



# Clutch Position Control for an Automated Manual Transmission Using Electromechanical Actuators

A. Soltani<sup>1\*</sup>, M. Arianfard<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Buin Zahra Higher Education Centre of Engineering and Technology, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

**ABSTRACT:** In this paper, an adaptive sliding mode controller with variable gains to cope with uncertainties is proposed for an electromechanical clutch position control system to apply in the automated manual transmission. Transmission systems undergo changes in parameters with respect to the wide range of driving conditions, such as changes in friction coefficient of clutch disc and stiffness of diaphragm spring, hence, an adaptive robust control method is required to overcome the uncertainties and disturbances. As the majority of transmission dynamics variables cannot be measured in a cost-efficient way, a non-linear estimator based on an unscented Kalman filter is designed to estimate the state variables of the system. Also, a non-linear dynamic model of the electromechanical actuator is presented for the automated clutch system. The model is validated with experimental test results. A numerical simulation of a reference input for clutch bearing displacement is performed to evaluate the performance of the designed controller and estimator. To evaluate the performance of the proposed control system the root mean square value of the position tracking error has been used. The results of the analysis indicate higher efficiency of the adaptive controller designed to improve the position tracking error compared to the conventional sliding mode controller.

## Review History:

Received: Aug. 27, 2021

Revised: Oct. 19, 2021

Accepted: Nov. 04, 2021

Available Online: Nov. 13, 2021

## Keywords:

Automated clutch

Actuator

Sliding mode control

Estimator

Unscented Kalman filter

## 1- Introduction

Nowadays, the two types of most widely utilized transmission systems are Manual Transmission (MT) and Automatic Transmission (AT), each with its advantages and disadvantages. With the development of electronics and intelligent systems and their application in mechatronic systems of vehicles, the idea of automating the MT using actuators and intelligent controllers was introduced as an Automated Manual Transmission (AMT). Clutch actuation is one of the most complex parts of the AMT. The automated clutch can be disengaged and engaged automatically and should be designed to satisfy different and conflicting objectives, such as small friction losses, minimum time required for the engagement, and driver comfort during the engaging and disengaging process [1].

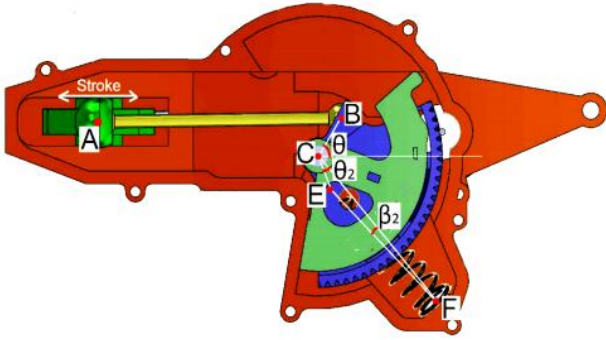
Position tracking control was implemented for the motor-driven gear-shift actuating mechanism of the electromechanical AMT system. To realize rapid and precise gear-shift control, an optimal discrete-time preview position control scheme was introduced. The proposed control method included the state-feedback control, discrete integrator, and feed-forward control [2]. A new hybrid optimization algorithm for the DC motor of electro-mechanical AMT was designed. It included a non-linear time-optimal controller and optimal linear quadratic regulator [3].

A Sliding Mode Controller (SMC) was proposed to design the combined electromechanical and electrohydraulic actuators. The main focus of this study was on pressure control in an electrohydraulic actuator with time-varying parameters without using the observer of state variables and the clutch spring was modeled nonlinearly [4]. In another paper, the researchers proposed a combination of a proportional-integral-derivative controller and an SMC to design an electromechanical actuator control system. However, the effect of parametric uncertainties on the controller performance was not investigated and the state variables used in the design of the control system were measurable. As a result, the estimator was not adopted in the control algorithm [5].

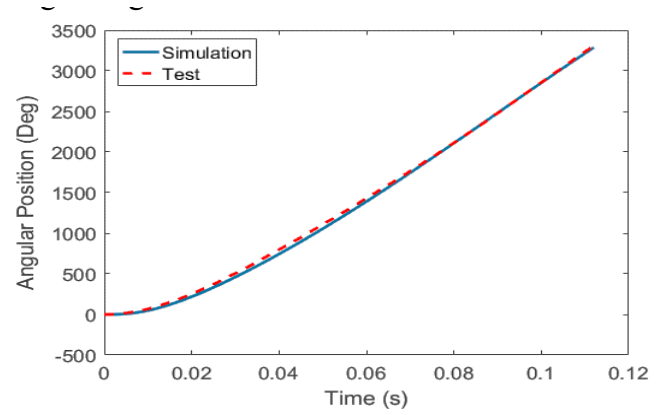
Due to the hard non-linearity of the spring stiffness of the actuator and clutch, a nonlinear estimator is needed to estimate the system states. To achieve this, many approaches have been suggested such as recursive least-square, sliding mode observer, Extended Kalman Filter (EKF), and Unscented Kalman Filter (UKF). However, the EKF has been rarely investigated in the previous AMT studies. When an EKF is applied to a complex non-linear system, a few problems may arise. One of them is the computation of the state transition matrix which requires the calculation of the Jacobian matrix. Moreover, the linearization can make large

\*Corresponding author's email : [soltani@bzte.ac.ir](mailto:soltani@bzte.ac.ir)





**Fig. 1. Schematic diagram of the clutch actuating mechanism**



**Fig. 2. The angular position of the electromotor shaft**

errors and even cause divergence of the filter. To overcome this limitation, the UKF is utilized and developed currently. The UKF algorithm has many advantages over the EKF, especially in the case of high non-linearity. The UKF directly uses nonlinear equations of the system and does not require linearization [6]. According to the review of the presented studies, the contributions of this paper can be described as follows:

The first contribution of this paper is to build a validated and accurate model for the electromechanical clutch actuator without an available dynamic model and known parameters according to test results for the electromechanical clutch actuator. This model is applied to design the Adaptive Sliding Mode Controller (ASMC) and verified based on comparison with the simulation results of a created model in ADAMS/View software.

The second is a combined use of ASMC and UKF estimator to improve the clutch position control performance for the AMT system. The designed ASMC, which is insensitive to system uncertainties, offers adaptive sliding gains to eliminate the bounds of uncertainties. The rotational speed and acceleration of the clutch actuator are estimated in real-time utilizing the UKF.

## 2- Electromechanical Clutch Actuator Model

The electromechanical clutch actuator model uses an electric motor to engage and disengage the clutch. In the clutch actuator, the rotary movement of the electric motor is transferred via a toothed gear segment into a linear movement, which is then used to open the clutch with the help of the release lever and release bearing. A schematic diagram of the clutch actuating mechanism is shown in Fig. 1. As shown in the figure, the system mainly consists of three components: a gear, a coil spring, and a slider-crank mechanism. Thus, the system model is obtained by a set of kinematics and kinetics equations that describes the dynamics of the electromechanical actuator. The slider-crank includes links of

BC and AB and revolute joints A, B, and C. The points of C and F are fixed and point A has translation motion. The input gear link is a compound member with a circular segment. There are teeth around this link that engage the electromotor pinion. The angular velocity of the gear is  $\omega$ . According to the geometry of mechanism, trigonometric relations, also the relative motion analysis, the derivative of the spring length is obtained as follows:

$$\dot{\overline{EF}} = \frac{\overline{CE} \cdot \overline{CF} \cdot \omega \cdot \sin \theta_2}{\overline{EF}} = \frac{17.665 \times 10^{-4} \omega \cdot \sin \theta_2}{\overline{EF}} \quad (1)$$

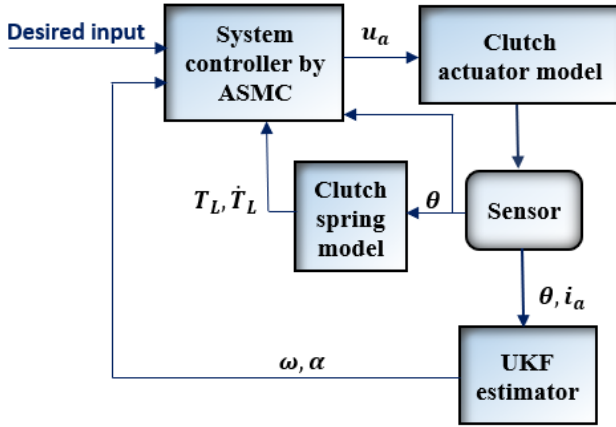
So, the spring force and its torque around point E is determined if angle  $\beta$  is known. This angle is found as follows:

$$\dot{\beta}_2 = \frac{-\overline{CE} \cdot \omega \cdot \cos(\theta_2 + \beta_2)}{\overline{EF}} = \frac{-0.025 \omega \cdot \cos(\theta_2 + \beta_2)}{\overline{EF}} \quad (2)$$

After actuator modeling, several tests run to investigate the performance of the clutch actuator is driven by the DC electromotor with the  $u_a = 14$  V rated voltages. Then the simulation results were compared with the measurements on the test stand which has been done in the laboratory as shown in Fig. 2. Some necessary modifications have been made in the model parameters, to get good agreements with the test results.

## 3- Design of the System Controller

The controller design based on ASMC for the automated clutch is presented in this section. First, the conventional SMC is introduced, and then the ASMC with adaptive gains is proposed. For the SMC, the error functions are defined by the following expression:



**Fig. 3. The overall structure of the proposed controller scheme**

$$e_1 = x_c - x_d, \quad e_2 = v_c - v_d, \quad e_3 = a_c - a_d \quad (3)$$

The sliding surface  $S$  consists of an integral component expressed as:

$$S = e_3 + k_1 e_2 + k_2 e_1 + k_3 \int_0^t e_1 dt \quad (4)$$

where  $k_1$  and  $k_2$  are the strictly positive design scalars,  $x_d$ ,  $v_d$ , and  $a_d$  are desired trajectory, velocity, and acceleration,  $v_c$  and  $a_c$  are the values of clutch bearing velocity and acceleration. The SMC control law can be described as Eq. (5) in which,  $T_L$  is the load torque considered as a disturbance,  $k_t$  is the electromechanical coupling coefficient,  $k_e$  is the back electromotive force constant,  $R_a$  is the armature resistance, and  $L_a$  is the armature inductance. The gear ratio between the input gear link and electromotor pinion is  $N_m = 40.5$ . The moment of inertia of the entire system,  $I_a$  is equal to  $0.02 \text{ kg.m}^2$ ,  $k_\omega = 0.32$ , and  $\lambda = R_a / L_a$ .

$$u_a = \frac{L_a}{k_t N_m} \left[ \left( \frac{I_a}{c_1} \right) (\dot{a}_d - k_1 e_3 - k_2 e_2 - k_3 e_1 - \eta \text{sign}(S)) \dots \right. \\ \left. + \left( k_\omega + \frac{R_a I_a}{L_a} \right) \alpha + \left( \frac{R_a k_\omega + k_t N_m^2 k_e}{L_a} \right) \omega \dots \right. \\ \left. - \hat{\lambda} T_L - \hat{\phi} \dot{T}_L \right], \quad (\eta, c_1 > 0) \quad (5)$$

$$T_L = -0.906\theta^3 - 4.94\theta^2 + 28.68\theta - 25.03 \quad (6)$$

The SMC gains  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$ , and  $\eta$  depending on the upper bounds of uncertainties in the actuator clutch controller such

**Table 1. Comparison between the RMS of tracking error for different control systems**

Parameter uncertainties	10%		20%	
	SMC	ASMC	SMC	ASMC
Control system				
RMS of error (mm)	0.251	0.216	0.282	0.225
The relative improvement of ASMC	14%		20%	

as the load torque of the actuator and its derivative. These gains should be tuned by a trial-and-error method in practical applications. To overcome this disadvantage, the sliding mode control with adaptive gains has been presented. The overall structure of the proposed controller scheme for the clutch actuator is shown in Fig. 3.

