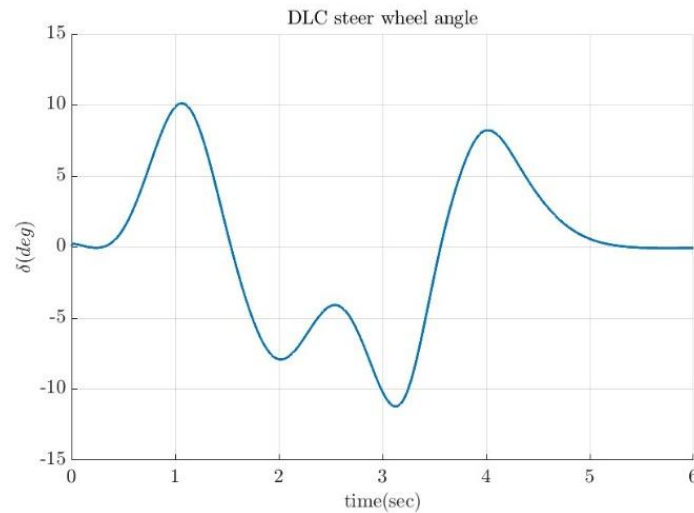
در اواخر دهه ۱۹۷۰ میلادی مقاله‌های زیادی در استفاده از یک مدل دینامیکی و الگوریتم‌های بهینه‌سازی منتشر شد که در آنها انواع قیود خطی و غیرخطی روی مسئله کنترل اعمال شده بود، ادامه توسعه این الگوریتم‌ها منجر به پدیدآمدن کنترل مدل پیش‌بین شد [۲۰]. ایده اصلی کنترل مدل پیش‌بین، استفاده از مدل دینامیکی سیستم برای پیش‌بینی اثر

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.

مانور در نظر گرفته شده برای راستی‌آزمایی، حرکت تغییر خط دوگانه^۲ 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:

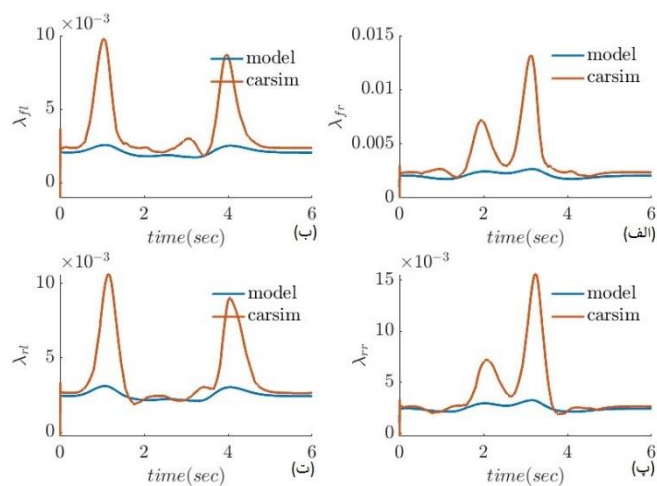
همانطور که در شکل (۵) قابل مشاهده است عمده انحراف نسبت لغزش بین مدل دینامیکی و مدل کارسیم، زمانی است که نرخ یا حرکت خودرو، بیشترین تغییرات را دارد (شیب نرخ یا حداکثر است). به بیان دیگر زمانی که تغییرات سرعت عرضی مرکز جرم خودرو زیاد باشد این انحراف هم زیاد است و دلیل آن را می‌توان چنین بیان کرد که در استخراج معادلات دینامیکی از

1. 3D Multibody Dynamics Models
2. Double Lane Change (DLC)



شکل ۴. ورودی فرمان در مانور تغییر خط دوگانه.

