



Online Estimation of Tire Normal Force with Applying Hardware-Software Couple Model

A. H. Salari, H. Mirzaeinejad*, M. F. Mahani

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

ABSTRACT: Tire online normal force has effects on vehicle safety and performance and dynamic control systems. It is influenced by too many parameters such as vehicle mass and center of gravity position and vehicle instantaneous dynamics states. In this paper, a new estimation algorithm is developed to estimate tires' online normal forces during a maneuver. The proposed algorithm uses a dynamic measure module to make a hardware-software coupled model which is validated by real test data. The algorithm uses artificial neural networks advantages to estimate the vehicle mass distributions. A combination of real and model-generated data is used to train, test, and validate the artificial neural network structure. By applying two roll and pitch artificial neural network blocks, it estimates tires' static normal forces. In this respect, the validated vehicle model instantaneously monitors the estimated values. The results show that the proposed algorithm estimates the vehicle total mass with less than 5 percent. In addition, the coupled model uses the estimated static values to estimate the tire's online normal forces with considering the measured vehicle dynamics states by dynamic module. Comparing the obtained results from the proposed method with the outputs from Carsim indicates the acceptable accuracy of this method.

Review History:

Received: May, 16, 2021
Revised: Aug. 05, 2021
Accepted: Oct. 09, 2021
Available Online: Oct. 18, 2021

Keywords:

Mass estimation
Artificial neural network
Roll and pitch dynamics
Online tire force

1- Introduction

Nowadays with vehicles promotion, many types of Vehicle Dynamic Control Systems (VDCS) are promoted. The VDCSs are trying to enhance vehicle safety, performance, ride, and comfort. Most of these systems are model-based [1–2]. VDCS performance depends on the control algorithm, vehicle model, and exactness of the vehicle parameters. Different models with different Degrees Of Freedom (DOF) have been proposed to simulate vehicle dynamic behaviors [3–4]. Control algorithms need vehicle parameters and states to produce an effective control effort. One of the important parameters for vehicle dynamic control systems such as Electronic Stability Program (ESP), Anti-lock Braking System (ABS), and Traction Control System (TCS) is the normal force on the tire which depends on vehicle dynamic states, vehicle mass, road grade, and the Center of Gravity (CG) position. Vehicle mass estimation can be done by considering vehicle longitudinal dynamics by calculating or measuring wheels torques [5–7]. This method depends highly on the accuracy of the measured/calculated wheels torques. However, High-tech systems and the motor map are required to measure and estimate the wheel's torques [8]. Despite vehicle mass, the CG position is so important to estimate normal forces. For vehicle dynamic controllers and safety systems, in this regard, a novel algorithm is proposed

to estimate the vehicle mass, CG position, and road grade angle. The algorithm utilizes an Artificial Neural Network (ANN) for roll dynamic and yaw dynamic blocks, each of which is trained, tested, and validated with experimental data set. Besides, a threshold algorithm determines the vehicle maneuver based on Inertial Measurement Unit (IMU) data to active one of roll block ANN or yaw block ANN. Each of the yaw and roll blocks runs with IMU data to estimate related mass distribution in each related side.

2- Modeling

To design the algorithm, a 9-DOF coupled vehicle model is proposed and experimentally validated using MATLAB/Simulink environment. It consists of roll, pitch, lateral, longitudinal, and 5 vertical dynamic sub-models. Vehicle CG inertial accelerations are [8]:

$$\ddot{x}_{inertial} = \ddot{x} - r\dot{v} \quad (1)$$

$$\ddot{y}_{inertial} = \ddot{y} + r\dot{u} \quad (2)$$

while the \ddot{x} and \ddot{y} are absolute vehicle longitudinal

*Corresponding author's email: h_mirzaeinejad@uk.ac.ir



and lateral acceleration, $\ddot{x}_{inertial}$ and $\ddot{y}_{inertial}$ are the total longitudinal acceleration in CG position, r is the yaw rate, and u and v are the longitudinal and lateral velocity of the vehicle. Vertical dynamic with gyroscopic effects is formulated as follow [8]:

$$\begin{aligned} & m_s(\dot{z}_s - uq + vp) - m_s h_s(q^2 + p^2) + m_s c_s r p \\ & + k_{sFL}(z_{sFL} - z_{uFL}) + k_{sFR}(z_{sFR} - z_{uFR}) \\ & + k_{sRL}(z_{sRL} - z_{uRL}) + k_{sRR}(z_{sRR} - z_{uRR}) \\ & + c_{sFL}(\dot{z}_{sFL} - \dot{z}_{uFL}) + c_{sFR}(\dot{z}_{sFR} - \dot{z}_{uFR}) \\ & + c_{sRL}(\dot{z}_{sRL} - \dot{z}_{uRL}) + c_{sRR}(\dot{z}_{sRR} - \dot{z}_{uRR}) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

where m_s is the sprung mass, h_s is the sprung mass CG position to the ground, c_s the distance between vehicle CG position and sprung mass CG position, p and q are roll rate and pitch rate, \dot{z}_s is the vertical velocity of sprung mass, k_{si} and c_{si} are the suspension's stiffnesses and damping, z_{si} and z_{ui} are the sprung mass and unsprung mass displacements and \dot{z}_{si} and \dot{z}_{ui} are the related velocities ($i = FL, FR, RL, RR$). The unsprung mass displacement can be obtained from pitch and roll angle:

$$z_{sFL} = z + \phi c_{FL} - \theta l_F \quad (4)$$

$$z_{sFR} = z - \phi c_{FR} - \theta l_F \quad (5)$$

$$z_{sRR} = z - \phi c_{RR} + \theta l_R \quad (6)$$

$$z_{sRL} = z + \phi c_{RL} + \theta l_R \quad (7)$$

while ϕ and θ are roll and pitch angle, c_i is the lateral distance of CG position to related wheels and l_F and l_R are the longitudinal distances of CG to front and rear axles.

Hence, vertical dynamics for unsprung masses are according to the below functions [8]:

$$\begin{aligned} & m_{uFL} \ddot{z}_{uFL} - c_{sFL}(\dot{z}_{sFL} - \dot{z}_{uFL}) - k_{sFL}(z_{sFL} - z_{uFL}) \\ & + F_{zdFL} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & m_{uFR} \ddot{z}_{uFR} - c_{sFR}(\dot{z}_{sFR} - \dot{z}_{uFR}) - k_{sFR}(z_{sFR} - z_{uFR}) \\ & + F_{zdFR} = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & m_{uRL} \ddot{z}_{uRL} - c_{sRL}(\dot{z}_{sRL} - \dot{z}_{uRL}) - k_{sRL}(z_{sRL} - z_{uRL}) \\ & + F_{zdRL} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & m_{uRR} \ddot{z}_{uRR} - c_{sRR}(\dot{z}_{sRR} - \dot{z}_{uRR}) - k_{sRR}(z_{sRR} - z_{uRR}) \\ & + F_{zdRR} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

while m_{ui} are unsprung masses and the normal forces on tires, F_{zdi} are as:

$$\begin{aligned} F_{zdFL} = & -\left(\frac{h_F m_s c_{FR}}{L T_F}(\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv)\right) \\ & + \left(\left(\frac{h m_s l_R}{T_F L}\right)(\ddot{y} + ru)\right) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} F_{zdFR} = & -\left(\frac{h_F m_s c_{FL}}{L T_F}(\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv)\right) \\ & - \left(\left(\frac{h m_s l_R}{T_F L}\right)(\ddot{y} + ru)\right) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} F_{zdRL} = & \left(\frac{h_R m_s c_{RR}}{L T_R}(\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv)\right) \\ & + \left(\left(\frac{h m_s l_F}{T_R L}\right)(\ddot{y} + ru)\right) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} F_{zdRR} = & \left(\frac{h_R m_s c_{RL}}{L T_R}(\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv)\right) \\ & - \left(\left(\frac{h m_s l_F}{T_R L}\right)(\ddot{y} + ru)\right) \end{aligned} \quad (15)$$

where L is the vehicle wheelbase, g in the gravity, α is the road slope, T_F and T_R are the vehicle front and rear wheel tracks. The roll and pitch dynamics are according to the below equations. Lastly, the tire normal force can be obtained by using below equations:

$$F_{zFR} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_R c_{FL}}{L T_F}\right) + F_{zdFR} \quad (16)$$

$$F_{zFL} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_R c_{FR}}{L T_F}\right) + F_{zdFL} \quad (17)$$

$$F_{zRL} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_F c_{RR}}{L T_R}\right) + F_{zdRL} \quad (18)$$

$$F_{zRR} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_F c_{RL}}{L T_R}\right) + F_{zdRR} \quad (19)$$

where, F_{zi} are instant normal forces of tires. As the equations show, to achieve real-time exact normal force, the real vehicle mass, CG position, body dynamics states, and road slop are required. In this paper, a solution is proposed for each of them.

2- 1- Hardware-software couple model

To achieve the goal of this paper, a high accuracy model is needed. Since the major uncertainty source in vehicle modeling is tire-road interaction, a new Hardware-software developed to eliminate the uncertainty sources. The hardware measures the tire-road reactions by measuring the body accelerations directly. The hardware is a dynamics module that can be coupled with the abovementioned equations to have a complete vehicle model without considering tire-road interactions.

The hardware which is used for this purpose was a Global Positioning System (GPS)/IMU module. The filters applied to the sensor signals as the pre-processing phase are as follows: Complementary filter, Kalman filter [9] are internal device filters and Wavelet function (sym5, level 4 (and Lowpass butterworts filter (10 Hz). To verify the model and the simulation, an ISO Double-lane Change maneuver was performed. The test vehicle was Runna Iran Khodro Co. (IKCO).

Accordingly, the developed model can accurately predict the experimental measurement with a little time delay. The main culprits for the generated delays are the applied filters, especially the Low-pass butterworts filter (10 Hz). One of the most important points in using IMU/GPS hardware is installation and adjustment. The hardware is installed at a point pretty much close to the curb CG, and the sensor axis must observe the vehicle CG states in vehicle coordinate. Since usually the axes are not in exact coordinates, two steps are followed to explain the procedure of axis adjusting. The first step is adjusting the z -axis which is perpendicular to the ground. When the vehicle is on a level surface and in a standstill model the z acceleration should be equal to the local gravity value. The second step is adjusting and rotating the axis to vehicle coordinate. For this purpose, the car was driven slowly in a straight line and level road. With this method, all accelerations in the XY plane must be in the x -direction. Finally, the axes overlap the vehicle CG coordinate system.

2- 2- Vehicle mass and CG position estimation

The selected method to estimate the vehicle parameters is to take advantage of ANNs. ANNs are powerful, nonlinear interpolators that benefit from real input-output datasets. However, when working with ANNs, it is of real importance to choose an appropriate structure and a training method. In this paper, a Multi-Layer Perceptron (MLP) ANN structure is used to estimate the distribution of vehicle mass with regarding two roll and pitch ANN blocks. Due to the large size of the dataset and a shortage of data in comparison to the whole operating range, there is a high tendency to over-fitting in training procedures. In order to avoid over-fitting and increase the network generalization, the Bayesian

regularization method is used for training the network. The Bayesian method is a probabilistic method that takes into account both the network architecture and estimation error while training. A sophisticated study on the Bayesian training method has been done [10]. A two layers ANN with 10 neurons in each hidden layer is used for estimation parameters. These structures have been selected by trial and error.

Obviously, an ANN needs a dataset to be trained, validated, and tested. The dataset used here is composed of both generated data from the experimentally validated couple model in addition to real, experimental data. The ANN dataset for roll consists of extremum vehicle roll angle, lateral acceleration, and weight loads, which are positioned in predetermined vehicle seat points. The ANN dataset for pitch, on the other hand, consists of extremum vehicle pitch angle, longitudinal acceleration, and weight loads which are positioned in predetermined vehicle seats. 70% of the dataset is assigned for training, 15% for validation, and 15% for testing. To create data, it is assumed that passengers are positioned in the default position and the default driver weight is 60 kg. Additional driver and passengers' weights have possible variations. With this regard, the vehicle total mass, the distributions, and the vehicle moment of inertia can be achieved. To generate training data, the initial inputs are a_y and a_x are created in such a manner that happens in real maneuvers. As mentioned before, the training data is composed of a generated dataset and a real one. The real data is sin input maneuvers with different passenger load situations. In this regard, all requirements for tire normal force calculation were achieved.

3- Results and Discussion

To validate the algorithm, a vehicle maneuver with increasing amplitude sin inputs is performed while the vehicle is accelerating and decelerating repeatedly. The passengers' masses are positioned in the rear left and front left.

After the algorithm execution, the pre-processed data can estimate the vehicle mass distribution. The results obtained reveal that the developed algorithm is capable of predicting the vehicle parameters with an overall error of less than 5%. It might be interesting to note that an even more accurate estimate can be achieved by carrying on the maneuver further. With the estimated parameters and dynamics states which had been measured by the dynamics module, tire online normal forces were achieved. The estimated values compared with pre-validated Carsim model results. Fig. 1 shows the estimated values are very accurate.

4- Conclusion

In this paper, a novel algorithm is proposed to estimate tires' online normal forces. For this reason, a novel couple model was introduced to decrease the algebraic models' uncertainties and make accurate vehicle dynamics states accessible. For estimating vehicle mass and CG position two ANN blocks were trained and optimized to estimate vehicle mass and its distribution. The algorithm used the developed couple model and the ANN roll and pitch blocks to calculate

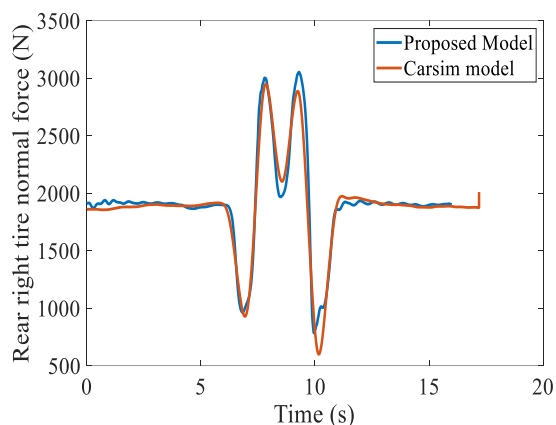


Fig. 1. Comparing the proposed estimation method results with pre-validated Carsim model results

the tire's normal forces. According to the results obtained, the proposed method estimates the parameters with less than 5% error, and the estimated online normal forces were close to pre-validated Carsim model results.

References

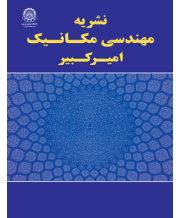
- [1] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, R. Kazemi, Enhancement of vehicle braking performance on split- μ roads using optimal integrated control of steering and braking systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 230(4) (2016) 401-415.
- [2] M. Mirzaei, H. Mirzaeinejad, Fuzzy Scheduled Optimal Control of Integrated Vehicle Braking and Steering Systems, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 22(5) (2017) 2369-2379.
- [3] X. Huang, J. Wang, Real-Time Estimation of Center of Gravity Position for Lightweight Vehicles Using Combined AKF-EKF Method, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(9) (2014) 4221-4231.
- [4] G. Reina, M. Paiano, J.-L. Blanco-Claraco, Vehicle parameter estimation using a model-based estimator, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 87 (2017) 227-241.
- [5] Z. Deng, D. Chu, F. Tian, Y. He, C. Wu, Z. Hu, X. Pei, Online estimation for vehicle center of gravity height based on unscented Kalman filter, in: *2017 4th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS)*, 2017, pp. 33-36.
- [6] C. Lin, X. Gong, R. Xiong, X. Cheng, A novel H_∞ and EKF joint estimation method for determining the center of gravity position of electric vehicles, *Applied Energy*, 194(C) (2017) 609-616.
- [7] C. Lin, X. Cheng, H. Zhang, X. Gong, Estimation of Center of Gravity Position for Distributed Driving
- [8] *Integrated Vehicle Dynamics Control*, in: *Integrated Vehicle Dynamics and Control*, 2016, pp. 201-282.
- [9] P. Gui, L. Tang, S. Mukhopadhyay, MEMS-based IMU for tilting measurement: Comparison of complementary and Kalman filter-based data fusion, in: *2015 IEEE 10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*, 2015, pp. 2004-2009.
- [10] N. Kriegeskorte, T. Golan, Neural network models and deep learning, *Current Biology*, 29(7) (2019) R231-R236.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Ghasemi, M. Sadedel, *Behavior-Based Control of Mecanum Four-Wheeled Omnidirectional Robot*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(2) (2022) 65-68.