#### 4- Simulation Results

The accuracy of the proposed SMC combined with the UKF estimator is evaluated without any torque disturbance for the model with nominal parameters. The objective is to control the clutch to move from the initial position to the end. Hence, the position control of the clutch is analyzed in this investigation by adopting the SMC controller. The designed SMC combined with the UKF estimator is efficient to track precisely the desired trajectories for the clutch displacement. However, the proposed SMC system cannot perform with high accuracy in the presence of parameter uncertainties and external disturbances. Since the transmission systems undergo changes in parameters with respect to the wide range of driving conditions, such as changes in friction coefficient of clutch disc and stiffness of diaphragm spring, and the longer-time wear and tear during the running period, an ASMC method is required to guarantee good tracking performance and cope the uncertainties and disturbances. To achieve this, in the following, the simulations are conducted under two different conditions of parameter uncertainties in modeling for load torque of clutch spring. Let us assume that the parameters of the Eq. (6) have been decreased by 10% firstly, then 20%. In order to assess the performance of the proposed adaptive controller, the results of the ASMC are compared with the SMC.

An important index for the better quantitative evaluation of proposed control systems is the Root Mean Square (RMS) value of the tracking error of clutch position. The RMS values of tracking error for the control systems are computed, as given in Table 1.

## 5- Conclusions

This paper proposed an ASMC combined with the UKF estimator for the automated clutch system. The stability of the controller was approved by using the Lyapunov theorem and the robustness of the designed ASMC was investigated by performing some simulations in the MATLAB environment based on a validated non-linear model for the clutch actuator. The analyses are conducted under two different conditions of parameter uncertainties. It was presumed that the parameters of the clutch spring model were decreased by 10% and 20%. A precise tracking response of position control can be observed by employing the proposed ASMC in the presence of parameter uncertainties against the traditional SMC. Also, the UKF was applied to estimate precisely the full states of the system without a significant error. The contributions of this study are the following:

The first contribution of this paper is to build a validated model for the electromechanical clutch actuator without available dynamic model and known parameters. By comparison with the test results and simulation analyses, the actuator model was verified. The second is that a nonlinear estimator was proposed through UKF to estimate the variables that cannot be measured in a cost-efficient way such as rotational speed and angular acceleration. The third one is presenting the high effectiveness of the ASMC against the conventional SMC to track exactly the reference trajectories and control the dynamic systems accompanied by uncertainties and disturbances.

## References

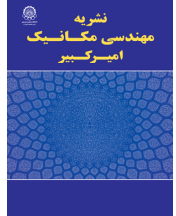
- [1] J. Horn, J. Bamberger, P. Michau, S. Pindl, Flatness-based clutch control for automated manual transmissions, *Control engineering practice*, 11(12) (2003) 1353-1359.
- [2] Z. Chen, B. Zhang, N. Zhang, H. Du, G. Kong, Optimal preview position control for shifting actuators of automated manual transmission, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 233(2) (2019) 440-452.
- [3] G. Kong, N. Zhang, B. Zhang, Novel hybrid optimal algorithm development for DC motor of automated manual transmission, *International Journal of Automotive Technology*, 17(1) (2016) 135-143.
- [4] R. Temporelli, M. Boisvert, P. Micheau, Control of an electromechanical clutch actuator using a dual sliding mode controller: Theory and experimental investigations, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 24(4) (2019) 1674-1685.
- [5] S.A. Haggag, Sliding mode adaptive PID control of an automotive clutch-by-wire actuator, *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 9(2016-01-9106) (2016) 424-433.
- [6] A. Bagheri, S. Azadi, A. Soltani, A combined use of adaptive sliding mode control and unscented Kalman filter estimator to improve vehicle yaw stability, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 231(2) (2017) 388-401.

### HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Soltani, M. Arianfard, *Clutch Position Control for an Automated Manual Transmission Using Electromechanical Actuators*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 54(4) (2022) 159-162.

DOI: [10.22060/mej.2021.20470.7238](https://doi.org/10.22060/mej.2021.20470.7238)





## کنترل موقعیت کلاچ در سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده با استفاده از عملگرهای الکترومکانیکی

عباس سلطانی<sup>۱\*</sup>، میلاد آریان فرد<sup>۲</sup>

۱- مرکز آموزش عالی فنی و مهندسی بوئین زهرا، دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران.  
۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۵/۰۶  
بازنگری: ۱۴۰۰/۰۷/۲۷  
پذیرش: ۱۴۰۰/۰۸/۱۳  
ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۸/۲۲

### کلمات کلیدی:

کلاچ خودکار  
عملگر  
کنترل مود لغزشی  
تخمین گر  
فیلتر کالمن آنستند

**خلاصه:** در این مقاله، یک کنترل کننده مود لغزشی تطبیقی با بهره‌های متغیر جهت مقابله بهتر با نامعینی‌ها برای سیستم کنترل موقعیت در یک کلاچ الکترومکانیکی جهت به کارگیری در انتقال قدرت دستی خودکار شده طراحی می‌شود. از آنجا که در وضعیت رانندگی‌های طولانی، سیستم‌های انتقال قدرت در معرض تغییر در پارامترها مانند تغییر در ضریب اصطکاک صفحه کلاچ و سفتی فنر دیافراگمی کلاچ قرار می‌گیرند، یک روش کنترلی مقاوم جهت غلبه بر نامعینی‌ها و اغتشاش‌ها لازم می‌باشد. از آنجایی که اکثر متغیرهای دینامیکی سیستم انتقال قدرت مانند سرعت و شتاب بلبرینگ رهاسازی کلاچ به صورت مقرون به صرفه قابل اندازه‌گیری نیستند، یک تخمین گر غیرخطی بر پایه فیلتر کالمن آنستند جهت تخمین متغیرهای حالت سیستم طراحی شده است. همچنین، یک مدل غیرخطی عملگر الکترومکانیکی برای سیستم کلاچ خودکار ارائه می‌شود. این مدل با نتایج حاصل از تست آزمایشگاهی صحه‌گذاری شده است. شبیه‌سازی‌های مختلف از چندین ورودی مرجع جابجایی بلبرینگ کلاچ، جهت ارزیابی عملکرد کنترل کننده و تخمین گر در نرم افزار متلب انجام می‌شود. جهت ارزیابی عملکرد سیستم کنترلی پیشنهادی، از کمیت جذر میانگین مربعات خطای ردیابی موقعیت، استفاده شده است. نتایج به دست آمده، نشانگر کارایی بالاتر کنترل کننده تطبیقی طراحی شده در بهبود خطای ردیابی موقعیت در مقایسه با کنترل کننده مود لغزشی مرسوم می‌باشد.

### ۱- مقدمه

جعبه دنده دستی خودکار شده را می‌توان با اضافه نمودن عملگرهای هیدرولیکی یا الکترومکانیکی جهت انجام فرآیندهای تعویض دنده و کلاچ‌گیری خودکار، و همچنین واحد کنترل انتقال قدرت<sup>۵</sup> به یک جعبه دنده دستی ایجاد کرد. سیستم کنترل این جعبه دنده فرایند تعویض دنده و کلاچ‌گیری را متناسب با شرایط رانندگی و انتظار راننده به صورت خودکار انجام می‌دهد. کنترل کلاچ نقش بسیار مهمی را در رفتار موتور و ضربات اعمال شده به سیستم انتقال قدرت و در نتیجه راحتی راننده و سایش کلاچ ایجاد می‌کند به نحوی که واحد کنترل کلاچ می‌بایست درگیری نرم و بدون لغزش بیش از حد کلاچ را در هنگام شروع حرکت و همچنین هنگام تعویض دنده تضمین کند و این هدف بدون استفاده از یک سیستم کنترل پیشرفته میسر نخواهد شد [۲ و ۳].

در سالیان اخیر، سیستم‌های انتقال قدرت دستی<sup>۱</sup> و خودکار<sup>۲</sup> متناسب با مزایا و معایبی که فراهم می‌کنند، در خودروها به شکل فراگیری استفاده شده‌اند. اخیراً ایده خودکار نمودن فرایند تعویض دنده در جعبه دنده‌های دستی از طریق عملگرهای<sup>۳</sup> تعویض دنده و کلاچ‌گیری به سرعت رشد کرده است به طوری که این نوع جعبه دنده، سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده<sup>۴</sup> شناخته می‌شود. به کارگیری این نوع جعبه دنده به دلیل استفاده کردن از قطعات جعبه دنده دستی و خط تولید آن، باعث کاهش هزینه‌های تولید نسبت به سیستم‌های انتقال قدرت خودکار دیگر می‌شود [۱].

- 1 Manual Transmission (MT)
- 2 Automatic Transmission (AT)
- 3 Actuators
- 4 Automated Manual Transmission (AMT)

### 5 Transmission Control Unit (TCU)

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: soltani@bzte.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.





کنترل عملگر کلاچ یکی از مهمترین بخش‌های طراحی یک جعبه دنده دستی خودکار شده می‌باشد. عملگر کلاچ می‌بایست صفحه کلاچ را با در نظر گرفتن کمترین سایش، اعمال گشتاور در کمترین زمان و اعمال کمترین شوک به سیستم انتقال قدرت، درگیر کند و یا صفحه کلاچ را جدا کند [۴]. کیفیت پایین تعویض دنده اساساً وابستگی زیادی به روش‌های کنترلی عملگر کلاچ دارد و در این زمینه روش‌های زیادی توسط محققین ارائه شده است. در یکی از فعالیت‌ها، یک کنترل کننده مود لغزشی بر پایه خطی سازی پسخورد برای یک عملگر الکترومکانیکی کلاچ در یک سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده توسعه داده شده است [۵]. در تحقیقی دیگر، یک مدل دینامیکی غیرخطی برای طراحی سیستم کلاچ خودکار و یک کنترل کننده بهینه تطبیقی برای کنترل موقعیت کلاچ به کار گرفته شده است [۶]. همچنین، یک کنترل کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی<sup>۱</sup> غیرخطی با تنظیم بهینه جهت ارائه عملکرد کنترل موقعیت یک عملگر هیدرولیکی در سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده طراحی شده است [۷].