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

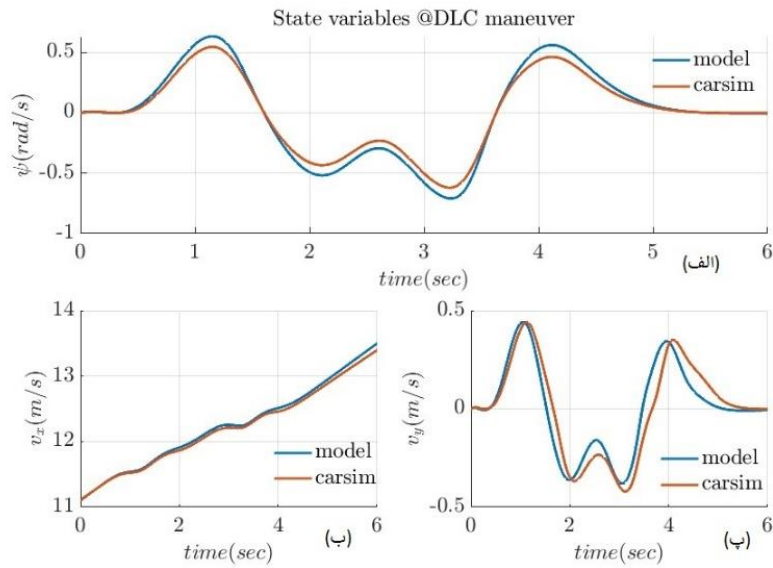


شکل ۵. خروجی نسبت لغزش (الف) چرخ جلو راست (ب) چرخ جلو چپ (پ) چرخ عقب راست (ت) چرخ عقب چپ.

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

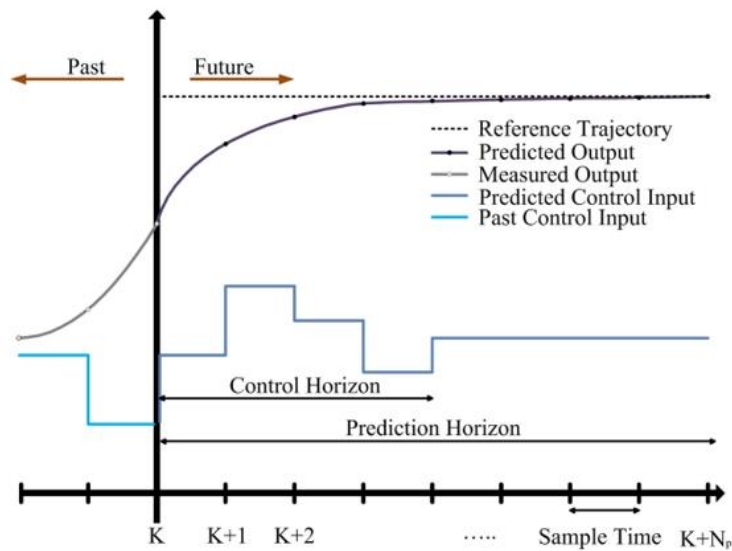
را می‌سازد. نحوه کار کنترل مدل پیش‌بین در هر گام به این صورت است که همانند شکل ۷ در لحظه k مدل پیش‌بینی، آینده سیستم را تا Np گام بعد پیش‌بینی می‌کند که Np بیانگر افق پیش‌بینی است، سپس ورودی کنترلی در افق کنترلی مشخص (برابر یا کوچکتر از افق پیش‌بینی) طوری ساخته

ورودی کنترلی در آینده است. این مهم از کمینه‌کردن خطای پارامترهای پیش‌بینی‌شده نسبت به حالت ایده‌آل یا همان مدل مرجع، با در نظر گرفتن قیود اجرایی حاصل می‌شود. این بهینه‌سازی در هر دوره نمونه‌برداری با به‌روزرسانی اطلاعاتی از همان لحظه سیستم تکرار می‌شود و سیگنال کنترلی



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.

Fig. 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



شکل ۷. نحوه کار کنترل مدل پیشبین در لحظه k.

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

۴-۲- تابع هزینه

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

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

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 با توجه به ورودی فرمان و اختلاف سرعت خودرو از بیشینه سرعت خودرو، اولویت کنترل‌کننده 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

می‌شود که در تمام طول افق پیش‌بینی قیدهایی ارضا شوند و یک تابع هزینه وابسته به متغیرهای حالت و ورودی‌ها نیز کمینه باشد.

۴-۱- مدل پیش‌بینی

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

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

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

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

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.