DOI: 10.22060/mej.2021.20055.7157





تخمین لحظه‌ای نیروی عمودی تایرها با استفاده از مدل تلفیقی سخت‌افزاری - نرم‌افزاری

علی حسینی سالاری، حسین میرزایی نژاد^{*}، مجید فولادی ماهانی

دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۲/۲۶
بازنگری: ۱۴۰۰/۰۵/۱۴
پذیرش: ۱۴۰۰/۰۷/۱۷
ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۷/۲۶

کلمات کلیدی:

مدل سخت‌افزاری-نرم‌افزاری
تخمین جرم
شبکه عصبی مصنوعی
دینامک رول و پیچ
نیروی عمودی تایر

خلاصه: بار عمودی روی تایر از عوامل تأثیرگذار بر عملکرد خودرو است. پارامترهای زیادی بر بار عمودی تایر تأثیر می‌گذارند، از جمله مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به جرم خودرو، موقعیت مرکز جرم خودرو همچنین دینامیک و حالت‌های خودرو حین مانور اشاره کرد. در این مقاله الگوریتم جدیدی جهت تخمین در لحظه مقدار نیروی عمودی لحظه‌ای تایر توسعه داده شده است. در گام اول، داده‌های ماژول اندازه‌دهنده دینامیکی و شبکه عصبی مصنوعی به کار گرفته شده است. به منظور ایجاد داده مصنوعی و همچنین استفاده در گام‌های بعدی تخمین مدل تلفیقی نرم‌افزاری-سخت‌افزاری توسعه داده شد. در این مدل یک سخت‌افزار اندازه‌دهنده جایگزین مدل‌سازی تایر و جاده شده است. الگوریتم شامل بلوک مربوط به دینامیک رول و پیچ خودرو است که با ساختار چندلایه شبکه‌های عصبی مصنوعی آموزش داده شده‌اند. خروجی بلوک‌های شبکه عصبی، توزیع بار استاتیک روی هر تایر خودرو است که توسط مدل توسعه داده شده، در هر لحظه پایش می‌شود. در گام دوم الگوریتم، به منظور تخمین مقدار انتقال بار حین مانور در خودرو، مدل تلفیقی سخت‌افزاری-نرم‌افزاری به کار گرفته شده است تا مقدار لحظه‌ای بار عمودی روی هر تایرها محاسبه گردد. مقایسه نتایج بدست آمده از الگوریتم پیشنهادی و مقدار خروجی مدل مرجع اعتباردهی شده در نرم‌افزار کارسیم، نشان‌دهنده دقت قابل قبول و عملکرد مناسب این روش است.

۱- مقدمه

امروزه با پیشرفت وسایل نقلیه، بسیاری از سیستم‌های کنترل دینامیکی خودرو نیز ارتقا یافته‌اند. این سیستم‌ها به منظور بهبود عملکرد، ایمنی و راحتی خودرو در مانورهای مختلف توسعه داده شده‌اند. از آنجایی که طراحی بسیاری از این سیستم‌های کنترلی مبتنی بر مدل است، لذا عملکرد آن‌ها وابسته به الگوریتم کنترلی، مدل شبیه‌سازی خودرو و دسترسی به پارامترهای دقیق خودرو به کاررفته در مدل است [۱-۴]. بار عمودی روی تایر یک عامل بسیار مهم و تأثیرگذار بر عملکرد سیستم‌های کنترلی مانند سیستم‌های کنترل دینامیکی خودرو از جمله سیستم ترمز ضد قفل^۱، سیستم کنترل پایداری^۲ و همچنین سیستم کنترل گشتاور چرخ خودرو^۳ است.

سیستم‌های کنترلی با پایش لحظه‌ای برهمکنش بین تایر و جاده، ایمنی و پایداری خودرو را بهبود می‌بخشند. معیار بررسی و ارزیابی برهم‌کنش تایر

- 1 Anti-Lock Braking System (ABS)
- 2 Electronic Stability Program (ESP)
- 3 Traction Control System (TCS)

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: h_mirzaeinejad@uk.ac.ir

و جاده و همچنین سیستم‌های کنترل دینامیک خودرو، لغزش‌های طولی و جانبی خودرو و تایر هستند. مقادیر این لغزش‌ها به شدت به گشتاورهای جلوبرنده و ترمزی سیستم انتقال قدرت خودرو و سرعت‌ها در صفحه تماس تایر و جاده و همچنین بار عمودی روی تایر وابسته‌اند [۹-۱۳]. در واقع سیستم‌های کنترل دینامیک خودرو با تنظیم مقدار گشتاورهای جلوبرنده و ترمزی، لغزش‌های طولی و جانبی خودرو را کنترل می‌کنند. در این راستا، مقادیر لغزش طولی و جانبی خودرو بایستی اندازه‌گیری یا تخمین زده شوند و به مقادیر مطلوب برسند که لازمه آن دانستن مقدار نیروی عمودی تایر است. از طرفی، نیروی عمودی روی تایر به حالت‌های دینامیک خودرو، جرم در لحظه خودرو، شیب جاده در حال پیمایش و همچنین موقعیت فضایی قرارگیری مرکز جرم خودرو وابسته است [۱۴].

یکی از روش‌های تخمین جرم خودرو استفاده از دینامیک طولی با محاسبه و یا تخمین میزان گشتاور چرخ خودرو است؛ اما این روش بسیار وابسته به مقدار محاسبه‌شده و یا اندازه‌گیری شده گشتاور چرخ خودرو است که نیازمند حسگرهایی با فناوری بالا یا در دسترس بودن عملکرد کامل موتور



خودرو سواری است. در این مقاله الگوریتم جدیدی جهت تخمین جرم خودرو، موقعیت مرکز جرم و نیروی عمودی لحظه‌ای روی تایلر معرفی می‌گردد. این الگوریتم از مدل تلفیقی نرم‌افزاری-سخت‌افزاری بهره می‌گیرد. در این مدل دینامیک تلفیقی طولی، عرضی و عمودی خودرو که با یک سخت‌افزار یکپارچه شده است، به کار گرفته می‌شود. مدل نام برده توسط داده‌های میدانی اعتباردهی شده است. سخت‌افزار استفاده شده یک ماژول اندازه‌دهنده دینامیکی^۱ است که در سیستم‌های پیشرفته خودرویی کاربرد دارد. این سخت‌افزار زوایای رول، پیچ و یابنده و همچنین شتاب‌های طولی، عرضی و عمودی را اندازه‌گیری می‌کند. الگوریتم پیشنهادی از شتاب‌های خطی و نرخ زاویه یاب خروجی سخت‌افزار تغذیه نموده و با استفاده از به کارگیری مدل ریاضی دقیق، سایر حالات را محاسبه می‌شود. در این الگوریتم، بلوک‌هایی با ساختار شبکه عصبی مصنوعی به عنوان دینامیک رول و دینامیک پیچ به کار گرفته شده است. این بلوک‌ها توسط داده‌های آزمایشگاهی و مصنوعی (تولید شده توسط مدل تلفیقی اعتباردهی شده) آموزش، آزمایش و اعتباردهی شده‌اند. هرکدام از این بلوک‌ها در مانورهای خاصی فعال هستند. مانورها بر اساس داده‌های ماژول اندازه‌دهنده دینامیکی به دسته‌های حرکت طولی خالص، حرکت عرضی خالص و سایر مانورها تقسیم می‌شوند. به محض فعال شدن هرکدام از بلوک‌های رول و یا پیچ، توزیع جرم نسبت به محور مربوطه تخمین زده می‌شود. به منظور بررسی نتایج تخمین به صورت لحظه‌ای، مقادیر زوایای رول و پیچ در پاسخ شتاب‌های عرضی و طولی با استفاده از مدل خودرو محاسبه می‌شوند. یک دسته از پارامترهای ورودی مدل، نتایج لحظه‌ای تخمین هستند. مقادیر محاسبه شده با مقادیر اندازه‌گیری شده به صورت لحظه‌ای مقایسه شده و خطای مربوط به نتایج مدل، گزارش می‌شوند. گفتنی است که میزان خطا بیانگر کیفیت تخمین است. نتایجی به عنوان مقادیر مرجع و نهایی روش تخمین، گزارش می‌شوند که منتج به کمترین میزان خطا بوده است. در آخر، این امکان وجود دارد که داده‌ها و نقاط کاری که دارای دقت بالایی بودند جهت بازآموزی و تقویت شبکه عصبی مورد استفاده قرار گیرند. این امر باعث افزایش سرعت و دقت الگوریتم می‌شود. جهت اعتباردهی الگوریتم معرفی شده از نتایج میدانی و همچنین نتایج شبیه‌سازی معتبر در نرم‌افزار کارسیم^۲ استفاده می‌شود. اعتباردهی در دو مرحله استاتیک و دینامیک انجام می‌شود. حالت استاتیک شامل بار عمودی استاتیک روی هرکدام از چرخ‌ها است. در این گام با کمک تست‌های میدانی، نیروی عمودی روی هر تایلر به صورت مستقیم اندازه‌گیری می‌شود و سپس با نتایج

است [۱۸-۱۵]. روشی دیگر برای تخمین جرم خودرو، استفاده از دینامیک یاب و مدل‌های دینامیکی (مدل دوچرخه) مربوطه است که از حسگرهای ژيروسکوپیک و همچنین حسگر زاویه فرمان بهره برده است [۱۹]. اما در این مرجع محل قرارگیری مرکز ثقل خودرو مورد بررسی قرار نگرفته است. در مرجع [۲۰]، از مدل تحریکات پایه‌ای و مدل راحتی خودرو همراه با شتاب‌سنج‌های عمودی جهت تخمین جرم استفاده شده است. اما این روش نیازمند حسگرهای عمودی با دقت بالا و در نتیجه گران‌قیمت است. همچنین در این روش معیاری برای بررسی دقت تخمین وجود ندارد زیرا این روش منحصر به مانورهای خاص است.

کارهای مشابهی جهت تخمین موقعیت مرکز جرم خودرو انجام شده است [۲۱-۲۵] که در آن‌ها برای تخمین موقعیت مرکز جرم خودرو از نیروهای طولی و جانبی تایلر استفاده شده است. این در حالی است که در خودروهای متداول هیچ حسگری برای اندازه‌گیری نیروها و یا گشتاور تایلر و چرخ وجود ندارد، بنابراین این نیروها و گشتاورها بایستی تخمین زده شوند که خود باعث افزایش خطای تخمین موقعیت مرکز جرم خودرو می‌شود.

همچنین مطالعاتی در زمینه تخمین شیب جاده انجام شده است که مشابه با تحقیقات ذکر شده بر پایه نیرو و گشتاور تایلر و چرخ می‌باشند. در این مطالعات از مدل‌های بسیار ساده استفاده شده و همچنین بسیاری از عوامل همچون لغزش تایلر و جاده، محل قرارگیری مرکز جرم و انتقال بار روی چرخ‌ها صرف‌نظر شده است که تأثیر بسیاری بر دینامیک طولی خودرو دارند [۱۶ و ۲۶-۲۸].

با توجه به مطالب فوق می‌توان نتیجه گرفت که در بسیاری از مطالعات، روش‌های تخمین جرم و موقعیت مرکز جرم خودرو بر پایه مقدار گشتاورهای چرخ می‌باشند. این در حالی است که این گشتاورها با دقت قابل قبول در دسترس نیستند. همچنین در استفاده از روش تحریکات جاده نیز از ابزارهای غیرمتداول در کاربری خودرویی، مانند شتاب‌سنج‌های عمودی استفاده می‌شود. از طرفی، تغییرات در جرم خودرو باعث ایجاد تغییر در اینرسی دورانی مربوط به زاویه رول و پیچ و همچنین موقعیت فضایی مرکز جرم می‌شود. این تغییرات منتج به تغییر در دینامیک‌های پیچ و رول می‌شود و پاسخ دینامیکی زاویه‌ای جرم فزیندی شده به شتاب‌های ورودی طولی و عرضی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. بر اساس دانش نویسندگان و مطالعات انجام شده، تاکنون کاری که همه تغییرات را در نظر گرفته باشد انجام نشده است. کاستی‌های ذکر شده محرک ایجاد مطالعه اخیر شده است. هدف از این تحقیق، محاسبه لحظه‌ای بار عمودی روی تایلر خودرو در حال حرکت در

1 GPS/IMU (Inertial Measurement Unit)

2 Carsim

$$\begin{aligned}
 & m_s (\ddot{z}_s - uq + vp) - m_s h_s (q^2 + p^2) + \\
 & m_s c_s rp + k_{sFL} (z_{sFL} - z_{uFL}) + \\
 & k_{sFR} (z_{sFR} - z_{uFR}) + k_{sRL} (z_{sRL} - z_{uRL}) + \\
 & k_{sRR} (z_{sRR} - z_{uRR}) + c_{sFL} (\dot{z}_{sFL} - \dot{z}_{uFL}) + \\
 & c_{sFR} (\dot{z}_{sFR} - \dot{z}_{uFR}) + c_{sRL} (\dot{z}_{sRL} - \dot{z}_{uRL}) + \\
 & c_{sRR} (\dot{z}_{sRR} - \dot{z}_{uRR}) = 0
 \end{aligned} \quad (3)$$

که m_s جرم فنربندی شده، h_s ارتفاع جرم فنربندی شده، q ، p تغییرات زاویه رول و پیچ، c_s فاصله عمودی مرکز جرم فنربندی شده تا مرکز جرم کل خودرو، k_{si} و c_{si} ضریب سختی فنر و میرایی برای تعلیق به طوری که اندیس i نشان دهنده جلو راست (FR)، جلو چپ (FL)، عقب راست (RR) و عقب چپ (RL) می‌باشد. همچنین z_{ui} و z_{si} به ترتیب جابه‌جایی‌های جرم فنربندی نشده و فنربندی شده است و \dot{z}_{si} و \dot{z}_{ui} سرعت‌های متناظر است. برای ارتباط بین جرم‌های فنربندی نشده و جرم فنربندی شده، چهار مدل $\frac{1}{4}$ در نظر گرفته شده است. در مدل $\frac{1}{4}$ سهم مؤثر جرم فنربندی شده در هر کدام از دینامیک‌های جرم فنربندی نشده، به‌عنوان جرم فنربندی شده در نظر گرفته شده است.

$$z_{sFL} = z + \phi c_{FL} - \theta l_F \quad (4)$$

$$z_{sFR} = z - \phi c_{FR} - \theta l_F \quad (5)$$

$$z_{sRR} = z - \phi c_{RR} + \theta l_R \quad (6)$$

$$z_{sRL} = z + \phi c_{RL} + \theta l_R \quad (7)$$

که l_F فاصله مرکز جرم تا محور جلو، l_R فاصله مرکز جرم تا محور عقب، z تغییر ارتفاع مرکز جرم خودرو، ϕ زاویه رول و θ زاویه پیچ است. در نتیجه دینامیک هر کدام از اجزای جرم فنربندی نشده را می‌توان به‌صورت زیر نوشت.