عملگرهای الکتروهیدرولیکی نیز برای کنترل سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده مورد استفاده قرار می‌گیرند که البته به دلیل وجود المان‌های هیدرولیکی از قبیل شیرهای سلنوئیدی و پمپ و سنسورها، پیچیدگی‌های خود را دارد. به همین منظور امروزه، عملگرهای الکترومکانیکی به دلیل بازدهی بالاتر و پاسخ دینامیکی سریع‌تر جایگزین مناسبی برای عملگرهای هیدرولیکی به حساب می‌آیند. فعالیت‌هایی نیز به منظور استفاده از الکتروموتور جریان مستقیم<sup>۲</sup> در کنار جعبه دنده کاهنده سرعت انجام گرفته است. پژوهشگران در مرجع [۸]، روش جدیدی برای سیستم‌های کنترل موقعیت کلاچ الکترومکانیکی اتخاذ کردند. آن‌ها یک کنترل کننده مود لغزشی با پارامترهای تنظیم شده فازی نیز پیشنهاد دادند. در فعالیتی دیگر یک مدل دینامیکی برای عملگر هیدرولیکی کلاچ در جعبه دنده واقعی به کار گرفته شد. یک سیستم کنترلی تناسبی-انتگرالی-مشتقی به منظور اطمینان از عملکرد کنترل کلاچ ارائه شد [۹].

1 Direct Current (DC)  
2 Direct Current (DC)

یک کنترل کننده ردیابی موقعیت در یک جعبه دنده دستی خودکار شده با عملگرهای الکترومکانیکی مورد استفاده قرار گرفت. به منظور دستیابی به دقت و سرعت بهتر سیستم کنترل، یک کنترل کننده بهینه زمان-گسسته موقعیت معرفی شد. این سیستم کنترل شامل کنترل کننده پسخورد حالت، انتگرال گیر گسسته و کنترل کننده پسخورد می‌باشد [۱۰]. یک الگوریتم بهینه ترکیبی جدید برای موتور جریان مستقیم یک عملگر الکترومکانیکی ارائه شده است که شامل یک کنترل کننده بهینه غیرخطی و یک تنظیم کننده درجه دوم بهینه می‌باشد [۱۱]. در تحقیقی دیگر، یک کنترل کننده ردیابی موقعیت برای عملگر کلاچ جعبه دنده دستی خودکار شده که از یک موتور جریان مستقیم و یک انکودر<sup>۳</sup> بهره می‌برد، طراحی شد. یک کنترل کننده مقاوم اچ بی نهایت استفاده شد تا در مقابل مشکلاتی همچون اشباع ورودی کنترلی و پاسخ شوک دار که به دلیل افزایش ناگهانی گشتاور هنگام شروع درگیری کلاچ در نزدیکی نقطه تماس صفحه کلاچ ظاهر می‌شود، مقاومت کند [۱۲].

در بیشتر تحقیقات اخیر، متغیرهای حالت سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده قابل اندازه‌گیری در نظر گرفته شده‌اند. ولی به دلیل اینکه سرعت و شتاب زاویه‌ای عملگر کلاچ و گشتاور شفت به راحتی قابل اندازه‌گیری نیستند، خطاهای قابل ملاحظه‌ای می‌تواند در عملکرد این نوع سیستم‌ها ظاهر شود. در نتیجه یک تخمین‌گر حالت می‌تواند دقت و سرعت سیستم کنترلی را تضمین کند. به این منظور از یک فیلتر کالمن برای کنترل کننده پسخورد متغیرهای حالت با مشاهده‌گر مرتبه کامل موتور به منظور تخمین گشتاور شفت ورودی استفاده شده است [۱۳ و ۱۴]. چون سیستم انتقال قدرت خودرو از سیستم‌های غیرخطی پیچیده‌ای تشکیل شده است، فیلتر کالمن بر پایه مدل‌های خطی ساز پیشنهاد می‌شود. در یک تحقیق، یک استراتژی رهسازی کلاچ در سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده طراحی شد. استراتژی کنترل براساس تخمین گشتاور شفت محرک<sup>۴</sup> به کمک مشاهده‌گر مود لغزشی بود [۱۵]. همچنین از فیلتر کالمن به منظور تخمین

3 Encoder  
4 Drive shaft

● ایجاد یک مدل دینامیکی معتبر و صحت‌گذاری شده به کمک نتایج حاصل از تست برای عملگر کلاچ الکترومکانیکی. در این تحقیق با توجه به در دسترس نبودن مدل مکانیزم عملگر مذکور و همچنین نیاز مبرم به آن در طراحی کنترل‌کننده، یک مدل دینامیکی دقیق و صحت‌گذاری شده از عملگر کلاچ تهیه شده است. دو مدل دینامیکی غیرخطی از عملگر کلاچ با دقت قابل قبول، ساخته شده که اولی در نرم‌افزار متلب و دومی در نرم‌افزار آدامز<sup>۳</sup> می‌باشد. به منظور تصدیق مدل اول جهت به‌کارگیری در طراحی کنترل‌کننده، نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل مذکور با اعمال ورودی مشابه، با هم مقایسه می‌شوند. همچنین جهت اصلاح هر چه دقیق‌تر مدل اول، به صحت‌گذاری آن از طریق نتایج آزمایشگاهی پرداخته می‌شود.

● استفاده ترکیبی از کنترل‌کننده مود لغزشی با بهره‌های تطبیقی جهت مقابله با نامعینی‌های زیاد سیستم و تخمین‌گر غیرخطی فیلتر کالمن آنستند. چرا که به دلیل وجود فنر دیافراگمی کلاچ و فنر مارپیچ عملگر کلاچ، سیستم رفتار غیرخطی نسبتاً شدیدی از خود نشان می‌دهد. به همین دلیل، لازم است یک تخمین‌گر غیرخطی مانند فیلتر کالمن آنستند در سیستم کنترلی پیشنهادی جهت تخمین متغیرهایی که به سادگی قابل اندازه‌گیری نیستند مانند سرعت و شتاب زاویه‌ای ورودی عملگر، استفاده شود. کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی طراحی شده که به عدم قطعیت‌های سیستم حساس نیست، از بهره‌های لغزشی تطبیقی جهت حذف مرزهای عدم قطعیت استفاده می‌کند. سرعت و شتاب زاویه‌ای عملگر کلاچ با استفاده از فیلتر کالمن آنستند به صورت برخط تخمین زده می‌شود.

براین اساس در بخش دوم این مقاله، ابتدا یک مدل ریاضی از عملگر الکترومکانیکی غیرخطی برای سیستم کلاچ ارائه می‌شود. سپس، به صحت‌گذاری این مدل بر اساس نتایج حاصل از شبیه‌سازی مدل ساخته شده در آدامز و نیز نتایج بدست‌آمده از تست آزمایشگاهی پرداخته می‌شود. در قسمت سوم، طراحی تخمین‌گر حالت با استفاده از فیلتر کالمن آنستند مورد بحث قرار گرفته است. روش طراحی سیستم کنترل موقعیت کلاچ از طریق کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی در بخش بعدی توضیح داده می‌شود. در

حالت سیستم‌های کنترل پایداری خودرو مانند سرعت‌های طولی و عرضی خودرو و سرعت لغزشی تایرها استفاده شده است [۱۶]. در مرجع [۱۷] یک کنترل‌کننده مود لغزشی جهت طراحی عملگرهای ترکیبی الکترومکانیکی و الکتروهیدرولیکی ارائه شد. تمرکز اصلی این پژوهش بر روی کنترل فشار در عملگر الکتروهیدرولیکی با پارامترهای متغیر با زمان بدون به‌کارگیری مشاهده‌گر متغیرهای حالت بود و فنر کلاچ به صورت غیرخطی مدل شد. محققان در مقاله‌ای دیگر، ترکیبی از یک کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی و کنترل‌کننده مود لغزشی به منظور طراحی سیستم کنترل عملگر الکترومکانیکی ارائه نمودند. اما اثر نامعینی‌های پارامتریک در عملکرد کنترل‌کننده بررسی نشدند و متغیرهای حالتی که در طراحی سیستم کنترل استفاده می‌شوند، معین و در دسترس لحاظ شدند. در نتیجه تخمین‌گر در الگوریتم کنترلی به کار گرفته نشده است [۱۸].

به دلیل غیرخطی بودن شدید رابطه نیرو-جابجایی فنر کلاچ و عملگر کلاچ، یک تخمین‌گر غیرخطی به منظور تخمین حالت‌های سیستم نیاز است. برای رسیدن به این هدف، روش‌های مختلفی از قبیل روش حداقل مربعات بازگشتی، مشاهده‌گر مود لغزشی، فیلتر کالمن توسعه‌یافته<sup>۱</sup> و آنستند<sup>۲</sup> پیشنهاد شده است. البته فیلتر کالمن توسعه‌یافته به ندرت در مطالعات مربوط به سیستم انتقال قدرت دستی خودکار شده بررسی شده است. زمانی که فیلتر کالمن توسعه‌یافته در یک سیستم پیچیده غیرخطی اعمال می‌شود، مشکلاتی ممکن است به وجود آید. یکی از آنها محاسبات ماتریس انتقال حالت است که نیازمند محاسبه ماتریس ژاکوبی است. علاوه بر این، خطی‌سازی ممکن است مشکلات زیادی را ایجاد کند و حتی ممکن است منجر به واگرا شدن فیلتر شود. به منظور رفع این مشکلات مخصوصاً جهت غلبه بر غیرخطی‌های شدید، فیلتر کالمن آنستند مطرح شده است و نیاز به خطی‌سازی معادلات سیستم ندارد [۱۶].

بر اساس مرور مطالعات انجام‌شده، نوآوری‌های این مقاله را می‌توان به صورت زیر ذکر کرد:

- 1 Extended Kalman Filter (EKF)
- 2 Unscented Kalman Filter (UKF)



شکل ۱. عملگر کلاچ

Fig. 1. The clutch actuator

به موتور تنظیم می‌شود. شکل ۲ شمای کلی از مدل الکتروموتور جهت به‌کارگیری در عملگر را نشان می‌دهد. بر پایه معادلات سیستم‌های الکتریکی و مکانیکی، مدل ریاضی سیستم الکترومکانیکی به صورت زیر توصیف می‌شود [۱۹]:

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a + k_e \omega_m = u_a \quad (1)$$

$$J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \omega_m = k_t i_a - T_L \quad (2)$$

که در آن، متغیرهای حالت سیستم، سرعت زاویه‌ای موتور  $\omega_m$  و جریان موتور  $i_a$  می‌باشند.  $u_a$  ولتاژ موتور الکتریکی،  $T_L$  بار مقاوم موتور که به عنوان اغتشاش در نظر گرفته می‌شود،  $B_m$  ضریب اصطکاک ویسکوز،  $J_m$  ممان اینرسی،  $k_t$  ضریب کوپلینگ الکترومکانیکی،  $k_e$  ضریب نیروی ضد محرکه الکتریکی،  $R_a$  مقاومت موتور و  $L_a$  اندوکتانس موتور می‌باشد.