است. Q و R ماتریسهای وزن دهی در رابطه (۱۹) هستند که مطابق زیر مشخص می‌شوند:

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

۴-۳- قیدها

در این مقاله، قیدهای در نظر گرفته شده در طول بهینه‌سازی قیدهای کران‌های بالا و پایین ورودی هستند. این قیدها در واقع همان بیشینه گشتاور قابل اعمال توسط موتورها هستند که به صورت زیر نمایش داده می‌شوند:

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

۴-۴- حلگر

گفته شد الگوریتم کنترل مدل پیش‌بین به کار رفته در این مقاله شامل بهینه‌سازی تابع هزینه مشخص شده است که این بهینه‌سازی توسط روش‌های حل عددی مربوطه انجام می‌شود. از جمله به دو روش نقطه داخلی و برنامه‌ریزی مرتبه دوم متوالی اشاره می‌شود که برای برنامه‌ریزی و بهینه‌سازی مسائل کنترل مدل پیش‌بین به کار می‌روند. با توجه به پیچیدگی برنامه‌نویسی و اجرای یک روش بهینه‌سازی، بهتر بود که از توابع یا افزونه‌ها یا ابزار آماده بهینه‌سازی بر بستر نرم‌افزار 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 شبیه‌سازی بسیار زیاد بود. به عنوان مثال برای یک مانور تغییر خط دوگانه با افق پیش‌بینی ۰/۰۵ ثانیه (۵۰ گام) و افق کنترلی ۱۰ گام با نرخ بروزرسانی ۱۰۰ هرتز برای کنترل‌کننده و تنظیمات معمولی برای پارامترهای بهینه‌سازی، زمان شبیه‌سازی 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 نرم‌افزار متن باز برای بهینه‌سازی

عددی است که به نسبت دیگر روش‌ها و نرم‌افزارهای مرسوم انعطاف‌پذیری بیشتری در مقابل مسائل شامل دستگاه‌های 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 شبیه‌سازی روی یک دستگاه با پردازنده اینتل نسل ۱۰^۲ انجام شده‌است.

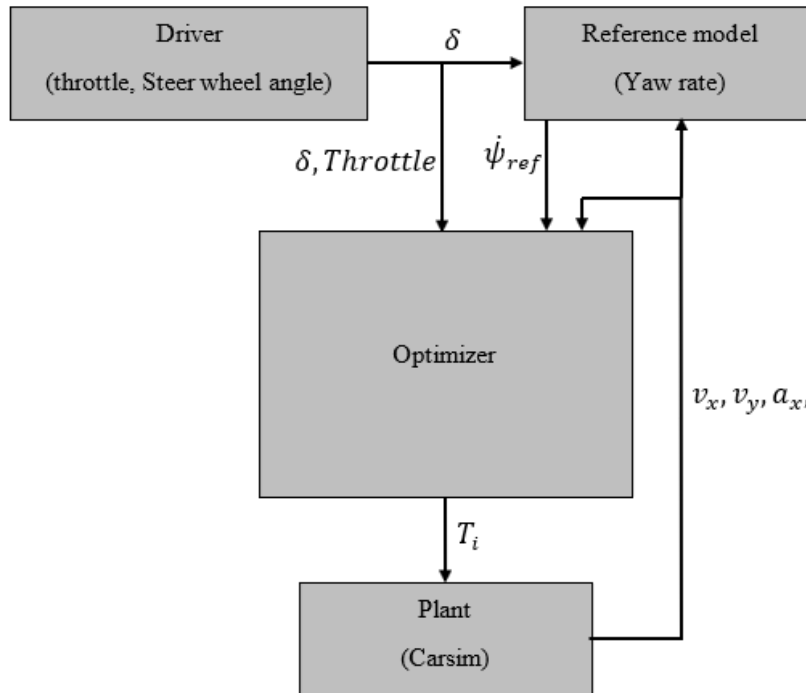
به صورت کلی هر مسئله در حوزه کنترل بهینه را می‌توان به شکل زیر نمایش داد:

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

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 برنامه‌ریزی غیرخطی تبدیل کرد، در واقع مسئله مقدار مرزی به مسئله مقدار اولیه تبدیل می‌شود. در نهایت مسئله به شکل زیر در می‌آید:

$$\begin{aligned} \min_u J(X_0, U_0) &= \sum_{k=0}^{NP-1} l_k(X_k(X_0, U), U_k) \\ s.t.: &\begin{cases} G(X(X_0, U), U) = 0 \\ g(X(X_0, U), U) < 0 \\ X_{lb} < X(X_0, U) < X_{ub} \\ U_{lb} < U < U_{ub} \end{cases} \end{aligned} \quad (25)$$

قیود مسئله در معادله (۲۵) ساده‌تر از معادله (۲۴) بوده و محاسبات را



شکل ۸. نمودار جعبه‌ای مراحل اجرا.