تخمین (نتایج شبکه عصبی) مقایسه می‌شود. در حالت اعتباردهی دینامیک، به دلیل عدم در دسترس بودن تجهیزات میدانی برای ثبت بار عمودی دینامیک، از مدل معتبر کارسیم استفاده می‌شود. بدین‌صورت که مدل کامل خودرو همراه با مانور مورد نظر شبیه‌سازی می‌شود و نتایج تخمین بر خط الگوریتم معرفی شده با نتایج شبیه‌سازی مقایسه می‌شود.

ادامه این مقاله بدین شکل سازمان‌دهی شده است، مدل‌سازی خودرو و تشریح تلفیقی نرم‌افزاری-سخت‌افزاری در بخش ۲ ارائه می‌شود. معرفی سخت‌افزار مدنظر، اعتباردهی مدل تلفیقی نرم‌افزاری-سخت‌افزاری و همچنین شبیه‌سازی در محیط کارسیم در بخش ۳ انجام می‌شود. در ادامه، طراحی شبکه عصبی مصنوعی در بخش ۴ آورده شده است. الگوریتم‌های تخمین در بخش ۵ ارائه شده و نهایتاً شبیه‌سازی نهایی و جمع‌بندی به ترتیب در بخش ۶ و ۷ آورده شده است.

۲- مدل‌سازی خودرو

به‌منظور دستیابی به اهداف تعیین‌شده در این مقاله، یک تلفیقی نرم‌افزاری-سخت‌افزاری در فضای نرم‌افزار متلب/سیمولینک توسعه داده شده است و به‌صورت تجربی اعتباردهی شده است. این مدل شامل دینامیک‌های رول، پیچ، حرکت جانبی و طولی و ۵ دینامیک عمودی مربوط اجرام فنربندی شده و فنربندی نشده است.

شتاب‌های طولی و عرضی مرکز ثقل خودرو عبارتند از [۲۹]:

$$\ddot{x}_{inertial} = \ddot{x} - r v \quad (1)$$

$$\ddot{y}_{inertial} = \ddot{y} + r u \quad (2)$$

\dot{x} و \dot{y} به ترتیب شتاب طولی و جانبی خودرو، r نرخ تغییرات زاویه یابو، u و v به ترتیب سرعت طولی و جانبی خودرو و $\ddot{x}_{inertial}$ و $\ddot{y}_{inertial}$ شتاب اینرسی در محل مرکز ثقل خودرو در راستای طولی و عرضی هستند. دینامیک عمودی خودرو همراه با اثرات تأثیرگذار روی آن، به‌صورت معادلات زیر است [۲۹]:

$$F_{zdRR} = \left(\frac{h_R m_s c_{RL}}{L T_R} (\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv) \right) - \left(\left(\frac{h m_s l_F}{T_R L} \right) (\ddot{y} + ru) \right) \quad (15)$$

که h_F و h_R ارتفاع مرکز ثقل بار مؤثر جلو و عقب خودرو، C_L و C_R فاصله مرکز ثقل تا مرکز چرخ‌های سمت راست و چپ، g شتاب گرانش، α شیب جاده، و T_R و T_F فاصله بین مرکز چرخ‌های سمت راست و چپ در محور جلو و عقب، L فاصله محور جلو تا محور عقب خودرو و h ارتفاع مرکز ثقل خودرو است. همچنین دینامیک دورانی رول عبارت است از:

$$\begin{aligned} & I_{xs} \ddot{\phi} - I_{xzs} \ddot{\psi} - (-I_{zs} - I_{ys} - m_s h_s h) q r - \\ & I_{zxs} p q + m_s h w p - m_s (\ddot{y} + ru) = \\ & m_s g h \phi + k_{sFL} (z_{sFL} - z_{uFL}) c_{FL} - \\ & k_{sFR} (z_{sFR} - z_{uFR}) c_{FR} + \\ & k_{sRL} (z_{sRL} - z_{uRL}) c_{RL} - \\ & k_{sRR} (z_{sRR} - z_{uRR}) c_{RR} + \\ & c_{sFL} (\dot{z}_{sFL} - \dot{z}_{uFL}) c_{FL} - \\ & c_{sFR} (\dot{z}_{sFR} - \dot{z}_{uFR}) c_{FR} + \\ & c_{sRL} (\dot{z}_{sRL} - \dot{z}_{uRL}) c_{RL} - \\ & c_{sRR} (\dot{z}_{sRR} - \dot{z}_{uRR}) c_{RR} \end{aligned} \quad (16)$$

I_{xs} ، I_{zs} و I_{ys} ممان اینرسی جرم فنربندی شده حول محور x ، z و y است. I_{xzs} ، I_{zxs} ممان اینرسی ضربی xz و zx است. همچنین w سرعت عمودی مرکز جرم خودرو است. دینامیک دورانی پیچ بدنه خودرو نیز به شکل زیر است:

$$\begin{aligned} & I_{ys} \ddot{\theta} + (I_{xs} - I_{zs}) p r - I_{zxs} (r^2 - p^2) = \\ & k_{sFL} (z_{sFL} - z_{uFL}) c_{FL} + \\ & k_{sFR} (z_{sFR} - z_{uFR}) c_{FR} - \\ & k_{sRL} (z_{sRL} - z_{uRL}) c_{RL} - \\ & k_{sRR} (z_{sRR} - z_{uRR}) c_{RR} + \\ & c_{sFL} (\dot{z}_{sFL} - \dot{z}_{uFL}) c_{FL} + \\ & c_{sFR} (\dot{z}_{sFR} - \dot{z}_{uFR}) c_{FR} - \\ & c_{sRL} (\dot{z}_{sRL} - \dot{z}_{uRL}) c_{RL} - \\ & c_{sRR} (\dot{z}_{sRR} - \dot{z}_{uRR}) c_{RR} \end{aligned} \quad (17)$$

$$m_{uFL} \ddot{z}_{uFL} - c_{sFL} (\dot{z}_{sFL} - \dot{z}_{uFL}) - k_{sFL} (z_{sFL} - z_{uFL}) + F_{zdFL} = 0 \quad (8)$$

$$m_{uFR} \ddot{z}_{uFR} - c_{sFR} (\dot{z}_{sFR} - \dot{z}_{uFR}) - k_{sFR} (z_{sFR} - z_{uFR}) + F_{zdFR} = 0 \quad (9)$$

$$m_{uRL} \ddot{z}_{uRL} - c_{sRL} (\dot{z}_{sRL} - \dot{z}_{uRL}) - k_{sRL} (z_{sRL} - z_{uRL}) + F_{zdRL} = 0 \quad (10)$$

$$m_{uRR} \ddot{z}_{uRR} - c_{sRR} (\dot{z}_{sRR} - \dot{z}_{uRR}) - k_{sRR} (z_{sRR} - z_{uRR}) + F_{zdRR} = 0 \quad (11)$$

که m_{ui} مقدار اجرام فنربندی نشده، \ddot{z}_{ui} شتاب عمودی جرم‌های فنربندی نشده، F_{zdi} مقدار بار عمودی دینامیکی روی چرخ‌ها است. توجه شود از آنجایی که در هنگام عبور خودرو در مسیرهای مسطح، میزان تغییرات شتاب عمودی، بسیار ناچیز است، تاثیرات آن در نیروی عمودی روی سطح تایر، قابل چشم پوشی است.

$$F_{zdFL} = -\left(\frac{h_F m_s c_{FR}}{L T_F} (\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv) \right) + \left(\left(\frac{h m_s l_R}{T_F L} \right) (\ddot{y} + ru) \right) \quad (12)$$

$$F_{zdFR} = -\left(\frac{h_F m_s c_{FL}}{L T_F} (\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv) \right) - \left(\left(\frac{h m_s l_R}{T_F L} \right) (\ddot{y} + ru) \right) \quad (13)$$

$$F_{zdRL} = \left(\frac{h_R m_s c_{RR}}{L T_R} (\ddot{x} + g \sin(\alpha) - rv) \right) + \left(\left(\frac{h m_s l_F}{T_R L} \right) (\ddot{y} + ru) \right) \quad (14)$$

در مرکز شکل ۱، وظیفه تنظیم مقادیر اولیه بر اساس خروجی حسگرها را برعهده دارد. یکی دیگر از وظایف این قسمت، استفاده از داده‌های حسگرهای دور چرخ برای محاسبه سرعت مرجع حرکت طولی خودرو است. برای حالت شتاب‌گیری از کمینه سرعت چرخ‌ها در شعاع چرخ به عنوان مرجع و برای حالت ترمزگیری از بیشینه سرعت چرخ‌ها در شعاع چرخ به عنوان سرعت مرجع استفاده می‌شود. مدل از قسمت معادلات دینامیکی بهره می‌برد که شامل دینامیک پیچ، دینامیک رول و دینامیک مربوط به جابه‌جایی عمودی سیستم تعلیق است. قسمت مربوط به دینامیک رول از معادله (۱۶)، دینامیک پیچ از معادله (۱۷) و دینامیک عمودی و سیستم تعلیق از معادلات (۳) تا (۷) بهره می‌برد. همانطور که معادلات نام برده نشان می‌دهد در این معادلات تمامی تاثیرات و عوامل از جمله شتاب‌های ژيروسکوپیک در نظر گرفته شده است. طبق مرجع [۲۹] معادلات دینامیک و مدل‌سازی با این سطح دقت به مدل‌سازی کوپل دینامیکی معروف هستند که دارای بیشترین تأثیر و بیشتر برهمکنش واقعی بین حالت‌ها در خودرو است.

۳- سخت‌افزار و اعتبار دهی مدل‌سازی‌ها

به‌منظور اعتباردهی مدل و شبیه‌سازی، تست‌های استاندارد فرمان‌پذیری از جمله تعویض خط دوگانه و ورودی سینوسی پایدار استاندارد انجام شده است.

۳-۱- خودروی تست

تست‌ها و شبیه‌سازی‌ها با خودروی رانا محصول شرکت ایران‌خودرو انجام شده است. پارامترها و ویژگی‌های خودرو تست در جدول ۱ آمده است. اطلاعات جدول مذکور حاصل از جمع‌آوری اطلاعات سازنده و همچنین تست و اندازه‌گیری با خودروی تست است.

همانطور که در جدول ۱ دیده می‌شود، ضریب میرایی سیستم تعلیق جلو و عقب در دو حالت کشش و فشار به‌صورت جداگانه در نظر گرفته می‌شود. در صورتی که Z_{usi} مثبت باشد، از مقادیر کشش و در صورت منفی از مقادیر فشار جهت محاسبه نیروی میرایی سیستم تعلیق استفاده می‌شود.

۳-۲- مازول اندازه ده دینامیکی

سخت‌افزار مورد استفاده مازول اندازه‌ده دینامیکی است. این مازول که توسط شرکت هوش فناوران آروین ماهان توسعه داده شده است، متشکل از حسگرهای شتاب‌سنج سه‌جهته، ژيروسکوپ سه‌جهته و سیستم موقعیت‌یابی^۱

مقدار نیروی عمودی کل روی هر چرخ (مجموع استاتیکی و دینامیکی) عبارت است از:

$$F_{zFR} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_R c_{FL}}{L T_F} \right) + F_{zdFR} \quad (18)$$

$$F_{zFL} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_R c_{FR}}{L T_F} \right) + F_{zdFL} \quad (19)$$

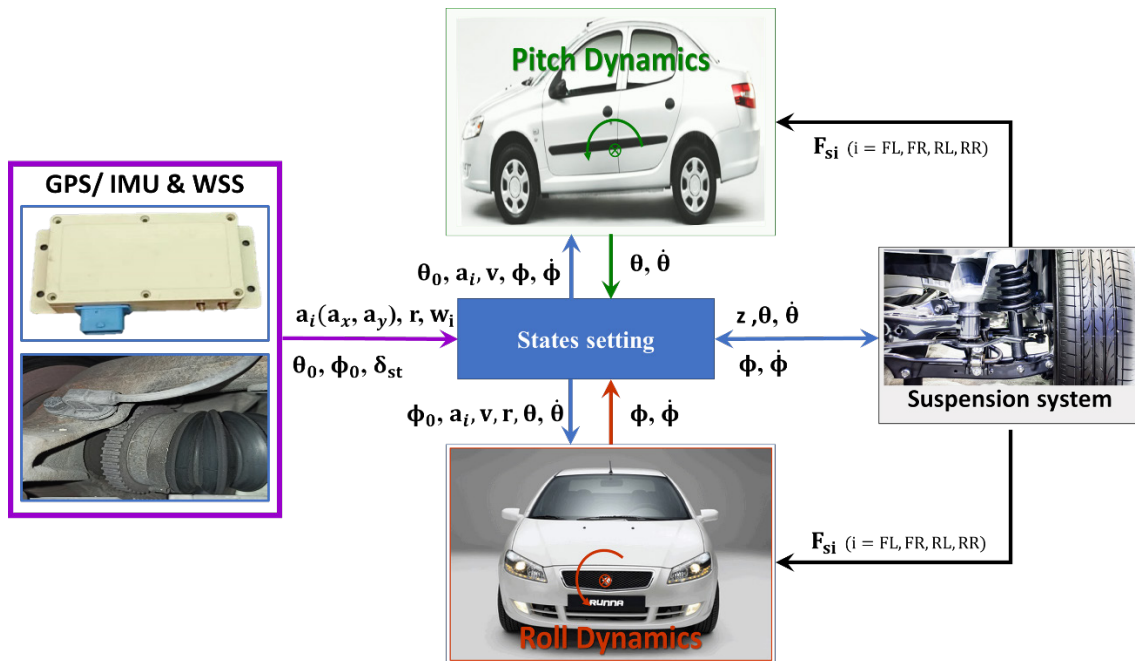
$$F_{zRL} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_F c_{RL}}{L T_R} \right) + F_{zdRL} \quad (20)$$

$$F_{zRR} = \left(\frac{mg \cos(\alpha) l_F c_{RL}}{L T_R} \right) + F_{zdRR} \quad (21)$$

۲-۱- مدل تلفیقی سخت‌افزاری-نرم‌افزاری

در مدل‌سازی دینامیک خودرو، یکی از پیچیده‌ترین اجزای خودرو، تایر است زیرا رفتار آن متأثر از پارامترهای بسیار زیادی است. تحریک خودرو با ورودی‌های زاویه فرمان و گشتاورهای ترمزی و جلوبرندگی چرخ، موجب ایجاد نیروهای تایر می‌شود. این نیروها مرکز ثقل خودرو را تحت تأثیر قرار می‌دهند و باعث ایجاد شتاب‌ها طولی، عرضی و عمودی در مرکز ثقل خودرو می‌شوند [۳۰]. از آنجایی که تأثیر نیروهای عمودی تایر در ایجاد شتاب طولی (a_x)، شتاب جانبی (a_y) و سرعت دورانی حول محور عمودی است، در این مطالعه، به‌منظور اجتناب از خطاهای مدل‌سازی تایر و پیچیدگی تحلیل دقیق رفتار تایر، از یک سخت‌افزار استفاده شده که با سایر معادلات حرکت، تلفیق می‌شود. با این کار بدون نیاز به مدل‌سازی‌های پیچیده و سنگین تایر، خروجی رفتار تایر که همان شتاب‌ها و حرکت یاب هستند، اندازه‌گیری می‌شوند.