ادامه، عملکرد کنترل‌کننده کلاچ با چندین شبیه‌سازی بررسی شده است. در نهایت، بحث و نتیجه‌گیری ارائه خواهد شد.

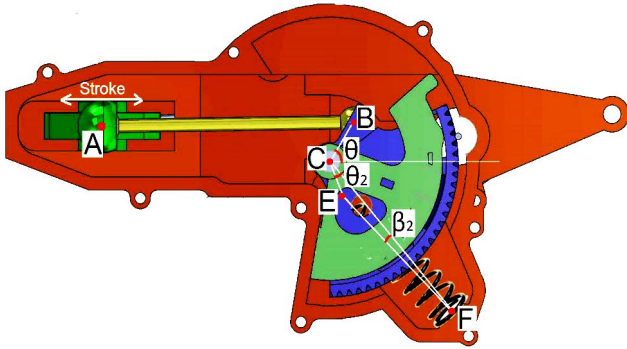
## ۲- مدل عملگر الکترومکانیکی کلاچ

در این قسمت، یک مدل عملگر الکترومکانیکی که از یک موتور الکتریکی برای درگیری و رهاسازی کلاچ استفاده می‌کند، ارائه می‌شود. در عملگر کلاچ، حرکت دورانی موتور الکتریکی از طریق یک مکانیزم چرخ‌دنده به همراه یک اهرم‌بندی ساده لنگ لغزنده به حرکت رفت و برگشتی تبدیل می‌شود؛ که نهایتاً به کمک اهرم کلاچ و بلب‌رینگ کلاچ، باعث درگیری و رهاسازی صفحه کلاچ می‌شود. عملگر کلاچ به کار گرفته شده، در شکل ۱ مشاهده می‌شود. این عملگر کلاچ از یک الکتروموتور جریان مستقیم، یک چرخ‌دنده و پینیون، یک فنر مارپیچ جهت تعدیل نیروی فنر کلاچ و یک مکانیزم لنگ لغزنده تشکیل شده است.

## ۲-۱- مدل موتور الکتریکی

در این بخش، مدل یک موتور الکتریکی جریان مستقیم جهت طراحی کنترل‌کننده ارائه می‌شود. در کنترل جریان موتور، فقط ولتاژ اعمال شده





شکل ۳. دیاگرام شماتیک مکانیزم عملگر کلاچ

Fig. 3. Schematic diagram of the clutch actuator mechanism

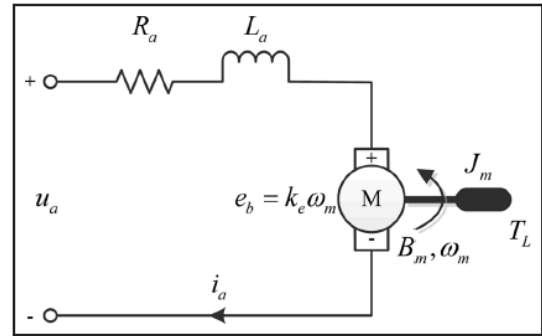
$$\frac{\dot{EF}}{EF} = \frac{\overline{CE} \cdot \overline{CF} \cdot \omega \sin \theta_2}{EF} = \frac{17.665 \times 10^{-4} \omega \sin \theta_2}{EF} \quad (3)$$

طول فنر از طریق حل معادله دیفرانسیل که در رابطه (۳) بیان شده، با شرایط اولیه  $\overline{EF}$  برابر  $45/7\text{mm}$  محاسبه می‌شود. بنابراین، در صورت مشخص بودن زاویه  $\beta_1$ ، نیروی فنر و گشتاور آن حول نقطه E بدست می‌آید. این زاویه از طریق رابطه زیر با اعمال شرایط اولیه  $\beta_1$  برابر  $1/18$  درجه محاسبه می‌شود:

$$\dot{\beta}_2 = \frac{-\overline{CE} \cdot \omega \cdot \cos(\theta_2 + \beta_2)}{\overline{EF}} = \frac{-0.025 \omega \cdot \cos(\theta_2 + \beta_2)}{\overline{EF}} \quad (4)$$

۲-۲-۲-۱ مدل سینماتیکی مکانیزم عملگر

در ابتدا، لازم است که معادله غیرخطی نیروی فنر دیافراگمی کلاچ نسبت به تغییر شکل فنر بدست آید. جهت تعیین معادله مذکور، یک فنر



شکل ۲. مدل موتور عملگر کلاچ

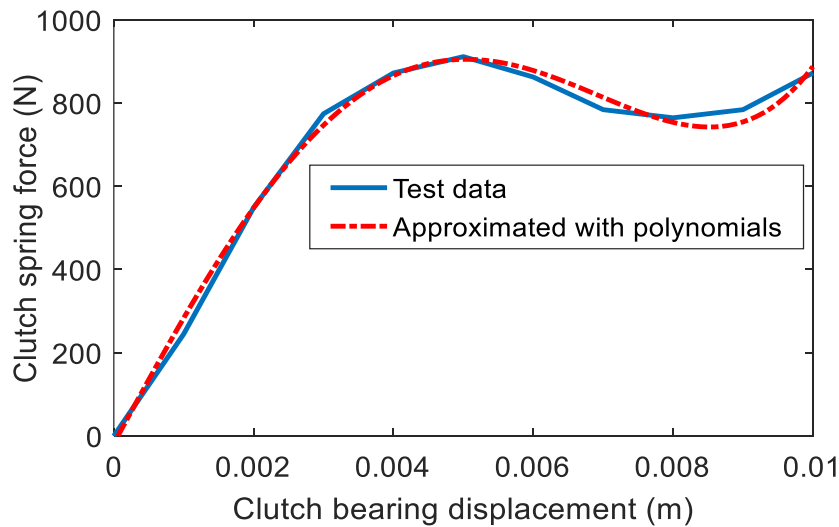
Fig. 2. The model of clutch actuator motor

۲-۲-۲ مدل مکانیزم عملگر

شماتیک عملگر کلاچ در شکل ۳ نمایش داده شده است. همان طوری که در این شکل مشخص است، این سیستم به صورت کلی از سه بخش تشکیل شده است: چرخ‌دنده، فنر و یک مکانیزم لنگ لغزنده. در نتیجه مدل سیستم از یک مجموعه معادلات سینماتیکی و سینتیکی که دینامیک سیستم را بیان می‌کند، تشکیل می‌شود. لنگ لغزنده شامل اهرم‌های AB، BC و مفصل‌های A، B و C می‌باشد. نقاط C و F ثابت هستند و نقطه A حرکت انتقالی دارد.

۲-۲-۱ مدل سینماتیکی مکانیزم عملگر

ورودی عملگر، یک قطعی از چرخ‌دنده است که محور موتور به آن متصل شده و وظیفه افزایش گشتاور و کاهش سرعت را بر عهده دارد. این حرکت دورانی نهایتاً توسط مکانیزم لنگ لغزنده به حرکت انتقالی تبدیل می‌شود. سرعت زاویه‌ای دنده،  $\omega$  است که برابر مشتق زمانی  $\theta$  می‌باشد. بر اساس هندسه مکانیزم، روابط مثلثاتی و تحلیل حرکت‌های نسبی، مشتق طول فنر به صورت زیر بیان می‌شود:



شکل ۴. منحنی نیرو-جابجایی فنر دیافراگمی

Fig. 4. Load-deflection curve for the diaphragm spring

می‌آید. رابطه جابجایی بلبرینگ کلاچ و زاویه دوران موتور به صورت زیر بیان می‌شود:

$$x_c = 0.0036 - 0.0067 \cos \theta \quad (6)$$

گشتاور کلی فنر عملگر و فنر کلاچ به عنوان گشتاور مقاوم  $T_L$  در نظر

گرفته می‌شود. متغیرهای حالت به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$X = [x_1 \quad x_2]^T = [\omega \quad \dot{\omega}]^T \quad (7)$$

بر اساس معادلات دینامیکی مذکور، معادلات حالت عملگر کلاچ

به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\dot{x}_1 = x_2 = \dot{\omega} \quad (8)$$

کلاچ توسط دستگاه تست کشش فشار سنتام<sup>۱</sup> تحت آزمایش قرار گرفت. برای این منظور، یک کلاچ به همراه فنر دیافراگمی در دمای اتاق تحت نیروی فشاری قرار گرفت. مقادیر نیرو و جابجایی آن، به ترتیب توسط یک نیروسنج با دقت ۰/۱ N و ظرفیت ۱۵۰ kN و یک انکودر با دقت ۰/۰۰۱ mm اندازه‌گیری شد. منحنی نیرو-جابجایی به دست آمده از این فنر به صورت غیرخطی بوده که با یک چند جمله‌ای درجه ۴ مطابق رابطه (۵) توسط نرم افزار متلب تقریب خوبی زده می‌شود. البته در مقالات مشابه، این منحنی توسط معادله چند جمله‌ای با درجه ۵ نیز تقریب زده شده است.

$$F_s = 5.91 \times 10^{11} x_c^4 - 8.3 \times 10^9 x_c^3 + 2.344 \times 10^6 x_c^2 + 3.065 \times 10^5 x_c - 17.68 \quad (5)$$

منحنی نیرو-جابجایی فنر دیافراگمی کلاچ نیز در شکل ۴ رسم شده است:

می‌توان معادله حرکت را با استفاده از معادله لاگرانژ نوشت. نسبت تبدیل

بین دنده‌های شفت الکتروموتور و چرخ‌دنده عملگر،  $N_m$  برابر ۴۰/۵ می‌باشد.