Fig. 8. Block Diagram of the Execution Loop

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. در جدول ۲ مقادیر عددی لازم برای پارامترهایی که در اجرای شبیه سازی 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.

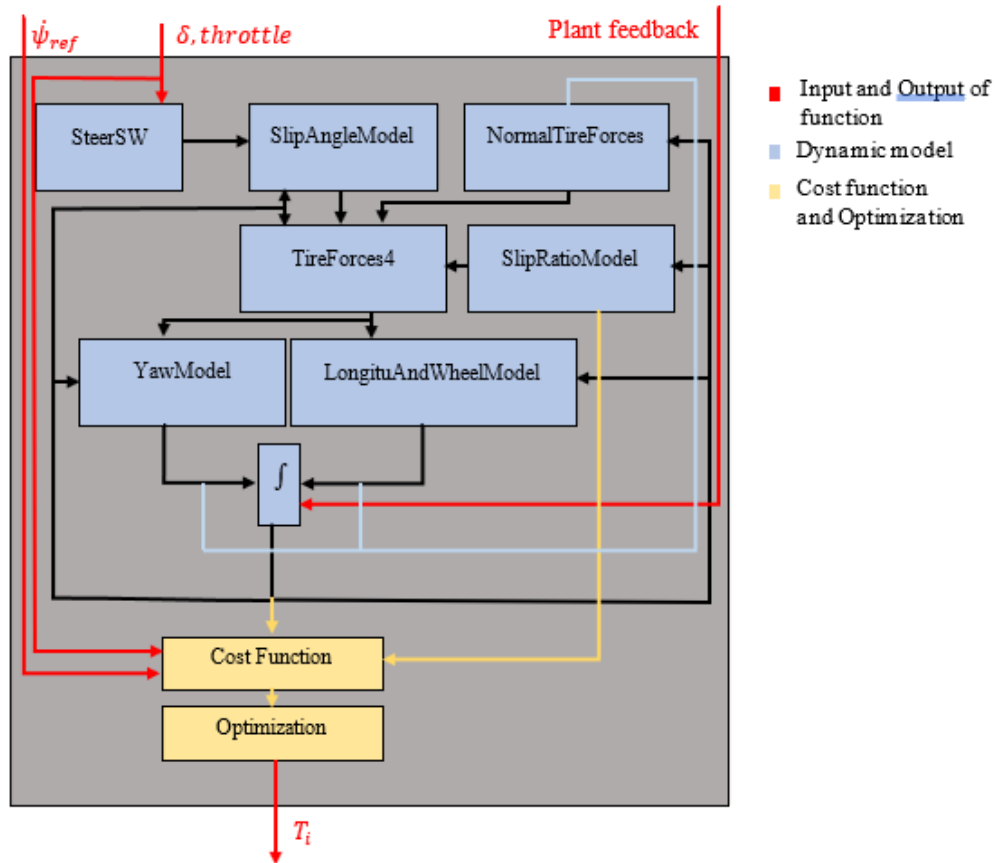
واضح است که تمام قطعات و سیستم‌های یک وسیله نقلیه دارای استانداردهایی هستند که این استانداردها جنبه‌های مختلف خودرو را در بر می‌گیرند. سیستم کنترل پایداری نیز دارای استانداردهایی است که عملکرد آن‌را مشخص می‌کند. چون یکی از اهداف سیستم طراحی شده در این مقاله کنترل پایداری است بنابراین ضروری است که سیستم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

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

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 کمینه کردن آن گشتاور محرک چرخ‌ها در طول افق پیش‌بینی