همان‌طور که در شکل ۱ می‌توان مشاهده کرد، یک مدل تلفیقی ریاضی و سخت‌افزاری توسعه یافته است تا بیانگر رفتار دینامیک خودرو باشد. مدل بدین صورت است که سخت‌افزار، شتاب‌های وارده در محل مرکز ثقل خودرو (a_x و a_y)، سرعت دورانی چرخ‌ها (w_i)، مقدار اولیه زوایای پیچ (θ) و رول (ϕ) را اندازه‌گیری کرده و این مقادیر برای محاسبه سایر حالات سیستم به عنوان ورودی به مدل ریاضی داده می‌شوند. قسمت قرارگرفته



شکل ۱. مدل تلفیقی نرم‌افزاری-سخت‌افزاری خودرو و استفاده از ماژول اندازه‌دهنده دینامیکی به عنوان جایگزین مدل تایر

Fig. 1. Vehicle hardware-software couple model with using dynamic measuring module instead of tyre dynamics model

پردازش ارسال می‌شود. حافظه لحظه‌ای دریافت داده خالی و برای دریافت بسته بعد و منظم کردن آن آماده می‌شود. تمامی این مراحل در نرم‌افزار سیمولینک انجام می‌شوند.

در ماژول اندازه‌دهنده از سه شتاب‌سنج-ژیروسکوپ^۱ استفاده شده است. نکته‌ای که در خصوص این ماژول‌ها وجود دارد این است که همانند تمام حسگرهای الکترونیکی خروجی این حسگرها همراه با نویز است و همچنین این حسگرها، هر کدام از پارامترهای ذکر شده را به صورت مستقل اندازه‌گیری می‌کنند. به منظور رفع موارد یادشده دو دسته فیلتر روی داده‌های خروجی اعمال می‌شوند. دسته اول، فیلترهایی هستند که جهت همخوانی داده‌ها استفاده می‌شوند. این فیلترها در داخل ماژول و قبل از درگاه خروجی اعمال می‌شوند که شامل فیلتر اجباری [۳۱ و ۳۲] و فیلتر کالمن [۳۳] و [۳۴] است. فیلتر اجباری بر روی داده‌های هر شتاب‌سنج-ژیروسکوپ به صورت مستقل اعمال می‌شود تا مقادیر مربوط به شتاب‌های خطی و سرعت‌های ژیروسکوپیک با کیفیت مطلوبی ارائه شود. از فیلتر کالمن جهت

است. این ماژول دارای حسگر پدال گاز، حسگر پدال ترمز، ورودی منطبق بر سیگنال‌های حسگر دور چرخ سیستم ترمز ضد قفل و حسگر فرمان است. تمامی ورودی‌های نام‌برده همراه با اطلاعات حسگرهای روی برد (مجموعه شتاب‌سنج و ژیروسکوپ‌ها)، به صورت خروجی در دو درگاه سریال^۱ و باس کن^۲ ارائه می‌دهد. این دستگاه توانایی برداشت داده تا فرکانس ۴۰۰ نمونه بر ثانیه را دارد اما به دلیل نیاز به ایجاد ارتباط برخط با نرم‌افزار سیمولینک، در مقدار فرکانس اندازه‌گیری ۱۰۰ هرتز تنظیم می‌شود. خروجی این حسگر به صورت بسته داده سریال با طول ۸۴ بایت است که با فرمت باینری ارائه می‌شود. از این رو داده‌ها قبل از استفاده، نیاز به گسترش دارند زیرا داده‌ها در نگاه اولیه به صورت اعداد باینری پشت سر هم هستند. فرایند گسترش بر اساس چینش بایت‌ها در خروجی سریال است. دلیل استفاده از باینری اجتناب از محدودیت‌های درگاه دریافت و ارسال و همچنین افزایش سرعت انتقال داده است. در پایان هر بسته شناسه، معادل باینری N/N/R/R/ ارسال می‌شود. با تشخیص این شناسه بسته به اتمام رسیده و به مرحله بعد جهت

1 RS485

2 CAN bus

جدول ۱. مشخصات خودروی تست

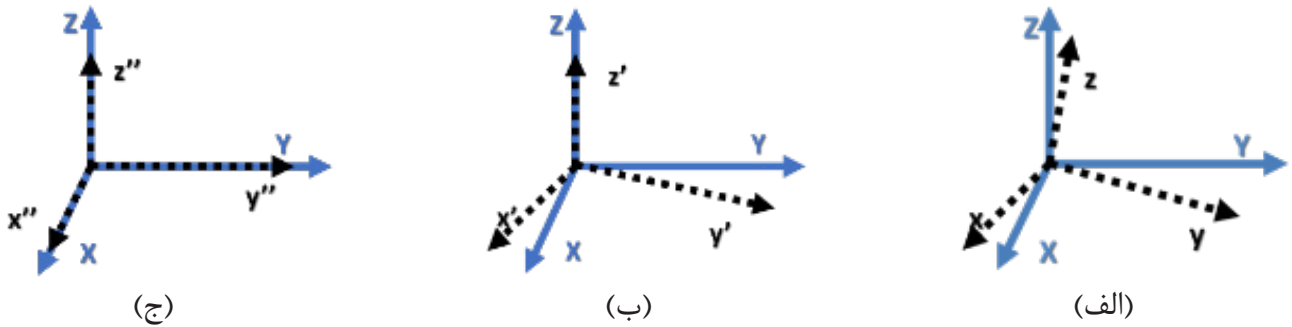
Table 1. Test vehicle specification

پارامتر	مقدار	علامت
جرم خودروی خالی (kg)	۱۱۰۰	m
جرم فنربندی نشده (kg)	۱۶۳	m_{us}
جرم فنربندی شده (kg)	۹۳۷	m_s
فاصله اکسل جلو تا عقب (mm)	۲۵۸۰	L
فاصله مرکز ثقل تا محور جلو (mm)	۱۰۵۴	l_F
فاصله مرکز ثقل تا محور عقب (mm)	۱۵۲۶	l_R
فاصله چرخ تا چرخ جلو (mm)	۱۸۶۰	$T_F(c_{FL} + c_{FR})$
فاصله چرخ تا چرخ عقب (mm)	۱۸۴۰	$T_R(c_{RL} + c_{RR})$
ارتفاع مرکز جرم کل خودرو	۳۴۰	h
ارتفاع مرکز ثقل بار مؤثر محور جلو خودرو	۳۵۰	h_F
ارتفاع مرکز ثقل بار مؤثر محور عقب خودرو	۳۲۵	h_R
ممان اینرسی راستای x (kgm^2)	۳۲۵	I_{xx}
ممان اینرسی راستای y (kgm^2)	۷۳۱	I_{yy}
ممان اینرسی راستای z (kgm^2)	۱۲۵۰	I_{zz}
فاصله صندلی چپ جلو تا مرکز جرم (mm)	۳۵۰،۴۵۰	x_{pFL}, y_{pFL}
فاصله صندلی راست جلو تا مرکز جرم (mm)	۳۵۰،۴۵۰	x_{pFR}, y_{pFR}
فاصله صندلی راست عقب تا مرکز جرم (mm)	۶۸۰،۴۵۰	x_{pRL}, y_{pRL}
فاصله صندلی چپ عقب تا مرکز جرم (mm)	۶۸۰،۴۵۰	x_{pRR}, y_{pRR}
فاصله مرکز صندوق خودرو تا مرکز جرم (mm)	۱۱۱۰	x_{tr}
ضریب فنریت سیستم تعلیق جلو (N/m)	۲۲۰۰۰	k_{sFi}
ضریب فنریت سیستم تعلیق عقب (N/m)	۱۹۵۰۰	k_{sRi}
میرایی تعلیق جلو (کشش) (N/mm/s)	۴/۷۱	c_{sFi}
میرایی تعلیق جلو (فشار) (N/mm/s)	۳/۳۲	c_{sFi}
میرایی تعلیق عقب (کشش) (N/mm/s)	۲/۵	c_{sRi}
میرایی تعلیق عقب (فشار) (N/mm/s)	۱/۴۳	c_{sRi}

اعمال تبدیل سری فوریه، شکل ریاضی تخمینی سیگنال را هم در نظر می‌گیرند و بر اساس ذات اصلی سیگنال، سیگنال را ریشه‌یابی می‌کنند. سطح ریشه مدنظر و حساسیت موردنظر قابل تنظیم است. در هر سطح واکاوی سیگنال، مقداری را نیز به‌عنوان ماتریس اضافی در خروجی قرار می‌دهد که می‌توان با استفاده از آن‌ها و ریشه‌نهایی به سیگنال اولیه رسید. از آنجایی که داده‌های شتاب جانبی مدنظر در تست‌های میدانی با ذات سینوسی هستند،

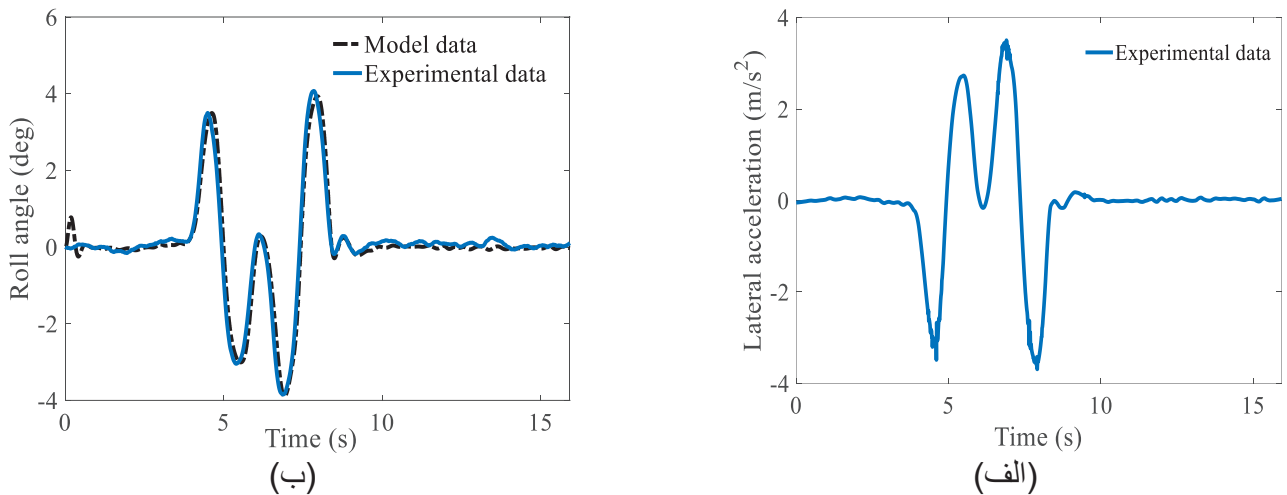
تلفیق داده‌های مربوط به سه شتاب‌سنج-ژیروسکوپ استفاده شده است. جهت حذف نویزهای داده‌های خروجی، فیلترهای پایین‌گذر باتورث^۱ با فرکانس قطع 10 هرتز و تابع موجک (تابع سیمز ۵ با سطح ۴) در مرحله پیش‌پردازش، روی داده‌های خروجی درگاه ماژول پس از عملیات گسترش اعمال شده است [۳۷-۳۵]. توابع موجک از دسته توابع ریاضی برای تشخیص ریشه‌های سیگنال هستند. این توابع علاوه بر فرکانس و توزیع فرکانسی با

1 Butterworth



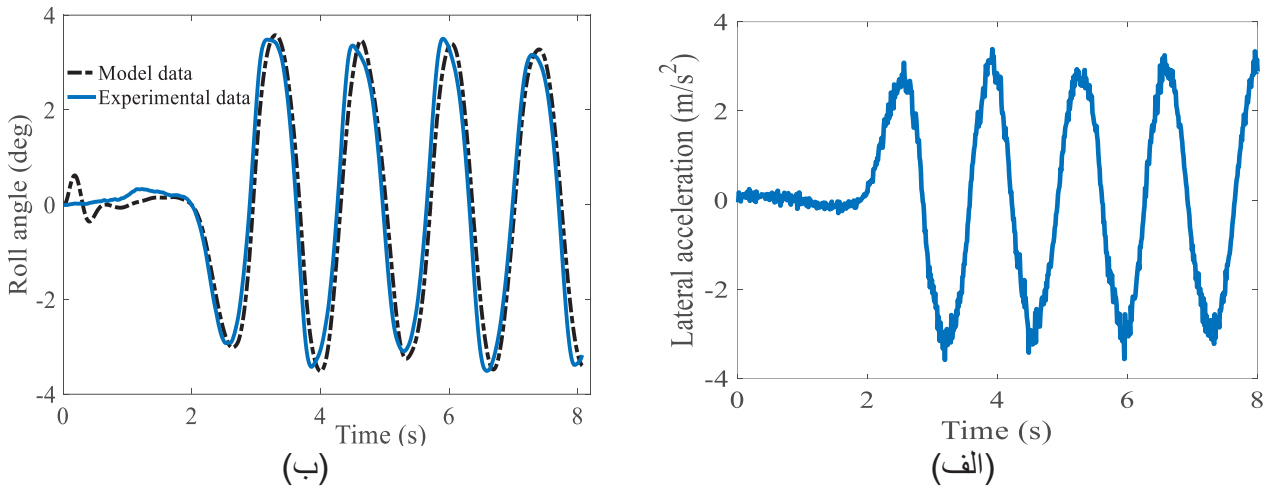
شکل ۲. منطبق سازی محورهای اندازه گیری بر محورهای خودرو (الف) شرایط اولیه محورهای اندازه گیری و محورهای خودرو، (ب) تطبیق محور عمودی اندازه گیری و خودرو و (ج) تطبیق تمامی محورهای اندازه گیری و خودرو

Fig. 2. Adaptation of the measurement axes to the vehicle standard axis (a) The initial conditions of the measuring axes and the vehicle axes, (b) Adaptation of the vertical measuring axis to the vehicle, and (c) Adaptation of all the measuring axes and the vehicle standard axes



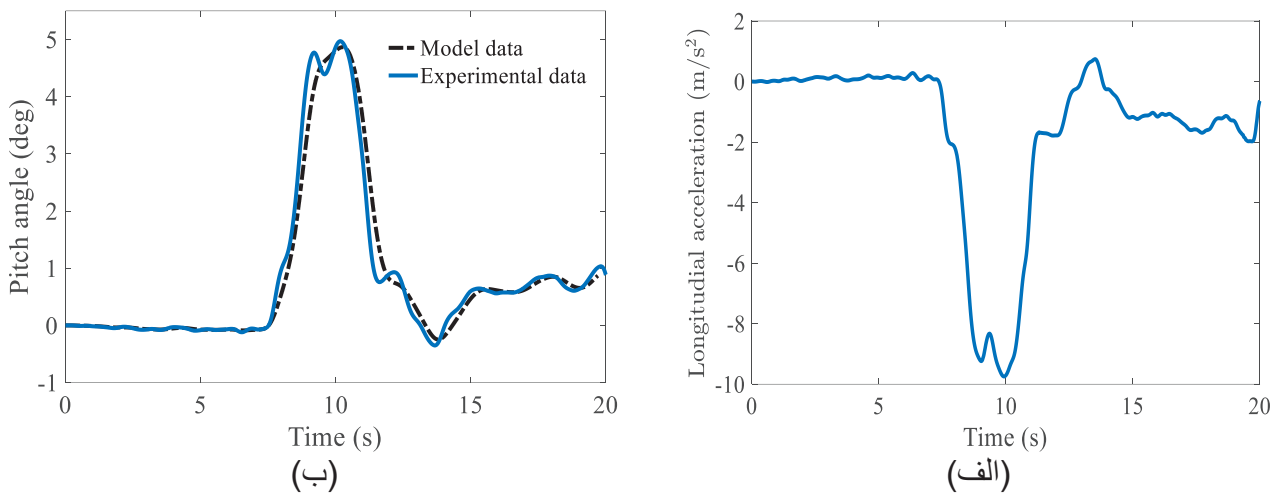
شکل ۳. (الف) شتاب جانبی مرکز ثقل خودرو در مانور تعویض خط دوگانه، (ب) زاویه رول خودرو در حالت آزمایشگاهی و حالت شبیه سازی با مدل تلفیقی

Fig. 3. (a) Lateral acceleration of the vehicle center of gravity in the double lane change maneuver, (b) Experimental and simulation variations of vehicle body roll angle