گشتاور ورودی عملگر از طریق ضرب این عدد در گشتاور الکتروموتور بدست



شکل ۵. مدل عملگر کلاچ در نرم‌افزار آدامز/ویو

Fig. 5. The clutch actuator model in ADAMS/View software

### ۲-۳-۱- بررسی اعتبار مدل به کمک نرم‌افزار آدامز

پس از مدل‌سازی عملگر، با اعمال ورودی به آن و شبیه‌سازی سیستم به بررسی عملکرد عملگر کلاچ پرداخته می‌شود. زمان نمونه‌برداری، ۵ میلی ثانیه در نظر گرفته شد. سپس نتایج شبیه‌سازی مدل ارائه شده در نرم‌افزار متلب با نتایج تجزیه و تحلیل مدل نرم‌افزار آدامز نشان داده شده در شکل ۵ مقایسه شد. انواع مختلف مفصل‌ها برای اتصال اجزاء به یکدیگر بر اساس شرایط واقعی در مدل استفاده شده است. همچنین، سه فنر مختلف شامل فنر کلاچ، فنر عملگر و فنر متعادل‌کننده نیرو و گشتاور وجود دارد. ثابت سفتی فنر برای عملگر ۱۴ N/mm انتخاب شده است. ورودی عملگر، حرکتی با سرعت زاویه‌ای ۶۰ rad/s است که بر چرخ دنده ورودی مدل اعمال می‌شود. برخی از تغییرات لازم در پارامترهای مدل متلب صورت گرفته است تا توافق خوبی با نتایج مدل آدامز حاصل شود. نمودار موقعیت زاویه‌ای برای چرخ دنده در شکل ۶ نشان داده شده و جابجایی بلبرینگ کلاچ در شکل ۷ رسم شده است. در هر دو مورد، توافق بسیار نزدیکی بین نتایج شبیه‌سازی مدل‌ها پس از به‌روزرسانی مدل به دست آمده است. نیروی فنر دیافراگمی

$$\dot{x}_2 = \ddot{\omega} = \left( \frac{1}{I_a} \right) \left[ - \left( k_{\omega} + \frac{R_a I_a}{L_a} \right) x_2 - \left( \frac{R_a k_{\omega} + k_t N_m^2 k_e}{L_a} \right) x_1 + \left( \frac{R_a T_L}{L_a} \right) + T_L + \left( \frac{k_t N_m}{L_a} \right) u_a \right] \quad (9)$$

$$T_L = -0.906\theta^3 - 4.94\theta^2 + 28.68\theta - 25.03 \quad (10)$$

که در آن،  $I_a$  ممان اینرسی کل سیستم و برابر  $0.02 \text{ kg.m}^2$ ،  $\dot{x}_2 = \ddot{\omega}$  مشتق شتاب زاویه‌ای و  $k_{\omega}$  می‌باشد. ممان اینرسی معادل کل قسمت‌های دورانی عملگر کلاچ از جمله چرخ دنده و میله‌های رابط مکانیزم می‌باشد که با سعی و خطا و همچنین انجام شبیه‌سازی‌های متعدد و مقایسه نتایج تحلیل با نتایج تست به دست آمده است. نهایتاً معادله خروجی سیستم به صورت زیر بیان می‌شود:

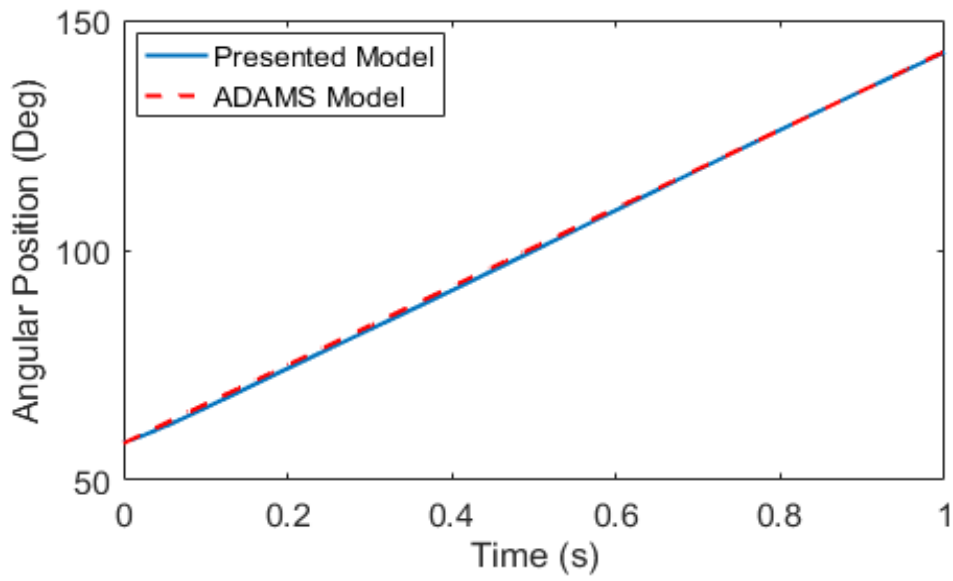
$$y = [y_1 \quad y_2]^T = [\theta \quad i_a]^T \quad (11)$$

$$y_1 = \theta = \int \omega dt = \int x_1 dt \quad (12)$$

$$y_2 = i_a = \left( \frac{I_a x_2 + k_{\omega} x_1 - T_L}{k_t N_m} \right) \quad (13)$$

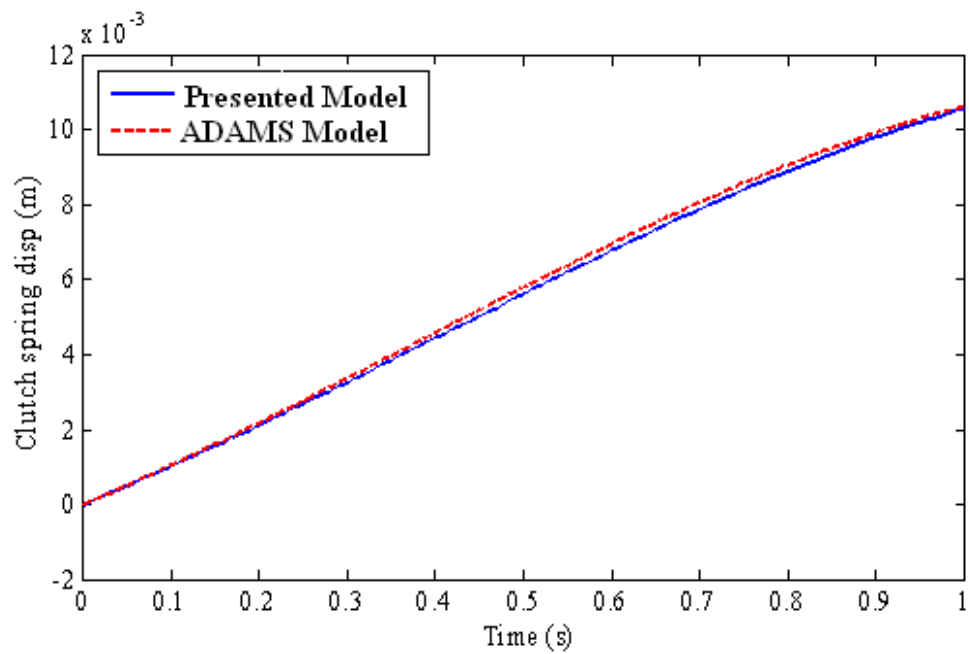
### ۲-۳-۳- صحنه‌گذاری مدل عملگر

جهت اعتبارسنجی مدل عملگر کلاچ، ابتدا از یک مدل دقیق ساخته شده در نرم‌افزار آدامز و شبیه‌سازی آن بهره گرفته شده است و سپس با مقایسه تست‌های آزمایشگاهی، صحنه‌گذاری مدل انجام شده است.



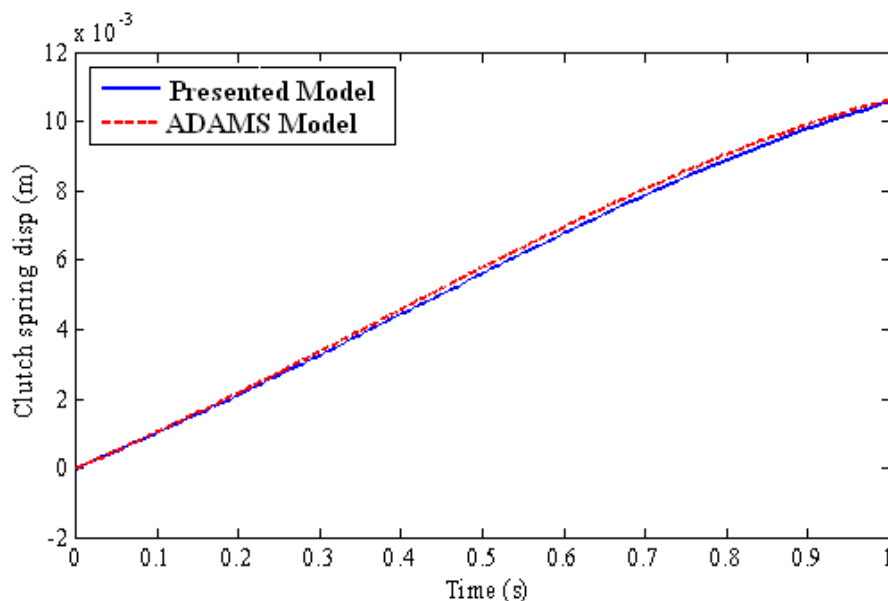
شکل ۶. موقعیت زاویه‌ای چرخ دنده عملگر

Fig. 6. Angular position of actuator gear



شکل ۷. جابجایی بلبرینگ کلاچ

Fig. 7. The clutch ball bearing displacement



شکل ۸. موقعیت زاویه‌ای شفت الکتروموتور

Fig. 8. Angular position of electromotor shaft

جدول ۱. مقادیر پارامترهای مدل موتور الکتریکی

Table 1. Parameter values of the electric motor model

پارامتر	واحد	مقدار
اندوکتانس موتور	H	۰/۰۰۰۹
ضریب نیروی ضد محرکه الکتریکی	V.s/rad	۰/۰۲۱۴
ضریب میرایی دورانی	N.m.s/rad	۰/۰۰۰۰۵۷
مقاومت داخلی موتور	$\Omega$	۰/۵۱
ممان اینرسی شفت موتور	kg.m <sup>۲</sup>	۰/۰۰۰۰۱۲
ضریب جفت‌شدگی الکترومکانیکی	N.m/A	۰/۰۱۸
ولتاژ ورودی موتور	V	۱۴

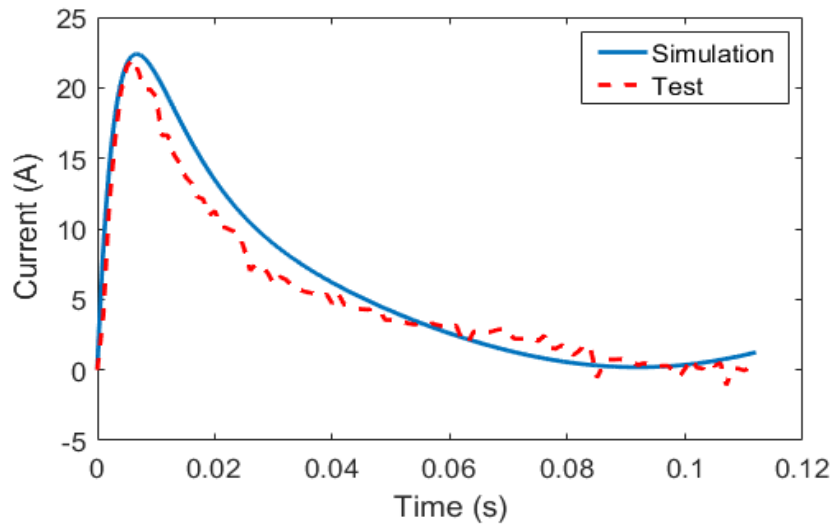
کلاچ در شکل ۸ نشان داده شده است.