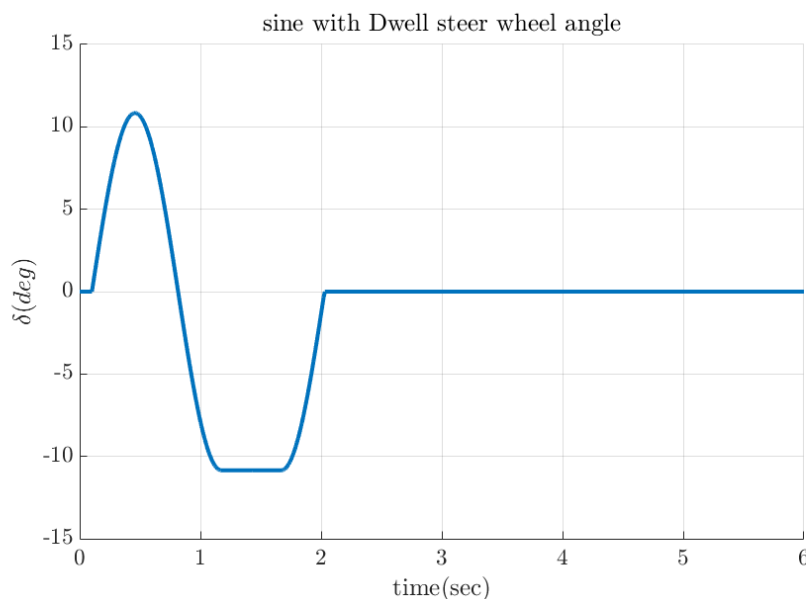
شکل ۹. بلاک بهینه‌ساز کنترل‌کننده.

Fig. 9. Optimizer Block of the Controller

جدول ۲. پارامترهای مربوط به خودرو و لاستیک

Table 2. Vehicle and Tire Parameters

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



شکل ۱۰. ورودی فرمان موج سینوسی به همراه سکون.

Fig. 10. Sine with Dwell Steering Wheel Angle

توسط دو معیار زیر بررسی می‌شود:

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

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

$$T_0 = 2.05 \rightarrow$$

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

۵- آزمایشها

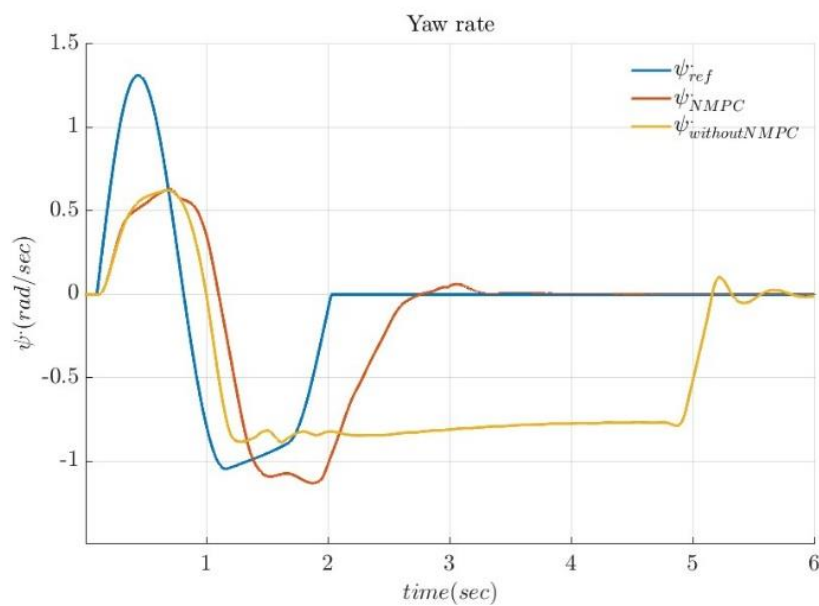
برای ارزیابی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین و تطابق نتایج به‌دست آمده با استانداردهای جهانی، دو آزمایش انجام می‌شود که عبارتند از: آزمایش کنترل پایداری خودرو و آزمایش کنترل کشش خودرو. در آزمایش کنترل پایداری باید معیارهای نرخ حرکت یاو و نیز حرکت عرضی خودرو استاندارد باشد. در آزمایش کنترل کشش باید نسبت لغزش چرخها در حضور کنترل‌کننده به مقدار صفر نزدیک شود.