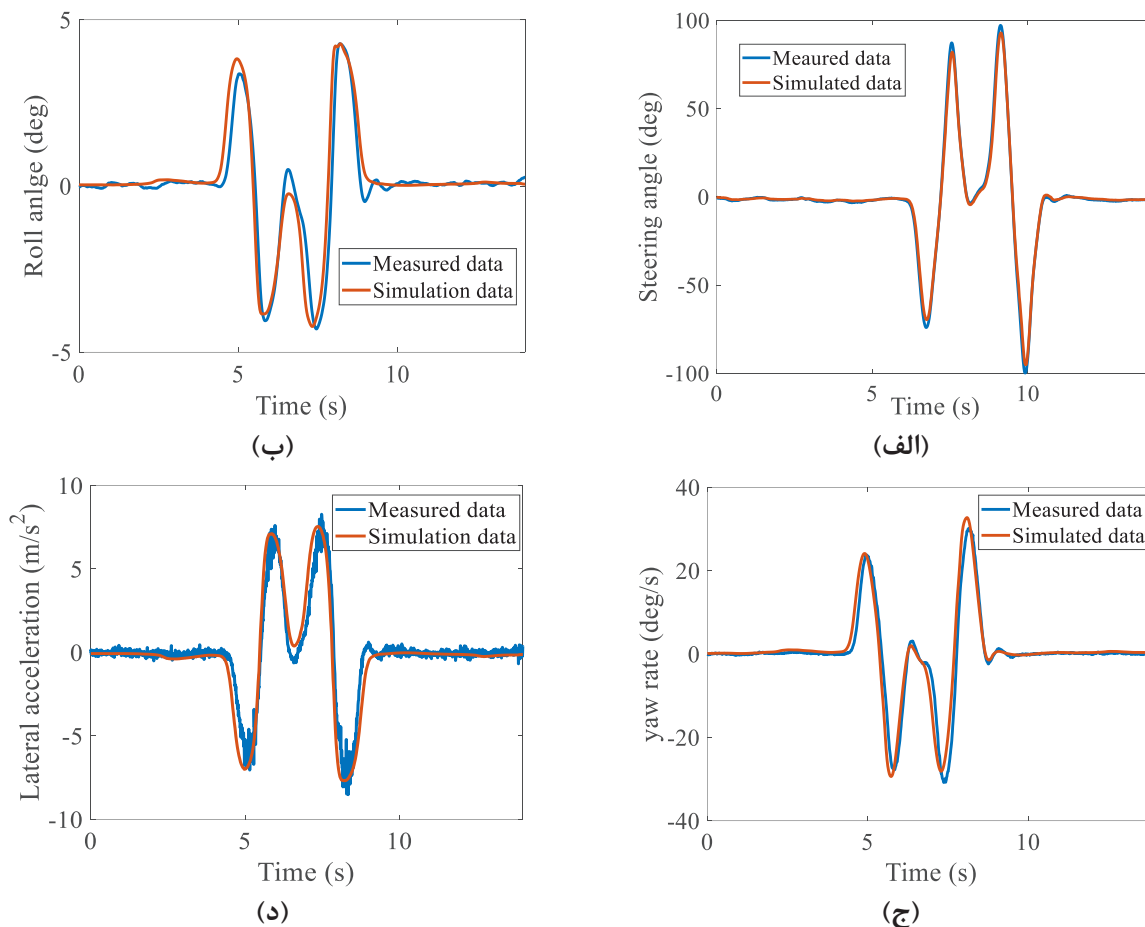
شکل ۴. (الف) شتاب جانبی مرکز ثقل خودرو در مانور ورودی فرمان سینوسی، (ب) زاویه رول خودرو در حالت آزمایشگاهی و حالت شبیه‌سازی با مدل تلفیقی

Fig. 4. a) lateral acceleration of vehicle center of gravity in sinusoidal steering input maneuver, (b) Experimental and simulation variations of vehicle body roll angle



شکل ۵. (الف) شتاب طولی مرکز ثقل خودرو در مانور ورودی ترمزگیری، (ب) زاویه پیچ خودرو در حالت آزمایشگاهی و حالت شبیه‌سازی با مدل تلفیقی

Fig. 5. (a) Longitudinal acceleration of the vehicle center of gravity in the braking input maneuver, (b) Experimental and simulation variations of vehicle body pitch angle during



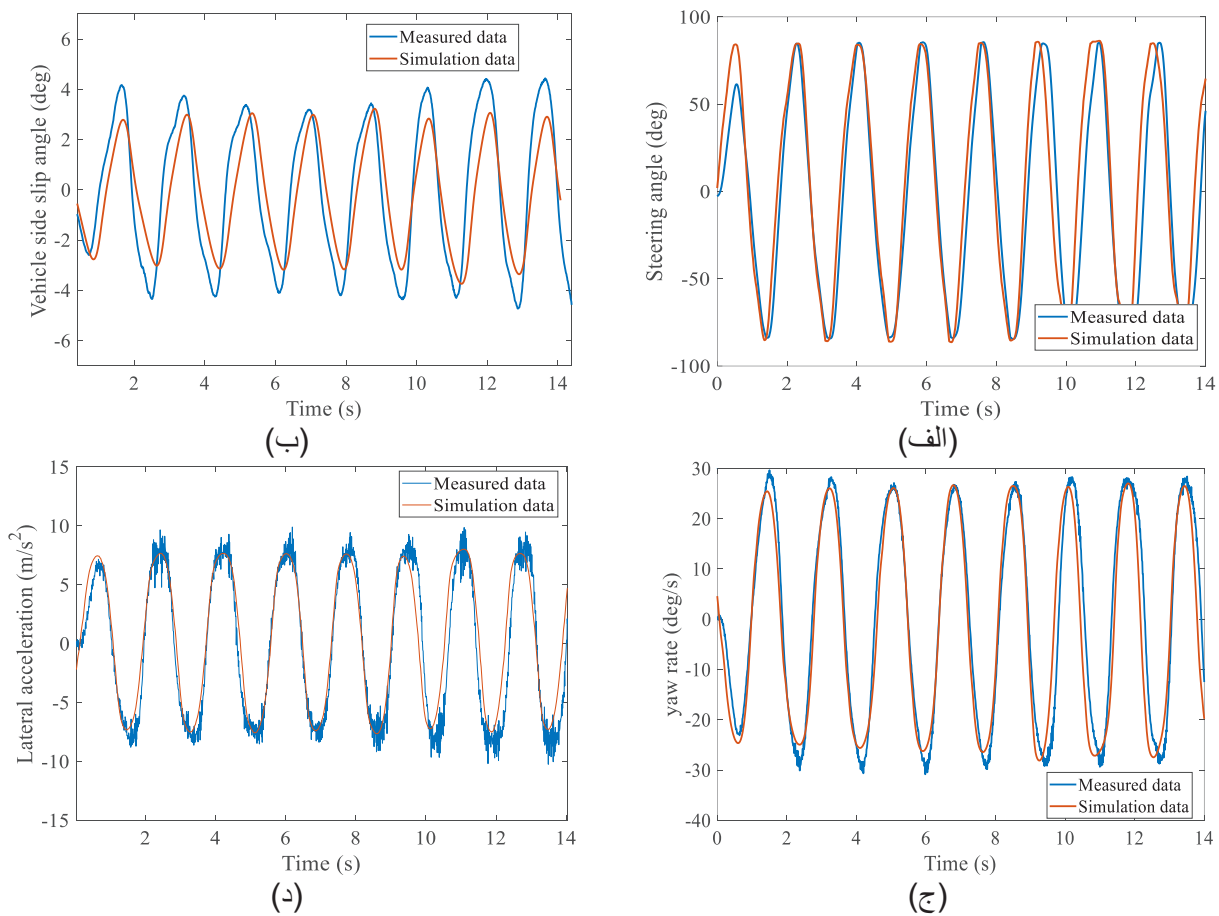
شکل ۶. مقایسه نتایج شبیه‌سازی در نرم‌افزار کارسیم و تست واقعی در مانور تعویض خط دوگانه، (الف) زاویه فرمان ورودی، (ب) زاویه رول، (ج) تغییرات نرخ زاویه یابو، (د) تغییرات شتاب جانبی

Fig. 6. Comparison of simulation results in Carsim software and experimental result in double lane change maneuver, (a) steering angle variations as input, (b) roll angle variations, (c) yaw rate angle variations, (d) lateral acceleration variations

راننده شبیه‌سازی شده است. یکی از ورودی‌های بسیار مهم در شبیه‌سازی، داده‌های مربوط به عملکرد تایر است. تایر خودرو آزمایش، تولید شرکت بارز است، بدین منظور از مدل پژکا^۱ و ضرایب مربوط به تایر یاد شده استفاده شد. پارامترهای مدل پژکا تایر بکار گرفته در نرم‌افزار کارسیم از مرجع [۳۹] برداشت شده است. این مدل، یک مدل استاندارد است که در نرم‌افزار کارسیم نیز تعریف شده است. بدین منظور ضرایب پژکا تایر مذکور در مدل خام نرم‌افزار قرار گرفت. همان‌طور که شکل ۶ نشان می‌دهند، شبیه‌سازی انجام شده در نرم‌افزار کارسیم به خوبی بازگوکننده رفتار واقعی خودروی تست است و می‌توان در گام‌های پیش‌رو به نتایج آن استناد کرد.

پیاده‌سازی مدل در نرم‌افزار نسخه ۲۰۱۸ انجام گرفته و تمامی پارامترهای مربوط به خودرو که در جدول ۱ گزارش شده در تنظیمات نرم‌افزار وارد شده است. مانورهای انتخابی جهت بررسی و اعتباردهی مدل شبیه‌سازی، مانور تعویض خط دوگانه و مدل ورودی سینوسی ممتد، است. به منظور مدل‌سازی مانور، ورودی فرمان تست واقعی و مسیر استاندارد تست در نرم‌افزار تنظیم شده است. سعی شده است تا سرعت خودرو در حین مانور واقعی در نتیجه، سرعت خودرو در شبیه‌سازی ثابت بماند، این موضوع باعث کاهش پیچیدگی‌ها در شبیه‌سازی تست می‌شود.

مدل‌سازی و شبیه‌سازی طبق ورودی‌های اعلام شده انجام و خودروی تست، رانا در نظر گرفته شده است. مانور در گروه مانورهای کنترل توسط



شکل ۷. مقایسه نتایج شبیه‌سازی در نرم‌افزار کارسیم و تست واقعی در مانور ورودی سینوسی پایدار، (الف) زاویه فرمان ورودی، (ب) زاویه لغزش خودرو، (ج) تغییرات نرخ زاویه یاء، (د) تغییرات شتاب جانبی

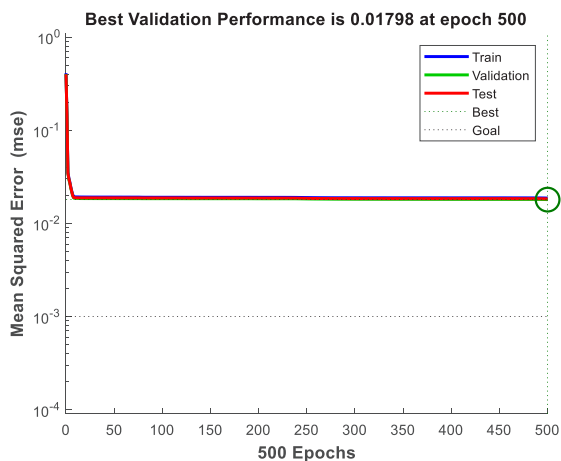
Fig. 7. Comparison of simulation results in Carsim software and experimental result in continuous sinusoidal input maneuver, (a) steering angle variations as input, (b) roll angle variations, (c) yaw rate angle variations, (d) lateral acceleration variations

قدرتمند و میان‌باب غیرخطی هستند که از داده‌های ورودی و خروجی واقعی سود می‌برند. با این حال، در استفاده از شبکه عصبی مصنوعی بایستی به ساختار مناسب شبکه عصبی توجه ویژه‌ای داشت. در این مقاله ساختار چندلایه‌ای از نرون ANN مورد استفاده قرار گرفته است. به دلیل وجود داده انباشته بالا و همچنین پوشش غیر کامل داده‌ها نسبت به وسعت کامل عملکردی، احتمال بالای بیش‌مانشی در فرایند آموزش شبکه عصبی وجود دارد. برای جلوگیری از بیش‌مانشی و افزایش انعطاف شبکه عصبی، از روش قوانین بایزیسین^۱ جهت آموزش شبکه عصبی مصنوعی استفاده شده است.

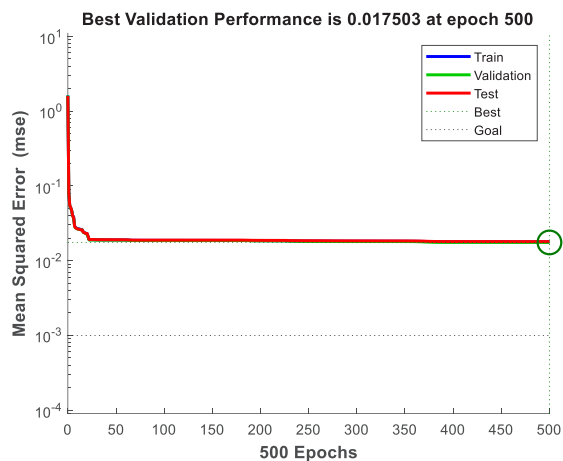
۴- شبکه عصبی و آموزش آن

هنگامی که مسافران و بار همراه در یک خودرو تغییر می‌کند چندین پارامتر خودرو تغییر می‌کنند. نقطه کاری سیستم تعلیق، مختصات مرکز جرم، اینرسی‌های دورانی خودرو و جرم کلی خودرو از جمله پارامترهایی هستند که با تغییر وزن سرنشینان خودرو، تغییر می‌کنند. به دلیل وجود عوامل غیرخطی در دینامیک خودرو و پیچیدگی آن، عملکرد روش‌های سنتی در زمینه تخمین پارامترهای هدف همراه با خطای زیادی خواهد بود.

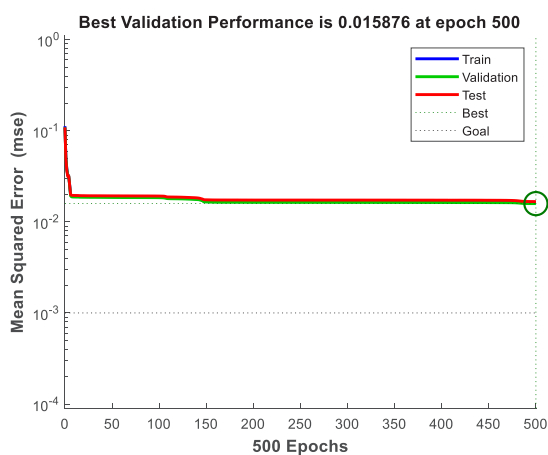
روش دوم برای تخمین پارامترهای خودرو، استفاده از مزیت‌های روش شبکه عصبی مصنوعی است. شبکه‌های عصبی مصنوعی دارای ساختار



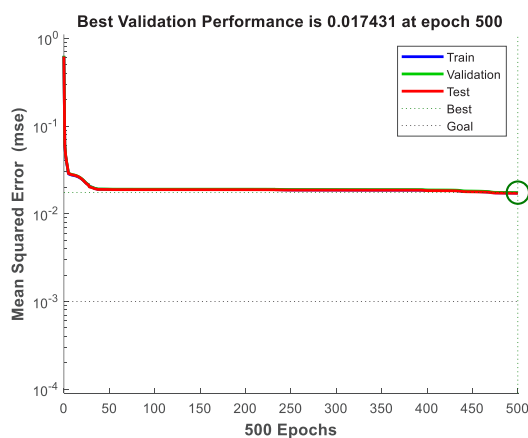
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل ۸. عملکرد شبکه عصبی با ساختار چینش تعداد نورون در هر لایه به صورت (الف): ۱۰-۱۰-۱۰، (ب): ۱۰-۵، (ج): ۲۰-۲۰ و (د): ۱۰-۱۰

Fig. 8. Performance of artificial neural networks in different layers-norons combinations, (a) 10-10-10, (b) 10-5, (c) 20-20, (d) 10-10

خودرو و عبوری از مرکز جرم خودرو است. ورودی بلوک پیچ، مقدار شتاب طولی و زاویه پیچ است و خروجی آن توزیع جرم اضافه شده به خودرو خالی، نسبت به محور عرضی خودرو و عبوری از مرکز جرم خودرو است. شکل ۸ نشان دهنده عملکرد شبکه عصبی با چینش‌های مختلف است. همانطور که ملاحظه می‌شود چینش ۱۰-۱۰ دارای کمترین میزان خطا (۰/۰۱۵۸۷۶) در ۵۰۰ دور تلاش است.