پارامترهای مدل موتور الکتریکی نیز در جدول ۱ آمده است. برخی از این پارامترها با توجه به نتایج تست دینامومتر الکتروموتور در آزمایشگاه به دست آمده و برخی دیگر، با سعی و خطا و همچنین انجام شبیه‌سازی‌های مختلف و مقایسه نتایج آن با نتایج حاصل از تست، تعیین شده‌اند.

۲-۳-۲- بررسی اعتبار مدل به کمک نتایج تست

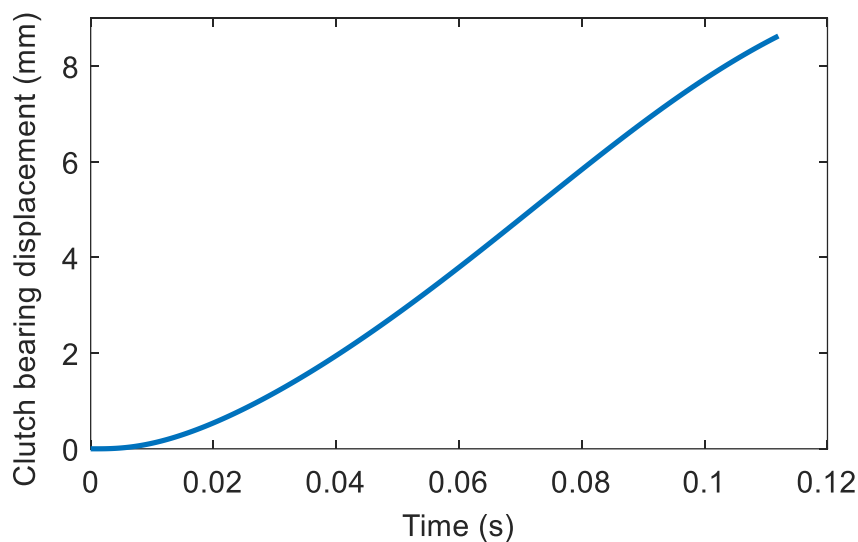
به منظور ارزیابی عملکرد مدل عملگر کلاچ در نرم‌افزار متلب، ولتاژ ورودی ۱۴ ولت به موتور جریان مستقیم اعمال می‌شود. زمان نمونه‌برداری، ۵ میلی ثانیه می‌باشد. نهایتاً نتایج تست و شبیه‌سازی مربوط به موقعیت زاویه‌ای شفت الکتروموتور و جریان آن با هم مقایسه شدند و در شکل‌های





شکل ۹. جریان الکتریکی موتور

Fig. 9. The motor current

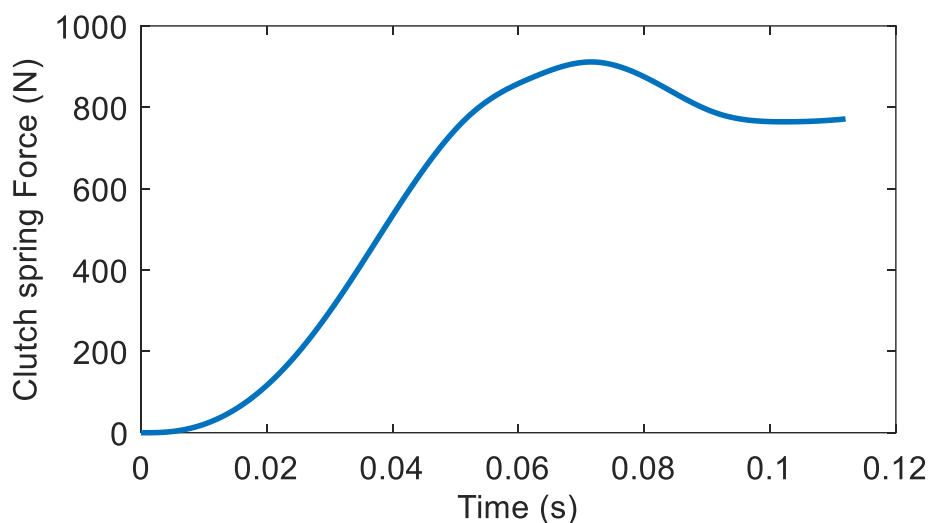


شکل ۱۰. جابجایی بلبرینگ کلاچ

Fig. 10. The clutch ball bearing displacement

۳- تخمین متغیرهای حالت با استفاده از فیلتر کالمن آنستند همانطور که قبلاً ذکر شد، متغیرهای حالت که سرعت زاویه‌ای و شتاب زاویه‌ای چرخ دنده ورودی می‌باشند، توسط فیلتر کالمن آنستند تخمین زده می‌شوند. قابل ذکر است که در این تحلیل، موقعیت زاویه‌ای چرخ دنده و جریان الکتریکی موتور، متغیرهای قابل اندازه‌گیری هستند. معادلات

۸ و ۹ مشاهده می‌شوند. همان‌طور که مشاهده می‌شود می‌توان گفت تطبیق نسبتاً قابل قبولی در نتایج شبیه‌سازی و تست وجود دارد. پس از اطمینان از صحت مدل، نتایج شبیه‌سازی مدل عملگر مربوط به جابجایی بلبرینگ کلاچ و نیروی فنر دیافراگمی کلاچ به ترتیب در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است.



شکل ۱۱. نیروی فنر دیافراگمی کلاچ

Fig. 11. The force of the clutch diaphragm spring

دینامیکی یک سیستم غیرخطی زمان گسسته به طور کلی به صورت زیر  $R_k$  می‌باشند.

در این تحقیق از آوردن جزئیات الگوریتم این فیلتر به دلیل حجم زیاد بیان می‌شود:

روابط آن، صرفنظر شده است. جهت مطالعه آن، می‌توان به مقاله [۲۰] مراجعه نمود.

$$x_{k+1} = f(x_k, u_k, t_k) + w_k \quad (14)$$

#### ۴- طراحی سیستم کنترل

$$y_k = h(x_k, t_k) + v_k \quad (15)$$

در این بخش به طراحی کنترل کننده بر پایه کنترل مود لغزشی تطبیقی برای یک کلاچ خودکار پرداخته می‌شود. در ابتدا، کنترل کننده مود لغزشی مرسوم معرفی می‌شود و سپس کنترل کننده مود لغزشی با بهره تطبیقی پیشنهاد می‌گردد. برای کنترل کننده مود لغزشی، تابع خطا به وسیله معادله زیر تعریف می‌شود:

$$e_1 = x_c - x_d, \quad e_2 = v_c - v_d, \quad e_3 = a_c - a_d \quad (16)$$

سطح لغزشی  $S$  که شامل یک مؤلفه انتگرال گیر است به شکل زیر تعریف می‌شود:

که در آن  $x_k$  بیانگر متغیرهای حالت نامعلوم سیستم در زمان نمونه برداری  $k$ ،  $u_k$  بیانگر ورودی خارجی معلوم و  $y_k$  نیز بیانگر خروجی یا سیگنال قابل اندازه گیری مخدوش به نویز است که تابعی از متغیرهای حالت و زمان بوده و با  $h$  نمایش داده می‌شود. دینامیک سیستم، با تابع غیرخطی  $f$  مشخص می‌شود. در فرآیند تخمین، هر دو تابع  $f$  و  $h$  معلوم فرض می‌شوند. نویز فرآیند  $w_k$  از دینامیک سیستم ناشی شده و نویز اندازه گیری  $v_k$  ناشی از عدم قطعیت داده‌های ثبت شده است. نویزهای فرآیند و اندازه گیری هر دو گوسی سفید بوده و دارای میانگین صفر و کوواریانس‌های به ترتیب  $Q_k$  و

زیر تعریف شود:

$$S = e_3 + k_1 e_2 + k_2 e_1 + k_3 \int_0^t e_1 dt \quad (17)$$

$$u_a = \frac{L_a}{k_t N_m} \left[ \left( \frac{I_a}{c_1} \right) (\dot{a}_d - k_1 e_3 - k_2 e_2 - k_3 e_1 - \eta \operatorname{sign}(S)) + \left( k_\omega + \frac{R_a I_a}{L_a} \right) \alpha \right] + \frac{1}{k_t N_m} [(R_a k_\omega + k_t N_m^2 k_e) \omega - L_a \hat{\lambda} \dot{T}_L - L_a \hat{\phi} \dot{T}_L] \quad (22)$$

که  $k_1$  و  $k_2$  کمیت‌های اسکالر مثبت هستند و  $v_d$ ،  $x_d$  و  $a_d$  مسیر مطلوب می‌باشند و  $v_c$  و  $a_c$  مقادیر سرعت و شتاب بلبرینگ کلاچ می‌باشند که به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$v_c = c_1 \omega, \quad a_c = c_1 \alpha \quad (18)$$

که در آن مقدار تخمین زده شده گشتاور عملگر،  $\hat{\phi} \dot{T}_L$ ، مشتق مقدار تخمینی گشتاور عملگر،  $\lambda = \left( \frac{R_a}{L_a} \right)$  و  $\phi$  برابر ۱ می‌باشد. فرض بر این است که عدم قطعیت‌های سیستم در گشتاور عملگر و مشتق آن وجود دارد. تابع علامت در قانون کنترلی، رابطه (۲۲)، باعث بروز ناپیوستگی و نوساناتی در آن می‌شود به طوری که ممکن است نیروی کنترلی را افزایش داده و دینامیک فرکانس بالا که مدل نشده‌اند را نیز تحریک کند. برای حذف ناپیوستگی و نوسانات ایجادشده، تابع علامت با تابع اشباع  $\operatorname{sat}(S / \psi)$  با ضخامت لایه مرزی  $\psi$  مثبت جایگزین می‌شود. ولتاژ ورودی کنترلی اعمال شده به الکتروموتور شرایط زیر را باید داشته باشد:

با مشتق‌گیری از رابطه (۱۷):

$$\dot{S} = \left( \frac{c_1}{I_a} \right) \left[ - \left( k_\omega + \frac{R_a I_a}{L_a} \right) \alpha - \left( \frac{R_a k_\omega + k_t N_m^2 k_e}{L_a} \right) \omega + \left( \frac{R_a T_L}{L_a} \right) + \dot{T}_L + \left( \frac{k_t N_m}{L_a} \right) u_a \right] - \dot{a}_d + k_1 e_3 + k_2 e_2 + k_3 e_1 \quad (19)$$

برای همگراشدن سطح لغزشی به صفر به طور مجانبی، رابطه شرط

لغزشی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{S} = -\eta \operatorname{sign}(S); \quad (\eta > 0) \quad (20)$$

که در آن،  $\operatorname{sign}$  تابع علامت می‌باشد. در نتیجه:

$$\frac{1}{2} \left( \frac{d}{dt} \right) S^2 = S \dot{S} = -\eta \operatorname{sign}(S) S < 0 \quad (21)$$