۵-۱- آزمایش کنترل پایداری

بر اساس استاندارد اروپایی، خودرو با مانور سینوسی همراه با سکون^۱ سنجیده می‌شود [۲۲]. در این آزمایش ورودی فرمان یک موج سینوسی با فرکانس ۰/۷ هرتز است که در دومین اکستریم آن یک تاخیر ۵۰۰ میلی ثانیه‌ای وجود دارد و دامنه آن با δ نمایش داده شده و نمودار آن در شکل ۱۰ دیده می‌شود.

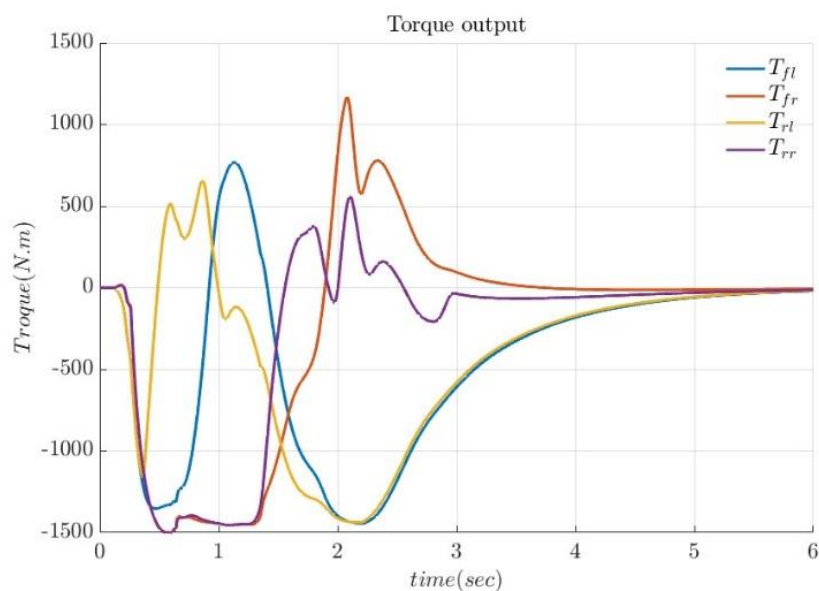
اکنون خروجیهای سیستم در اثر اعمال ورودی سینوسی همراه با سکون در شکلهای ۱۱ و ۱۲ دیده می‌شوند که به‌ترتیب عبارتند از: نرخ حرکت یاو خودرو (با و بدون کنترل‌کننده) و گشتاور لازم برای هریک از چرخها. نتایج آزمایش کنترل پایداری و عملکرد کنترل‌کننده طبق استاندارد،

1. Sine with Dwell



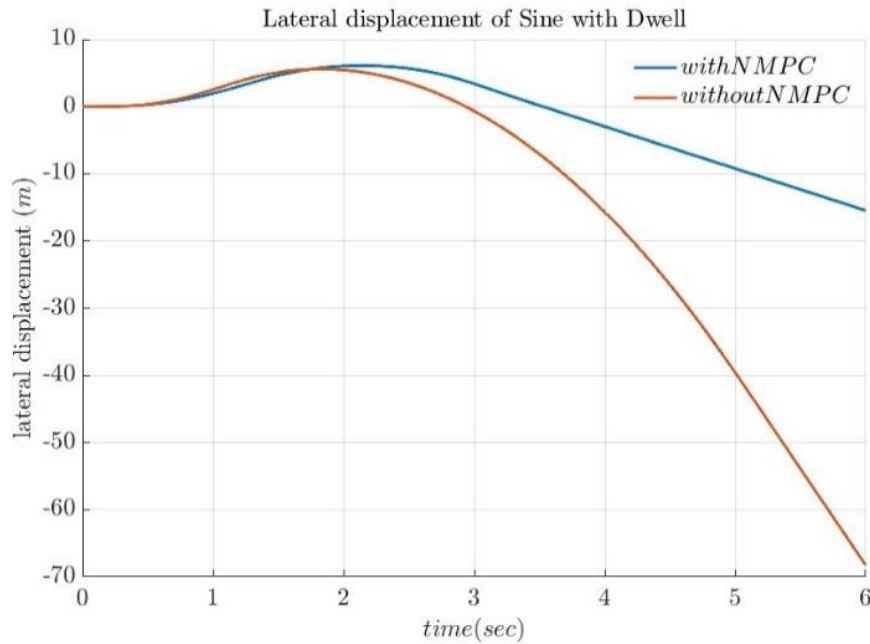
شکل ۱۱. خروجی نرخ حرکت یاو و مقایسه با نرخ یاو مرجع.