شبکه عصبی مصنوعی نیاز به بانک داده جهت آموزش، اعتبارسازی و آزمایش دارد. بانک داده‌ای که در این مطالعه از آن استفاده شده است، مخلوطی از داده‌های خروجی مستقیم تست و داده‌هایی است که با استفاده از

روش بایزین روشی بر مبنای احتمالات است که هم ساختار شبکه و هم خطای تخمین را در زمان آموزش در نظر می‌گیرد. مطالعات بسیاری در زمینه آموزش به روش بایزین در منابع [۴۲-۴۰] انجام شده است.

ساختار برگزیده برای شبکه عصبی پیشنهادی دارای دو لایه پنهان است که هر کدام متشکل از ۱۰ نورون می‌باشند. این ساختار با استفاده از تلاش و خطا انتخاب شده است. جهت تخمین، دو ساختار شبکه عصبی یکسان نام برده، برای دینامیک رول (بلوک رول) و دینامیک پیچ (بلوک پیچ) استفاده شده است. ورودی بلوک رول، مقدار شتاب عرضی و زاویه رول است و خروجی آن توزیع جرم اضافه شده به خودرو خالی نسبت به محور طولی

قرار گرفته در صندوق عقب خودرو و همچنین M_{pi} جرم معادل سرنشینان در قسمت جلو راست (FR)، جلو چپ (FL)، عقب راست (RR) و عقب چپ (RL) خودرو است. اینرسی کلی خودرو نیز با در نظر گرفتن جرم سرنشینان و محل قرارگیری سرنشینان محاسبه می‌شود.

$$I_{xT} = I_{xC} + Mp_{FL}xp_f^2 + Mp_{FR}xp_f^2 + Mp_{RL}xp_r^2 + Mp_{RR}xp_r^2 \quad (30)$$

$$I_{yT} = I_{yC} + Mp_{FL}yp_f^2 + Mp_{FR}yp_f^2 + Mp_{RL}yp_r^2 + Mp_{RR}yp_r^2 + M_{ir}yt^2 \quad (31)$$

$$I_{zT} = I_{zC} + Mp_{FL}(xp_f^2 + yp_f^2) + Mp_{FR}(yp_f^2 + xp_f^2) + Mp_{RL}(yp_r^2 + xp_r^2) + Mp_{RR}(xp_r^2 + yp_r^2) + M_{ir}yt^2 \quad (32)$$

که xp و yp فاصله طولی و عرضی سرنشینان جلو راست (FR)، جلو چپ (FL)، عقب راست (RR) و عقب چپ (RL) خودرو از دستگاه مختصات مستقر در مرکز ثقل خودرو است. I_{xC} ، I_{yC} و I_{zC} ممان اینرسی خودرو خالی حول محورهای به ترتیب طولی (x)، عرضی (y) و عمودی (z) خودرو و I_{xT} ، I_{yT} ، I_{zT} ممان اینرسی کل خودرو حول محورهای یاد شده است. اکستریم‌های شتاب جانبی و زاویه رول به عنوان ورودی و مجموع وزن سرنشینان چپ و مجموع وزن سرنشینان راست به عنوان خروجی بلوک شبکه عصبی رول هستند. همین روند برای آموزش شبکه عصبی دینامیک پیچ تکرار می‌شود، در حالتی که اکستریم‌های شتاب طولی و زاویه پیچ به عنوان ورودی و خروجی مجموع وزن سرنشینان جلو و مجموع وزن سرنشینان عقب است. به منظور ایجاد داده برای شتاب‌های a_x و a_y به عنوان ورودی اولیه از روش زیر استفاده شده است:

$$a_x = 0.65t \sin(2t) \quad (33)$$

$$a_y = 0.65t \sin(2t) \quad (34)$$

مدل اعتبارسازی شده، تولید شده است. بانک داده برای دینامیک رول شامل نقاط اکستریم رول خودرو، شتاب جانبی و مجموع وزن‌های سمت راست و چپ خودرو است که در محل مشخص صندلی‌های خودرو قرار می‌گیرند. بانک داده مربوط به دینامیک پیچ شامل اکستریم‌های زاویه پیچ و شتاب طولی است و همچنین مجموع وزن‌های جلو و عقب است که در محل‌های از پیش تعیین شده قرار می‌گیرند. ۷۰ درصد داده‌ها به آموزش اختصاص داده شده‌اند و ۱۵ درصد برای اعتبارسازی و ۱۵ درصد نیز برای تست شبکه عصبی استفاده شده‌اند. فرض اولیه برای تولید داده این است که سرنشینان خودرو در محل‌های از پیش تعیین شده (صندلی‌های خودرو) قرار گیرند و وزن راننده به صورت مقدار اولیه ۶۰ کیلوگرم در نظر گرفته شده است. وزن اضافه شده مربوط به راننده و وزن سرنشینان بر این اساس تغییر می‌کند. حالات مختلف میزان اضافه‌وزن راننده از مقدار مبنای ۶۰ کیلوگرم با گام تغییرات ۱۰ کیلوگرم فرض می‌شود.

$$M_{Driver} = 60 + [10 \ 20 \ 40 \ 50 \ 60 \ 70] \text{ kg} \quad (27)$$

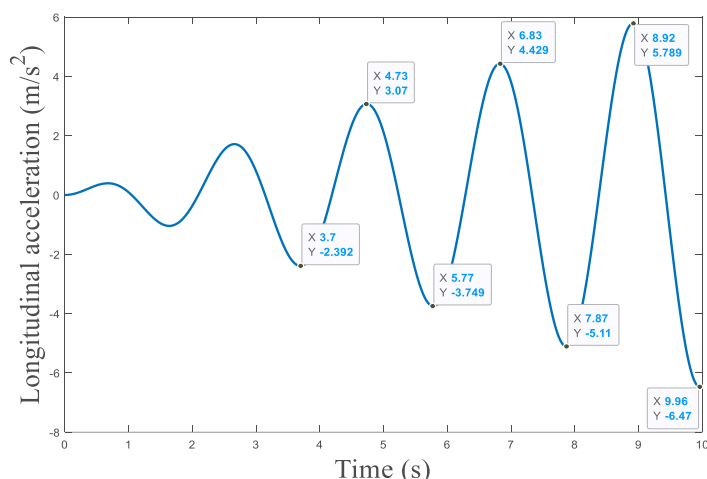
این فرض برای مقدار وزن مسافریں راست جلو، عقب راست و عقب چپ نیز صورت می‌گیرد.

$$M_{Pi} = [0 \ 50 \ 70 \ 90 \ 110 \ 130] \text{ kg} \quad (28)$$

فرض‌های فوق ۱۲۹۶ شرایط مختلف بارگذاری ایجاد می‌کند. فرض دیگر این است که هرکدام از مسافریں ۸ درصد وزن خود را به عنوان بار همراه در محل صندوق عقب خودرو قرار دهند. با تغییر بار و سرنشینان خودرو، پارامترهای خودرو تغییر پیدا خواهند کرد. از این رو وزن کلی خودرو با در نظر گرفتن وزن سرنشینان خودرو قابل محاسبه است.

$$M_T = M_{curb} + Mp_{FL} + Mp_{FR} + Mp_{RL} + Mp_{RR} + M_{ir} \quad (29)$$

که M_T جرم کل خودرو، M_{curb} جرم خودرو خالی، M_{ir} مقدار جرم



شکل ۹. نقاط اکسترمم مربوط به داده‌های مصنوعی با استفاده از روابط طراحی شده

Fig. 9. Extreme points related to artificial data which are created by defined function

مقدار زاویه فرمان بیش از ۱۰ درجه است و متوسط میزان شتاب عمودی اندازه گیری شده توسط ماژول اندازه‌دهنده کمتر از $0.05g$ نسبت به شتاب گرانش انحراف دارد و همچنین میزان شتاب طولی کمتر از $0.1g$ تغییرات دارد. مقادیر مرزی انتخاب شده برای انتخاب این مانورها، از تکرار مانورهای مختلف به صورت میدانی حاصل شده است. مانورهایی که در دو دسته مانور مذکور قرار نمی‌گیرند، به عنوان سایر مانورها شناخته می‌شوند. الگوریتم تخمین در مانورهای خالص طولی و عرضی فعال می‌شود.

بر اساس نوع مانور، قسمت شبکه عصبی مربوط به پیچ و یا رول فعال می‌شود و پخش جرم نسبت به محور مربوطه محاسبه می‌شود. پس از این که جرم مربوطه توسط بلوک شبکه عصبی محاسبه شد، بلوک مدل بر اساس این وزن جدید حساب شده و بقیه پارامترهای مرجع میزان زاویه مربوطه را محاسبه می‌کند. سپس میانگین مربعات خطا با استفاده از میزان زاویه اندازه‌گیری شده و میزان زاویه با ورودی‌های تخمین زده‌شده محاسبه می‌شود. ورودی‌های بلوک، مدل مقدار مرجع وزن‌های محاسبه‌شده و همچنین میزان خطای گزارش شده در این مرحله است. همچنین حالات گزارش شده از حالت خودرو را نیز در نظر می‌گیرد تا جرم محاسبه‌شده توسط بلوک شبکه عصبی مصنوعی را مورد قضاوت قرار دهد. شکل ۱۰ نحوه عملیات تخمین توسط الگوریتم را نشان می‌دهد.

هنگامی که خودرو در مسیر مستقیم در حال شتاب‌گیری است، بلوک شبکه عصبی پیچ از داده‌های اکسترمم زاویه پیچ و شتاب طولی استفاده

که t بیانگر زمان است. شکل ۹ شتاب طولی مصنوعی ایجاد شده و نقاط اکسترمم مربوطه را نشان می‌دهد. پاسخ پیچ مدل به این ورودی و نقاط اکسترمم نشان داده شده جهت آموزش شبکه عصبی بلوک پیچ مورد استفاده قرار می‌گیرد.

روابط و ثوابت طوری تنظیم شده است که شتاب ایجاد شده در محدوده شتاب معمول خودرو باشد. همچنین پراکندگی نقاط اکسترمم به صورتی است تا در تمام گستره شتاب پراکنده باشد. همان‌طور که قبلاً هم بیان شد داده‌های آموزش، مخلوطی از داده‌های تولیدی توسط مدل معتبر و داده‌های تست واقعی هستند. داده‌های واقعی عمدتاً از تست ورودی سینوسی فرمان با وزن سرنشینان مختلف ایجاد شده‌اند. جدول ۲ نشان دهنده مشخصات هر کدام از بلوک‌های شبکه عصبی آموزش دیده جهت تخمین جرم است.

۵- الگوریتم تخمین جرم

الگوریتم تخمین از ورودی‌های حسگر ماژول اندازه‌دهنده دینامیکی استفاده کرده و از شتاب‌های طولی و عرضی و همچنین زوایای رول و پیچ تغذیه می‌کند. مانورها بر اساس داده‌های ماژول اندازه‌دهنده دینامیکی به دسته‌های حرکت طولی خالص، حرکت عرضی خالص و سایر مانورها تقسیم می‌شوند. در مانورهای طولی مقدار زاویه فرمان کمتر از ۱۰ درجه است و متوسط میزان شتاب عمودی اندازه گیری شده توسط ماژول اندازه‌دهنده کمتر از $0.05g$ نسبت به شتاب گرانش انحراف دارد و مانور عرضی خالص، مانوری است

جدول ۲. مشخصات هر کدام از بلوک‌های شبکه عصبی آموزش دیده جهت تخمین جرم

Table 2. Specifications of each trained artificial neural network block for mass estimation

پارامتر	مقدار
تعداد ورودی	۲
تعداد خروجی	۲
تعداد لایه‌های مخفی	۲
تعداد نورون‌ها در لایه اول	۱۰
تعداد نورون‌ها در لایه دوم	۱۰
تابع فعال ساز لایه اول	'tansig'
تابع فعال ساز لایه دوم	'tansig'
تابع فعال ساز خروجی	'pureline'
الگوریتم آموزش	Bayesian
معیار عملکرد	Mean Squared Error (MSE)
بیشینه تعداد تلاش	۲۰۰۰
تعداد کل نمونه‌ها	۹۲۸۲
درصد آموزش/اعتباردهی/تست	۱۵/۱۵/۷۰

ورودی با تغییرات اتفاقی سرعت طولی استفاده شده است. این مانور تلفیقی از دو مانور خالص طولی و خالص عرضی است. مانور دوم که در آن مقدار بار عمودی لحظه‌ای محاسبه می‌شود، مانور تعویض خط دوپل است که در زمره مانورهای عرضی خالص قرار دارد.

لازم به ذکر است که الگوریتم صرفاً برای تخمین وزن استاتیک خودرو، نیاز به یافتن مانور خالص طولی و یا عرضی است تا مقدار وزن استاتیک و موقعیت مرکز جرم خودرو را به روز کند تا مقدار تخمینی در گام دوم دقیق‌تر شود. در حالی در گام دوم، به دلیل استفاده از دینامیک کوپل در مدل تلفیقی، در هر نوع مانوری قابلیت تخمین بار عمودی لحظه‌ای روی تاپر وجود دارد. لازم به ذکر است که الگوریتم پیشنهادی در مسیرهای ناهموار دقت مناسبی ندارد.

۶-۱- شبیه‌سازی و نتایج گام اول- بار عمودی استاتیک

برای تصدیق روش پیشنهادی در مرحله استاتیک، مانور سینوسی با فرکانس متغیر انجام شد. این در حالی است که خودرو دائماً در حال افزایش و کاهش سرعت طولی است. شکل ۱۱ مشخصات ورودی مانور را نشان می‌دهد.