که در آن، یک ثابت با علامت مثبت است. بر اساس روابط (۱۶) تا (۱۹) و معادلات دینامیکی سیستم، قانون کنترل مود لغزشی می‌تواند به صورت

$$u_a = \begin{cases} -14 & u_a \leq -14 \\ u_a & -14 < u_a < 14 \\ 14 & u_a \geq 14 \end{cases} \quad (23)$$

ولتاژ نامی باتری خودرو، ۱۲ ولت است که در حالت شارژ کامل می‌تواند به ۱۴ ولت هم برسد. در این بررسی، مقدار ولتاژ باتری در حالت شارژ کامل لحاظ شده است. اکنون پایداری سیستم کنترل مود لغزشی پیشنهادی اثبات می‌شود. ابتداء تابع  $d(t)$  به عنوان بار اغتشاش در دینامیک عملگر تعریف می‌شود که دلیل آن، دینامیک‌های مدل نشده و عدم قطعیت در مدل‌سازی دینامیکی سیستم غیرخطی عملگر و فنر دیافراگمی کلاچ می‌باشد.

$$\dot{V} = (\lambda + 1)S \left( \frac{c_1(\tilde{\lambda}T_L + \tilde{\phi}\dot{T}_L)}{I_a} - \eta \operatorname{sign}(S) \right) \quad d(t) = \frac{c_1(\tilde{\lambda}T_L + \tilde{\phi}\dot{T}_L)}{I_a} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} &= (\lambda + 1)S (d(t) - \eta \operatorname{sign}(S)) = \\ &(\lambda + 1)(Sd(t) - \eta|S|) \leq \\ &(\lambda + 1)(|S||d(t)| - \eta|S|) \leq \\ &(\lambda + 1)|S|(|d(t)| - \eta) \end{aligned} \quad (27)$$

که در آن  $\tilde{\lambda}$ ، اختلاف بین مقدار تخمین زده شده  $\hat{\lambda}$  و واقعی  $\lambda$  می‌باشد. بنابراین  $\tilde{\lambda} = \hat{\lambda} - \lambda$ . به همین صورت، اختلاف بین مقادیر تخمین زده شده  $\phi$  و واقعی آن، به صورت  $\tilde{\phi} = \hat{\phi} - \phi$  تعریف می‌شود. عبارت  $d(t)$  محدودیتی طبق رابطه زیر دارد:

$$|d(t)| < \eta \quad (25)$$

که می‌تواند از رابطه (۲۵) نتیجه شود:

$$\dot{V} < 0 \quad (28)$$

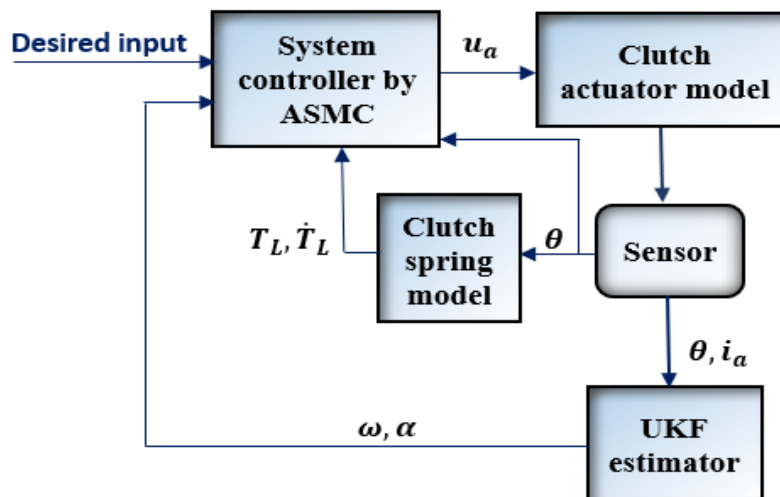
در نتیجه، عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات سیستم محدود می‌شوند. تابع لیاپانوف انتخابی به شکل زیر تعریف شده است:

$$V = \frac{1}{2} \lambda S^2 + \frac{1}{2} \phi S^2 \quad (26)$$

از آنجا که تابع  $V$  مثبت معین و  $\dot{V}$  منفی نیمه معین است، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که سیستم کنترل طراحی شده، پایدار است. ساختار کلی طراحی کنترل کننده پیشنهادی برای عملگر کلاچ در شکل ۱۲ نشان داده شده است.

با استفاده از روابط (۱۹) و (۲۲) و عبارت  $\operatorname{sign}(S) = |S|$  مشتق زمانی کمیت اسکالر  $V$  به صورت زیر محاسبه می‌شود:

بهره‌های کنترل مود لغزشی  $k_1$  و  $k_2$  و  $k_3$  و  $\eta$  به کران بالای عدم



شکل ۱۲. ساختار کلی طرح کنترل کننده پیشنهادی

Fig. 12. Overall structure of the proposed controller scheme

عملکرد ردیابی موقعیت کلاچ خودکار به‌عنوان شرایط عملیاتی رایج به‌منظور صحت‌گذاری کنترل‌کننده مود لغزشی طراحی شده، انتخاب می‌شود که از داده‌های تجربی به‌دست آمده است و به‌وسیله رابطه (۳۴) تعریف می‌شود. این معادله از دریافت اطلاعات حسگر موقعیت کلاچ در هنگام درگیری در حالت‌های مختلف رانندگی به‌دست آمده است. البته متناسب با شرایط خودرو و موتور، این رابطه و منحنی متناظر با آن می‌تواند تا حدی تغییر کند ولی در حالت کلی، درگیری کلاچ را می‌توان با رابطه زیر تقریب زد:

$$x_d = \begin{cases} 0 & t \leq 0.2 \\ 4.58t + 0.58 & 0.2 < t < 1.4 \\ 8 & t \geq 1.4 \end{cases} \quad (34)$$

واحد  $x_d$  میلی‌متر می‌باشد. برای بهره‌های کنترل مود لغزشی، مقادیر  $k_1$ ،  $k_r$  و  $k_p$  به‌ترتیب برابر ۸۰، ۱۷۰۰ و ۴۰۰ می‌باشند.  $\eta$  و نیز به‌ترتیب برابر ۳۰۰ و ۰/۵ در نظر گرفته شده‌اند. پاسخ دینامیکی به‌دست آمده از کنترل‌کننده جهت ردیابی مسیر مطلوب، در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۳ نمایان است پاسخ سیستم کنترل ارائه‌شده، به‌سرعت به مسیر مطلوب موردنظر،  $x_d(t)$ ، همگرا می‌شود. خطای ردیابی مسیر، نیز در شکل ۱۴ نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۳، می‌توان مشاهده کرد که خطای ردیابی حالت پایدار جابجایی بلبرینگ کلاچ، بسیار کوچک در حدود ۰/۰۱ mm است و تقریباً قابل اغماض می‌باشد. شکل ۱۵ ولتاژ ورودی اعمال شده به الکتروموتور عملگر را نشان می‌دهد. موقعیت زاویه‌ای چرخ دنده عملگر در شکل ۱۶ رسم شده است. با مقایسه شکل‌های ۱۳ و ۱۶، می‌توان دریافت که رابطه بین جابجایی بلبرینگ کلاچ و موقعیت زاویه‌ای، خطی است، همان‌طور که در رابطه (۶) بیان شده است. جریان عبوری از مدار الکتریکی در شکل ۱۷ نمایان است. شکل ۱۸ نتایج شبیه‌سازی سرعت زاویه‌ای برای چرخ دنده را در دو حالت واقعی و تخمین‌زده شده توسط فیلتر کالمن آنسنتد نشان می‌دهد. علاوه بر این، شتاب زاویه‌ای چرخ‌دنده را در شکل ۱۹ می‌توان

قطعیت در کنترل‌کننده عملگر کلاچ مانند گشتاور عملگر و مشتق آن بستگی دارد. این بهره‌ها در کاربردهای عملی به روش سعی و خطا تنظیم می‌شوند. برای غلبه بر این مشکلات، کنترل مود لغزشی با بهره‌های تطبیقی ارائه می‌شود. بر این اساس، رابطه (۲۰) به‌صورت زیر اصلاح می‌شود:

$$\dot{S} = -\eta_{(t)} \operatorname{sat}(S/\psi) \quad (29)$$

مقادیر بهره‌های کنترل‌کننده با معادلات زیر بروز رسانی می‌شوند.

مقادیر اولیه این بهره‌ها، با سعی و خطا به‌دست آمده‌اند.

$$\dot{\eta}_{(t)} = \eta_0 |S|, \quad (\eta_0 = 300) \quad (30)$$

$$\dot{k}_1 = k_{1,0} |S|, \quad (k_{1,0} = 520) \quad (31)$$

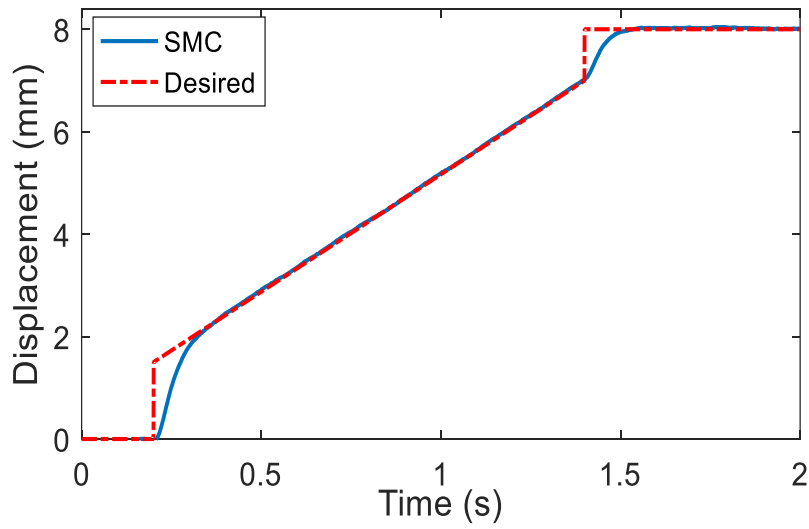
$$\dot{k}_2 = k_{2,0} |S|, \quad (k_{2,0} = 55000) \quad (32)$$