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



شکل ۱۲. خروجی گشتاور کنترل کننده برای هر چرخ.

Fig. 12. Controller Torque Output for each of the Tires.



شکل ۱۳. جابجایی عرضی خودرو.

Fig. 13. Lateral Displacement of the Vehicle

۵-۲- 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 پایداری 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.

باتوجه به شکل ۱۴ دیده می شود به دلیل اصطکاک کم جاده و از دست رفتن کشش میان لاستیک و سطح جاده، نسبت لغزش چرخها 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

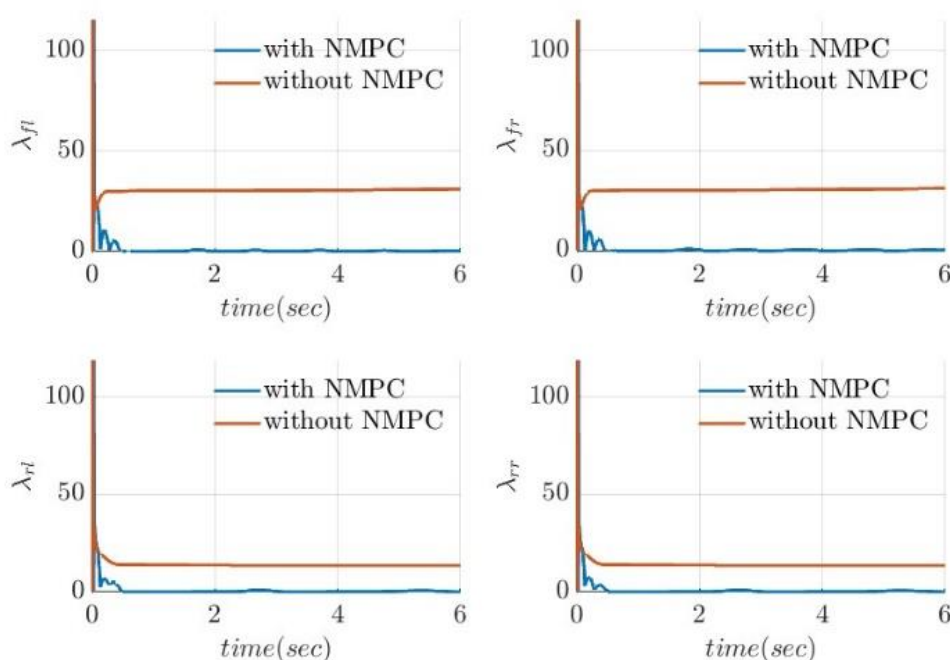
مقایسه معادلات (۲۶) و (۲۷) نشان می دهد که مدل دینامیکی خودرو و کنترل کننده از نظر این معیار بسیار موفق بوده اند.

• 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. 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.



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

Fig. 14. Slip Ratio Output for each of the Tires

این خواسته‌ها در یک لایه کنترلی اجرا و کنترل می‌شوند. به عبارت دیگر، تجمیع این دو عملکرد، بازه وسیع‌تری 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 بهره‌برداری 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 کنترل، کمیت‌هایی چون تلاش کنترلی و انرژی مصرفی را بهینه کرد که این موضوع در خودروهای الکتریکی بسیار حائز اهمیت است [۲۳].

منابع

- [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

به کمک راننده می‌آید تا از نسبت لغزش بالای چرخ‌ها، هرزگردی آنها و در نهایت از دست رفتن کنترل خودرو جلوگیری کند.

۶- نتیجه گیری

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 پیش‌بین 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

- 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).
- 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,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. R. Fazel , M. Yazdanpanah, Using Integrated Predictive Model Control in the Simulation of Stability and Traction Control of an Electric Vehicle, Amirkabir J. Mech Eng., 57(5) (2025) 611-632.

DOI: [10.22060/mej.2025.24465.7872](https://doi.org/10.22060/mej.2025.24465.7872)