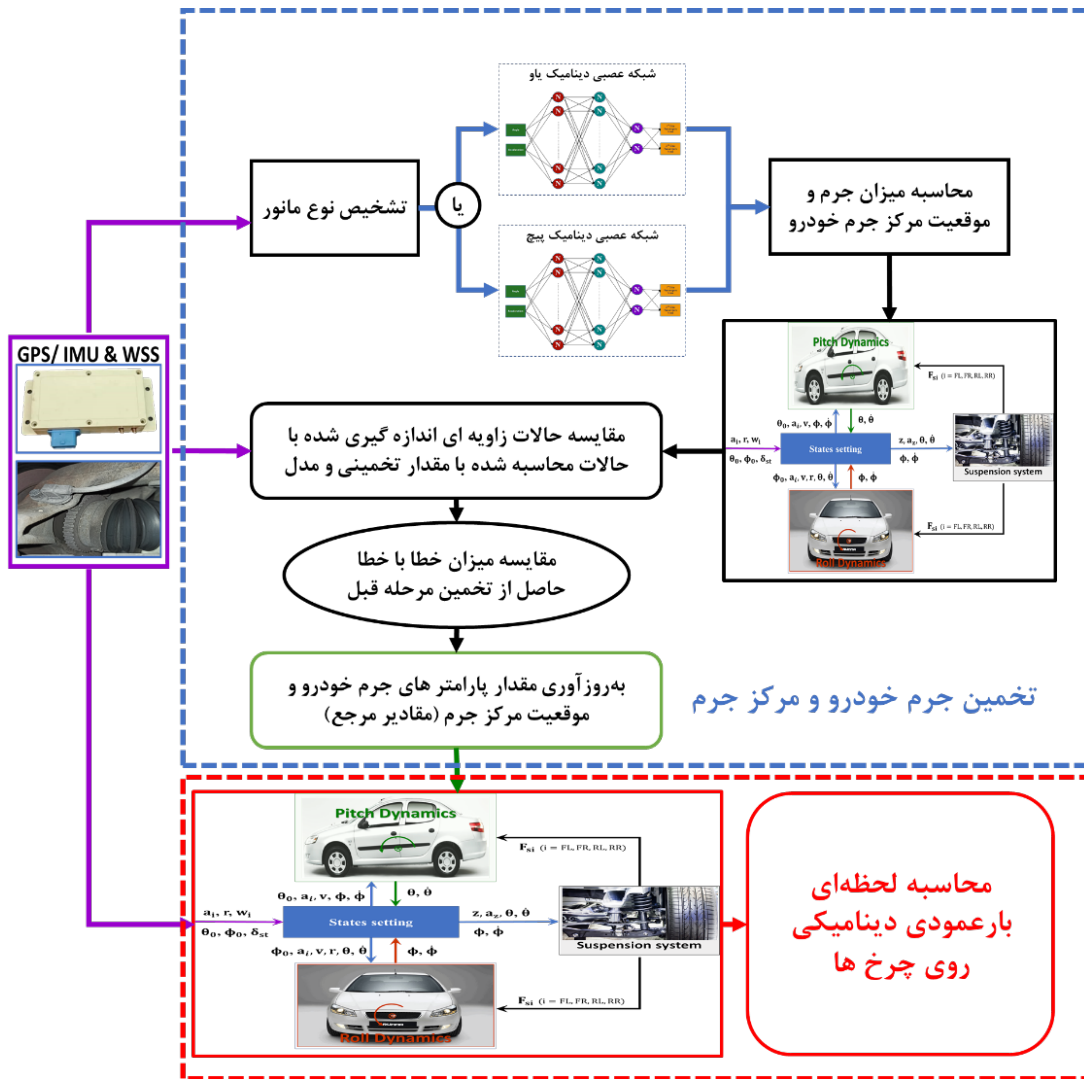
الگوریتم با استفاده از حالت خودرو، هر کدام از بلوک‌های پیچ و رول را فعال کرده است که نتیجه هر کدام تخمین وزن سرنشینان جلو و عقب برای

کرده تا جرم سرنشینان جلو و عقب را تخمین بزند. سپس بلوک مدل پیچ، زاویه پیچ را با استفاده از شتاب طولی اندازه‌گیری شده و سایر پارامترهای مرجع محاسبه می‌کند. سپس شاخص خطا^۱ از زاویه پیچ اندازه‌گیری شده توسط حسگر و همچنین محاسبه شده توسط مدل، بدست می‌آید. اگر شاخص خطای لحظه‌ای کوچک‌تر از مقدار شاخص خطا مرجع بود و حالت خودرو تأیید کرد که خودرو در مانور مربوطه قرار دارد، میزان شاخص خطای حاصله و همچنین وزن‌های تخمین زده شده در این گام در مقادیر مرجع قرار می‌گیرند و مقادیر مرجع بروز رسانی می‌شوند در غیر این صورت مقدار تخمینی موردپذیرش قرار نمی‌گیرد.

۶- شبیه‌سازی و تست الگوریتم پیشنهادی

همان‌طور که اشاره شده است، الگوریتم به دو گام تقسیم می‌شود. تخمین میزان جرم استاتیک خودرو همراه با موقعیت مرکز جرم در گام اول انجام می‌شود و در گام دوم به تخمین زمان-واقعی^۲ میزان بار عمودی روی هر تاپر با استفاد از مدل تلفیقی و مقدار جرم و مرکز جرم تخمین زده شده در گام اول، پرداخته می‌شود. برای صحت‌گذاری گام اول از مانور سینوسی

1 Mean square error (MSE)
2 Real time



شکل ۱۰. شماتیک روش تخمین جرم معادل هر کدام از سرنشینان خودرو و بار عمودی لحظه‌ای روی تایرها

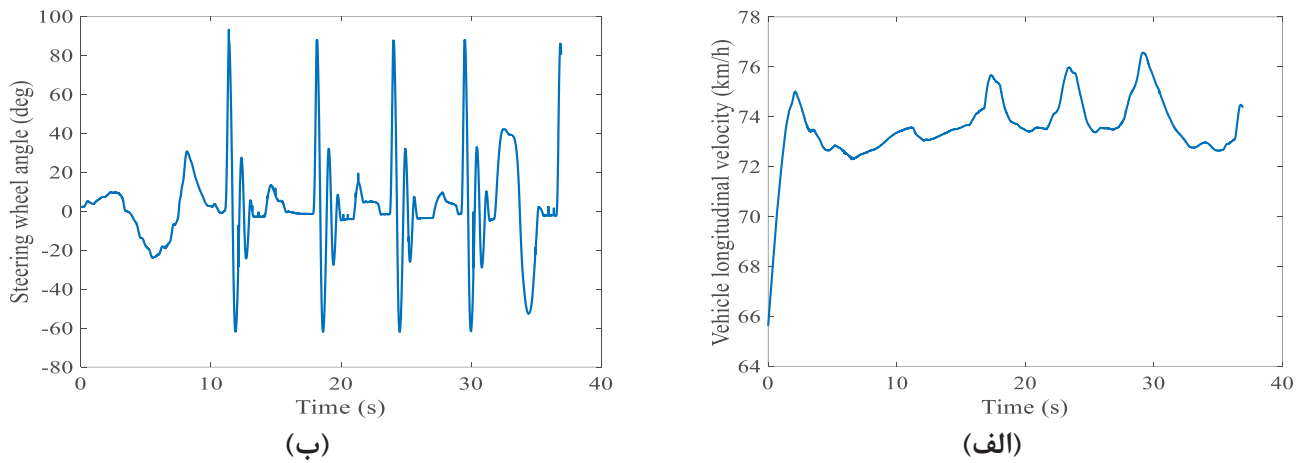
Fig. 10. Estimation method schematic of vehicle mass and the instantaneous vertical load on the tires

سرنشینان سمت چپ خودرو از کل وزن سرنشینان خودرو (x_L) برابر با ۰/۵ است و مقدار اولیه وزن هر کدام از سرنشینان خودرو و سهم وزن اضافه راننده برابر با صفر است.

$$x_F = \left(\frac{Mp_{front}}{Mp_{front} + Mp_{rear}} \right) \quad (35)$$

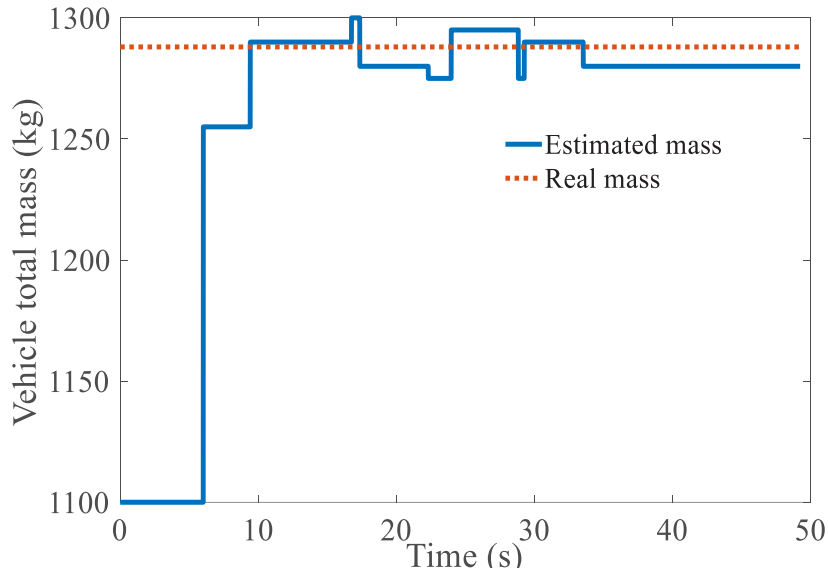
$$x_L = \left(\frac{Mp_{left}}{Mp_{left} + Mp_{right}} \right) \quad (36)$$

بلوک پیچ و تخمین جرم سرنشینان سمت راست و چپ برای بلوک رول است. مجموع جرم تخمینی توسط هر کدام از بلوک‌های پیچ و رول بیانگر مقدار وزن سرنشینان خودرو است. شکل ۱۲ مقادیر مجموع جرم سرنشینان و خودرو خالی را در حالت واقعی و خروجی الگوریتم تخمین را نشان می‌دهد. با تخمین مقدار وزن سرنشینان جلو و عقب توسط بلوک پیچ و سرنشینان سمت راست و سمت چپ توسط بلوک رول، وزن هر کدام از سرنشینان با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شود. لازم به ذکر است که مقدار پیش فرض برای سهم وزن سرنشینان جلو از کل وزن سرنشینان (x_F) و سهم وزن



شکل ۱۱. مشخصات (الف) سرعت و (ب) زاویه فرمان ورودی مانور جهت بررسی عملکرد تخمین گر وزن

Fig. 11. Specification of vehicle speed (a) and steering angle input (b) to evaluate the performance of the estimator



شکل ۱۲. وزن خودرو همراه با سرنشینان - مقدار واقعی و خروجی الگوریتم تخمین

Fig. 12. Vehicle total mass - actual value and estimated value with proposed method

جدول ۳. مقادیر تخمین، مقادیر واقعی و میزان خطا الگوریتم

Table 3. Estimated values, actual values and the error of propose method

مقدار	وزن سرنشینان چپ	وزن سرنشینان راست	وزن کل خودرو
واقعی	۸۳	۱۰۵	۱۲۸۸
تخمین زده شده	۸۰	۱۰۰	۱۲۸۰
%خطا	۳/۷	۴/۷	۰/۶

۶-۲- شبیه‌سازی و نتایج گام اول و دوم- بار عمودی دینامیک

مقدار جرم استاتیک خودرو و موقعیت مرکز جرم از پارامترهای سیستم خودرو است و در طول هر بار راه‌اندازی خودرو معمولاً تغییر نمی‌کند. با شروع حرکت خودرو، الگوریتم در گام اول فعال شده و مقادیر پارامترهای نام برده را تخمین می‌زند، مقادیر تخمین زده شده تا زمان ایستادن خودرو معتبر هستند، از این رو زمان اولیه برای تخمین پارامترها دارای حساسیت بالایی نیست، زیرا عموماً با راه‌اندازی خودرو، مانورهای خاص مورد استفاده در گام اول حاصل می‌شوند. حساسیت زمان، در نتایج گام دوم اهمیت بسیار بالایی دارد، زیرا مقادیر تخمینی در گام دوم جزو حالات سیستم هستند و در لحظه تغییر می‌کنند. یکی از مزایای استفاده از مدل تلفیقی، انتقال بار محاسباتی برای مدل سازی تایر و دینامیک طولی به ماژول اندازه‌دهنده است که باعث افزایش چشمگیر سرعت محاسبات و حصول مقدار لحظه‌ای بار عمودی روی تایرها می‌شود.

عملکرد الگوریتم تخمین در گام دوم، با استفاده از مدل سخت‌افزاری- نرم‌افزاری به صورت میدانی با خودرو بررسی شد. بدین صورت که ماژول اندازه‌دهنده در خودرو تست قرار داده شده و با استفاده از درگاه سریال و مبدل سریال به یو اس بی، به رایانه تست و متلب/سیمولینک متصل شد. طبق رویه‌ای که قبلاً توضیح داده شده اتصال برخط انجام و از آنجایی که امکان اندازه‌گیری بار عمودی لحظه‌ای روی تایرها وجود نداشته است، جهت بررسی صحت مقدار تخمینی بار عمودی دینامیکی تخمین زده شده با کمک الگوریتم، از مدل معتبر یادشده در نرم‌افزار کارسیم استفاده شد. نمودارها در شکل ۱۳ تغییرات بار عمودی محاسبه شده توسط الگوریتم پیشنهادی و همچنین نرم‌افزار کارسیم را نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود الگوریتم با دقت قابل قبولی بار عمودی روی هر کدام از چرخ‌ها را به صورت برخط محاسبه می‌کند. این دستاورد بسیار مهم و پایه‌ای برای طراحی کنترل کننده‌های دینامیک خودرو است.

$$M_p = M_{p_{front}} + M_{p_{rear}} \quad (37)$$

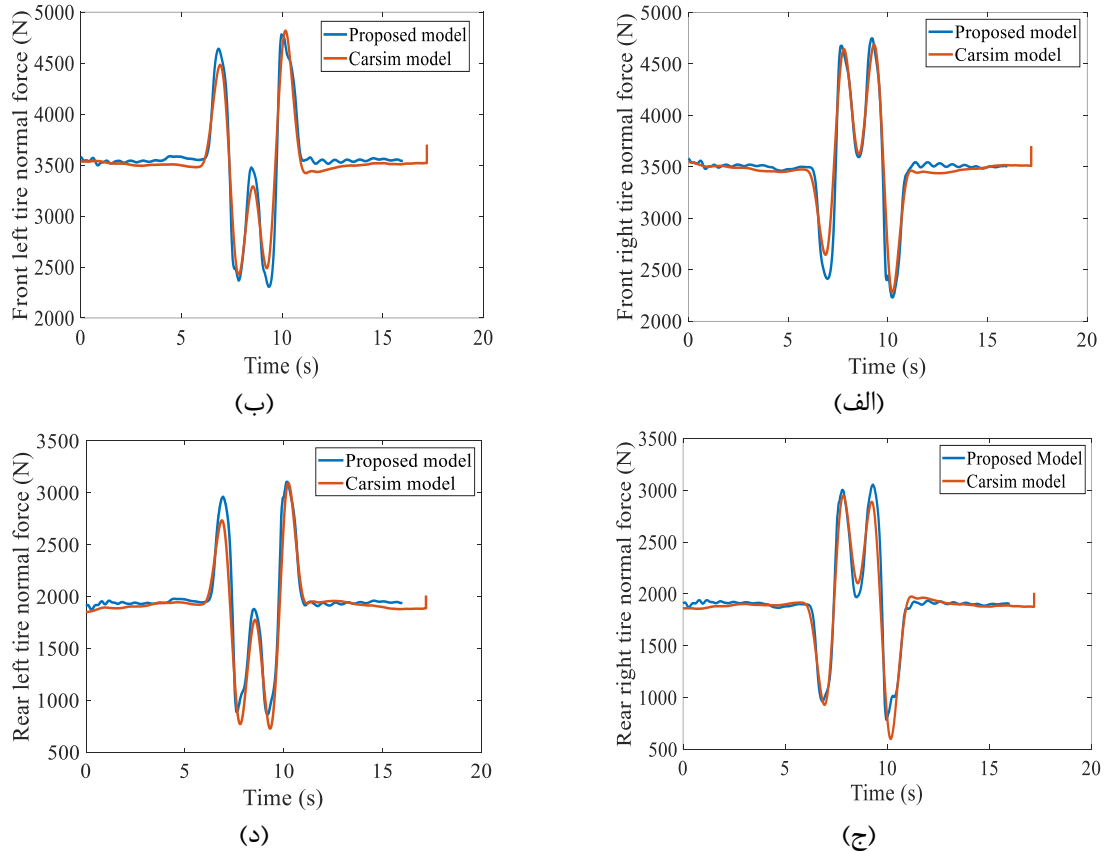
$$M_{p_{FL}} = x_F x_L M_p \quad (38)$$

$$M_{p_{FR}} = x_F (1 - x_L) M_p \quad (39)$$

$$M_{p_{RL}} = (1 - x_F) x_L M_p \quad (40)$$

$$M_{p_{RR}} = (1 - x_F)(1 - x_L) M_p \quad (41)$$

که $M_{p_{front}}$ مجموع جرم سرنشینان جلو، $M_{p_{rear}}$ مجموع جرم سرنشینان عقب، x_F درصد پخش وزن طولی، $M_{p_{left}}$ مجموع جرم سرنشینان سمت چپ، $M_{p_{right}}$ مجموع جرم سرنشینان سمت راست، x_L درصد پخش وزن عرضی، M_p وزن کل مسافران خودرو، $M_{p_{FL}}$ سهم جرم سرنشینان در محل جلو چپ، $M_{p_{FR}}$ سهم جرم سرنشینان در محل جلو راست، $M_{p_{RL}}$ سهم جرم سرنشینان در محل عقب چپ، $M_{p_{RR}}$ سهم جرم سرنشینان در محل عقب راست است. جدول ۳ وزن محاسبه شده هر کدام از سرنشینان خودرو را نشان می‌دهد. بعد از اعمال الگوریتم تشخیص توزیع جرم، نتایج نشان داد که الگوریتم قابلیت تشخیص جرم هر کدام از چارک‌های خودرو زیر ۵ درصد خطا را دارد. لازم به ذکر است که با افزایش زمان تست و مانور، دقت تخمین نیز افزایش می‌یابد.



شکل ۱۳. مقایسه مقدار نیروی عمودی لحظه‌ای تایر با استفاده از الگوریتم پیشنهادی با مقدار خروجی شبیه‌سازی در نرم‌افزار کارسیم، (الف) نیروی عمودی روی چرخ راست جلو، (ب) چپ جلو، (ج) راست عقب، (د) چپ عقب

Fig. 13. Comparison of tyre normal force using the proposed estimation algorithm with Carsim simulation model, (a) vertical force on the front right wheel, (b) left front, (c) right rear, (d) left rear

۷- جمع‌بندی

دینامیک خودرو و با تغییر پارامترهای خودرو، تخمین میزان جرم خودرو و موقعیت مرکز جرم خودرو با استفاده از روش‌های معمول، حل معادلات حرکت بسیار دشوار است. از این‌رو از بلوک‌های شبکه عصبی مصنوعی مورد استفاده قرار گرفتند تا توزیع جرم خودرو را تخمین بزنند. جهت آموزش بلوک‌های شبکه عصبی از داده‌های آزمایشگاهی و داده‌های مصنوعی تولیدشده توسط مدل معتبر، استفاده شد. بر اساس نتایج، مدل پیشنهادی پارامترهای مدنظر را با خطای کمتر از ۵ درصد تخمین می‌زند. در قسمت دوم با استفاده از نتایج قسمت اول و مدل تلفیقی سخت‌افزاری-نرم‌افزاری، مقدار بار عمودی دینامیک روی هر کدام از تایرها محاسبه شده است. مقایسه مقدار نیروی عمودی لحظه‌ای تایر با استفاده از الگوریتم پیشنهادی و مقدار خروجی شبیه‌سازی در نرم‌افزار کارسیم، نشان‌دهنده دقت قابل قبول این روش است.

در این مقاله الگوریتم جدیدی با هدف تخمین لحظه‌ای بار عمودی روی تایر پیشنهاد شده است. مدل‌سازی انجام شده جهت استفاده در الگوریتم، مدل تلفیقی سخت‌افزاری-نرم‌افزاری خودرو است که از معادلات ریاضی حرکت و سخت‌افزار ماژول اندازه‌ده دینامیکی تشکیل شده است. سخت‌افزار مذکور جهت اندازه‌گیری شتاب‌های وارده به مرکز ثقل خودرو مورد استفاده قرار گرفته است. الگوریتم به دو قسمت تخمین استاتیک و دینامیک تقسیم‌بندی می‌شود. قسمت اول الگوریتم از بلوک‌های موازی تشکیل شده است که هر کدام در مانورهای خاصی فعال هستند به طوری که از حالت خودرو جهت تشخیص مانور لحظه‌ای خودرو استفاده می‌شود. مانورهای خودرو به مانور طولی، مانور عرضی و سایر مانورها تقسیم‌بندی شدند. به دلیل ماهیت غیرخطی

۸- علائم و اختصارات

علامت	پارامتر
CG	مرکز جرم خودرو
m	جرم خودرو
m_s	جرم فنربندی شده خودرو
h_s	فاصله عمودی مرکز جرم کل خودرو و مرکز جرم فنربندی شده
c_s	فاصله طولی مرکز جرم کل خودرو و مرکز جرم فنربندی شده
FL, FR, RL, RR	جلو چپ، جلو راست، عقب چپ، عقب راست
$F_{xi}(i = FL, FR, RL, RR)$	نیروی طولی تایلر
$F_{yi}(i = FL, FR, RL, RR)$	نیروی جانبی تایلر
$F_{rri}(i = FL, FR, RL, RR)$	نیروی مقاومت غلتشی
$\delta_i(i = FL, FR, RL, RR)$	زاویه فرمان هر کدام از چرخها
$\ddot{x}_{inertial}$	شتاب طولی اینرسی خودرو در محل مرکز جرم
$\ddot{y}_{inertial}$	شتاب جانبی اینرسی خودرو در محل مرکز جرم
\ddot{x}	شتاب طولی خودرو
\ddot{y}	شتاب جانبی خودرو
\dot{x}	سرعت طولی
\dot{y}	سرعت جانبی
ϕ	زاویه رول بدنه
θ	زاویه پیچ بدنه
$\dot{\psi}$ or r	تغییرات یاو بدنه
$\dot{\phi}$ or p	تغییرات رول بدنه
$\dot{\theta}$ or q	تغییرات پیچ بدنه
δ_{st}	زاویه غربلک فرمان خودرو
x_c, y_c, z_c	مختصات مرکز جرم خودرو
x_s, y_s, z_s	مختصات مرکز جرم فنربندی نشده
l_F or a	فاصله مرکز ثقل تا محورهای جلو
l_R or b	فاصله مرکز ثقل تا محورهای عقب
$c_{si}(i = FL, FR, RL, RR)$	فاصله چرخها تا محور رول
$z_{si}(i = FL, FR, RL, RR)$	جابه‌جایی عمودی جرم فنربندی شده
$z_{usi}(i = FL, FR, RL, RR)$	جابه‌جایی عمودی جرم فنربندی نشده
M_{pi}	جرم هر کدام از سرنشینان خودرو
M_{Da}	مقدار وزن راننده خودرو از حالت مرجع ۶۰ کیلوگرم
x_F	سهم وزن سرنشینان جلو خودرو از کل وزن سرنشینان خودرو
x_L	سهم وزن سرنشینان سمت چپ خودرو از کل وزن سرنشینان خودرو

- for vehicle safety: experimental test, *Vehicle System Dynamics*, 47(12) (2009) 1511-1533.
- [11] J. Limroth, *Real-Time Vehicle Parameter Estimation and Adaptive Stability Control*, Clemson University, 2009.
- [12] J. Zhu, Z. Wang, L. Zhang, W. Zhang, State and parameter estimation based on a modified particle filter for an in-wheel-motor-drive electric vehicle, *Mechanism and Machine Theory*, 133 (2019) 606-624.
- [13] J. Park, M. Kwon, G. Du, J. Huh, S.-H. Hwang, Vehicle Dynamic Control for In-Wheel Electric Vehicles Via Temperature Consideration of Braking Systems, *International Journal of Automotive Technology*, 19(3) (2018) 559-569.
- [14] B.L. Pence, J. Hays, H.K. Fathy, C. Sandu, J.L. Stein, Vehicle sprung mass estimation for rough terrain, *International Journal of Vehicle Design*, 61 (2013) 3-26.
- [15] X. Gong, J. Suh, C. Lin, A novel method for identifying inertial parameters of electric vehicles based on the dual H infinity filter, *Vehicle System Dynamics*, 58(1) (2020) 28-48.
- [16] M.N. Mahyuddin, J. Na, G. Herrmann, X. Ren, P. Barber, Adaptive Observer-Based Parameter Estimation With Application to Road Gradient and Vehicle Mass Estimation, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(6) (2014) 2851-2863.
- [17] K. Maalej, S. Kelouwani, K. Agbossou, Y. Dubé, Enhanced fuel cell hybrid electric vehicle power sharing method based on fuel cost and mass estimation, *Journal of Power Sources*, 248 (2014) 668-678.
- [18] X. Huang, J. Wang, Real-Time Estimation of Center of Gravity Position for Lightweight Vehicles Using Combined AKF-EKF Method, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(9) (2014) 4221-4231.
- [19] G. Reina, M. Paiano, J.-L. Blanco-Claraco, Vehicle parameter estimation using a model-based estimator, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 87 (2017) 227-241.
- [20] D. Brian, Estimation of Uncertain Vehicle Center of Gravity using Polynomial Chaos Expansions, Virginia
- [1] X. Ma, P.K. Wong, J. Zhao, Z. Xie, Cornering stability control for vehicles with active front steering system using T-S fuzzy based sliding mode control strategy, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 125 (2019) 347-364.
- [2] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, R. Kazemi, Enhancement of vehicle braking performance on split- μ roads using optimal integrated control of steering and braking systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 230(4) (2016) 401-415.
- [3] M. Mirzaei, H. Mirzaeinejad, Fuzzy Scheduled Optimal Control of Integrated Vehicle Braking and Steering Systems, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 22(5) (2017) 2369-2379.
- [4] H. Mirzaeinejad, Robust predictive control of wheel slip in antilock braking systems based on radial basis function neural network, *Applied Soft Computing*, 70 (2018) 318-329.
- [5] T. Shim, C. Ghike, Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies, *Vehicle System Dynamics*, 45(3) (2007) 191-216.
- [6] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, S. Rafatnia, A novel technique for optimal integration of active steering and differential braking with estimation to improve vehicle directional stability, *ISA Trans*, 80 (2018) 513-527.
- [7] H. Yang, P.-C. Shi, Q. Zhao, S.-S. Peng, Modeling and Simulation of Linear Two - DOF Vehicle Handling Stability, *ITM Web of Conferences*, 11 (2017).
- [8] S. Guo, Y. Liu, L. Xu, X. Guo, L. Zuo, Performance evaluation and parameter sensitivity of energy-harvesting shock absorbers on different vehicles, *Vehicle System Dynamics*, 54(7) (2016) 918-942.
- [9] T.A. Wenzel, K.J. Burnham, M.V. Blundell, R.A. Williams, Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation, *Vehicle System Dynamics*, 44(2) (2006) 153-171.
- [10] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, D. Lechner, Lateral load transfer and normal forces estimation

- and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts, Ph.D. thesis, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017.
- [31] M.H. Haider, T. Islam, M. Islam, M. Shajid-Ul-Mahmud, Comparison of Complementary and Kalman Filter Based Data Fusion for Attitude Heading Reference System, 2017.
- [32] P. Gui, L. Tang, S. Mukhopadhyay, MEMS based IMU for tilting measurement: Comparison of complementary and kalman filter based data fusion, in: 2015 IEEE 10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), 2015, pp. 2004-2009.
- [33] W. Zhou, J. Hou, L. Liu, T. Sun, J. Liu, Design and Simulation of the Integrated Navigation System based on Extended Kalman Filter, *Open Physics*, 15(1) (2017) 182-187.
- [34] W. Liu, H. He, F. Sun, J. Lv, Integrated chassis control for a three-axle electric bus with distributed driving motors and active rear steering system, *Vehicle System Dynamics*, 55(5) (2017) 601-625.
- [35] M. Aftatah, A. Lahrech, A. Abdelouahed, A. Soulhi, GPS/INS/Odometer Data Fusion for Land Vehicle Localization in GPS Denied Environment, *Modern Applied Science*, 11 (2016) 62.
- [36] T. Van, T. Van, D. Nguyen, T. Chu Duc, D.-T. Tran, 15-State Extended Kalman Filter Design for INS/GPS Navigation System, *Journal of Automation and Control Engineering*, 3 (2015) 109-114.
- [37] F. Girrbach, J.D. Hol, G. Bellusci, M. Diehl, Optimization-Based Sensor Fusion of GNSS and IMU Using a Moving Horizon Approach, *Sensors*, 17(5) (2017) 1159.
- [38] ISO, Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre — Part 2: Obstacle avoidance, in, 2006.
- [39] H.B. Pacejka, Chapter 8 - Applications of Transient Tire Models, in: H.B. Pacejka (Ed.) *Tire and Vehicle Dynamics (Third Edition)*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2012, pp. 355-401.
- Polytechnic Institute and State University, ETDs, 2008.
- [21] H. Sar, P. Fundowicz, Empirical equations for determining the height of the center of mass of a passenger car, in: 2018 XI International Science-Technical Conference Automotive Safety, 2018, pp. 1-4.
- [22] Z. Deng, D. Chu, F. Tian, Y. He, C. Wu, Z. Hu, X. Pei, Online estimation for vehicle center of gravity height based on unscented Kalman filter, in: 2017 4th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS), 2017, pp. 33-36.
- [23] C. Lin, X. Gong, R. Xiong, X. Cheng, A novel H_∞ and EKF joint estimation method for determining the center of gravity position of electric vehicles, *Applied Energy*, 194(C) (2017) 609-616.
- [24] C. Lin, X. Cheng, H. Zhang, X. Gong, Estimation of Center of Gravity Position for Distributed Driving Electric Vehicles Based on Combined H_∞ -EKF Method, *Energy Procedia*, 88 (2016) 970-977.
- [25] M. Chen, G. Yin, N. Zhang, J. Chen, Joint estimation of center of gravity position and mass for the front and rear independently driven electric vehicle with payload in the start stage, in: 2016 35th Chinese Control Conference (CCC), 2016, pp. 1932-1937.
- [26] M.L. McIntyre, T.J. Ghotikar, A. Vahidi, X. Song, D.M. Dawson, A Two-Stage Lyapunov-Based Estimator for Estimation of Vehicle Mass and Road Grade, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 58(7) (2009) 3177-3185.
- [27] A. Vahidi, M. Druzhinina, A. Stefanopoulou, P. Huei, Simultaneous mass and time-varying grade estimation for heavy-duty vehicles, in: *Proceedings of the 2003 American Control Conference*, 2003., 2003, pp. 4951-4956 vol.4956.
- [28] D. Mikulski, *Neural Network Approach For Estimating Mass Moments of Inertia and Center of Gravity in Military Vehicles*, 2006.
- [29] *Integrated Vehicle Dynamics Control*, in: *Integrated Vehicle Dynamics and Control*, 2016, pp. 201-282.
- [30] U. Peckelsen, *Objective Tyre Development : Definition*

- with Rule Extraction, Applied Sciences, 9(12) (2019) 2411.
- [42] N. Kriegeskorte, T. Golan, Neural network models and deep learning, Current Biology, 29(7) (2019) R231-R236.
- [40] F.S. Göküzüm, L.T.K. Nguyen, M.-A. Keip, An Artificial Neural Network Based Solution Scheme for Periodic Computational Homogenization of Electrostatic Problems, Mathematical and Computational Applications, 24(2) (2019) 40.
- [41] G. Bologna, A Simple Convolutional Neural Network

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. H. Salari, H. Mirzaeinejad, M. F. Mahani, Online Estimation of Tire Normal Force with Applying Hardware-Software Couple Model, Amirkabir J. Mech Eng., 54(2) (2022) 333-356.

DOI: 10.22060/mej.2021.20055.7157