$$\dot{k}_3 = k_{3,0} |S|, \quad (k_{3,0} = 1300) \quad (33)$$

## ۵- نتایج شبیه‌سازی

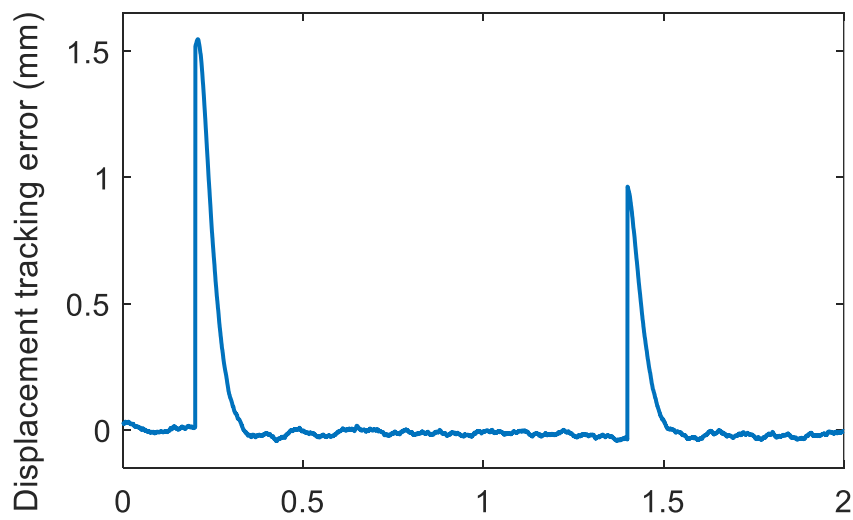
در این قسمت، ابتدا دقت کنترل‌کننده مود لغزشی پیشنهادی همراه با تخمین‌گر فیلتر کالمن آنسنتد برای مدل با پارامترهای اسمی در حالت نبود گشتاور اغتشاشی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. سپس، کارایی بالای کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی پیشنهادی در برابر کنترل‌کننده مود لغزشی مرسوم در ردیابی دقیق مسیرهای مطلوب با عدم قطعیت در مدل‌سازی گشتاور فنر کلاچ نشان داده می‌شود. هدف، کنترل حرکت کلاچ از موقعیت اولیه به نقطه انتهایی است. بنابراین در این تحقیق، کنترل موقعیت کلاچ با استفاده از کنترل‌کننده‌های مود لغزشی مرسوم و تطبیقی مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد.





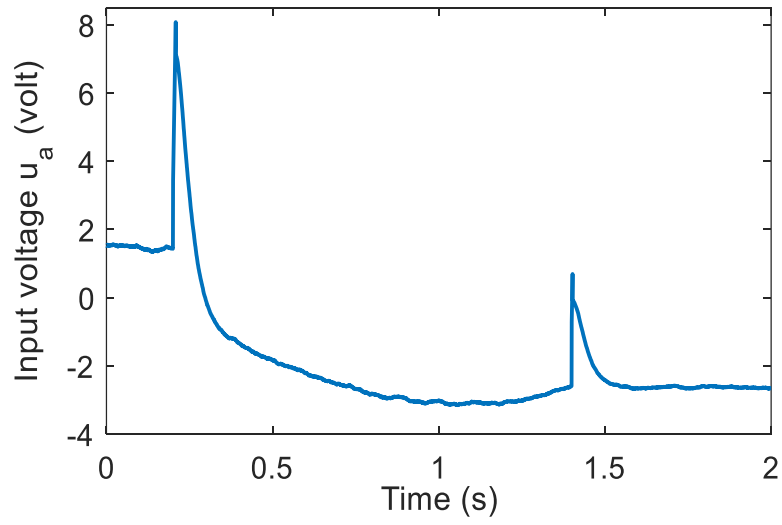
شکل ۱۳. عملکرد ردیابی جابجایی بلبرینگ کلاچ با استفاده از کنترل مود لغزشی

Fig. 13. Clutch bearing displacement tracking performance using SMC



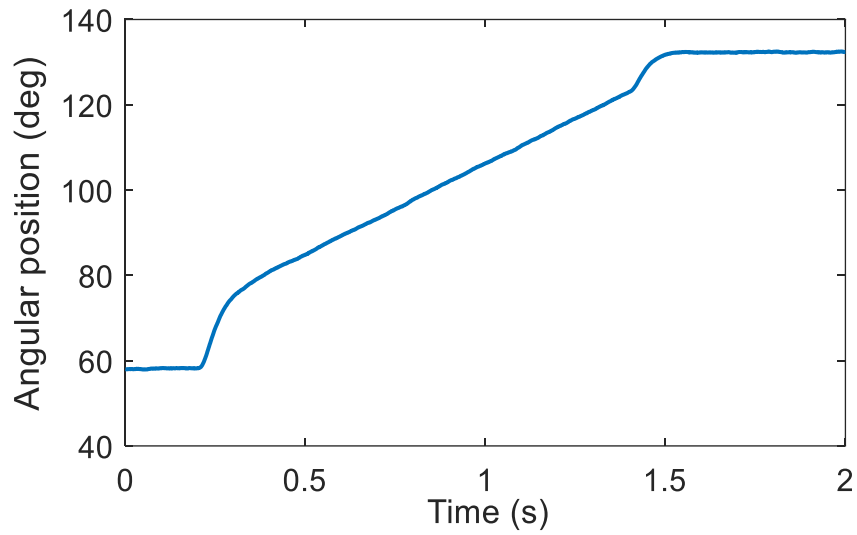
شکل ۱۴. خطای ردیابی جابجایی بلبرینگ کلاچ با استفاده از کنترل مود لغزشی

Fig. 14. Tracking error of clutch bearing displacement using SMC



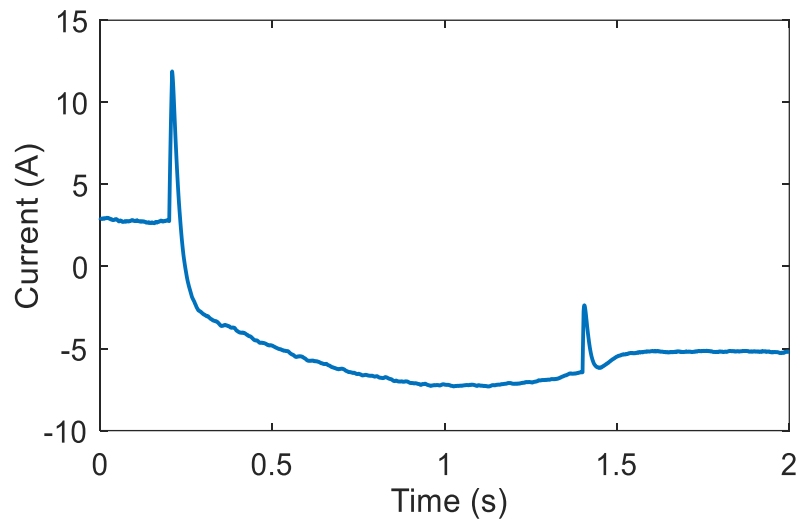
شکل ۱۵. ولتاژ ورودی کنترلی

Fig. 15. Control input voltage



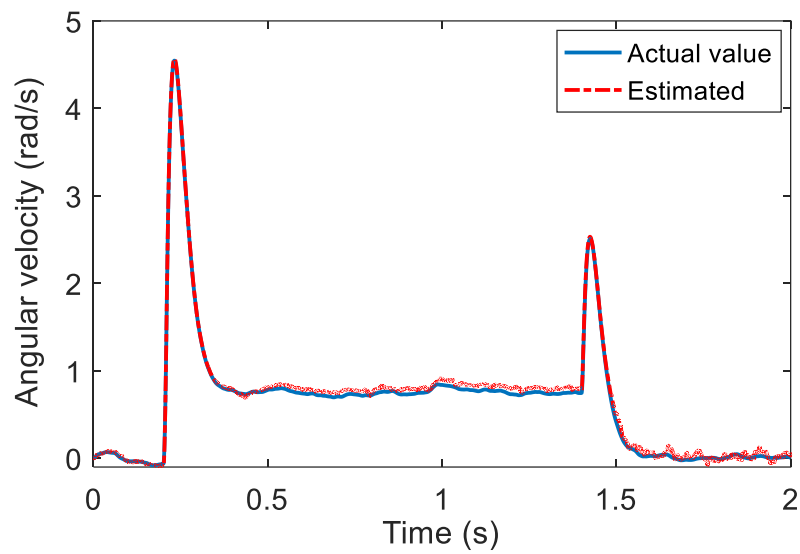
شکل ۱۶. موقعیت زاویه‌ای چرخ دنده عملگر

Fig. 16. Angular position of actuator gear



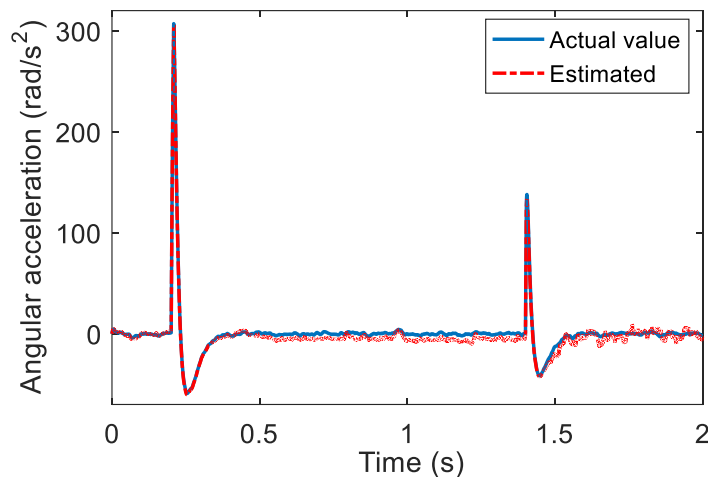
شکل ۱۷. جریان عبوری از مدار الکتریکی

Fig. 17. The current passing the electric circuit



شکل ۱۸. سرعت زاویه‌ای چرخ دنده عملگر

Fig. 18. The angular velocity of actuator gear



شکل ۱۹. شتاب زاویه‌ای چرخ دنده عملگر

Fig. 19. The angular acceleration of actuator gear

به این هدف، در ادامه، شبیه‌سازی‌ها تحت دو شرایط مختلف عدم قطعیت پارامترها در مدل‌سازی گشتاور فنر کلاچ انجام می‌شود. بنابراین فرض می‌شود که پارامترهای رابطه (۱۰) ابتدا ۱۰ درصد، سپس ۲۰ درصد کاهش یافته‌اند. به منظور ارزیابی عملکرد کنترل‌کننده تطبیقی پیشنهادی، نتایج شبیه‌سازی حاصل از کنترل مود لغزشی تطبیقی و کنترل مود لغزشی مرسوم با هم مقایسه می‌شوند. نتایج تحلیل در نمودارهای شکل ۲۰ که مربوط به کاهش ۱۰ درصدی پارامترهای ذکر شده است، مشاهده می‌شود. جابجایی بلبرینگ کلاچ و خطای ردیابی آن و نیز ولتاژ ورودی در نمودارهای شکل ۲۰ ترسیم شده‌اند. به همین ترتیب، نتایج شبیه‌سازی که مربوط به کاهش ۲۰ درصدی پارامترهای مذکور می‌باشد، در شکل ۲۱ نشان داده شده‌اند. یک شاخص مهم برای ارزیابی کمی بهتر سیستم‌های کنترل پیشنهادی، مقدار جذر میانگین مربعات<sup>۱</sup> خطای ردیابی موقعیت کلاچ است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

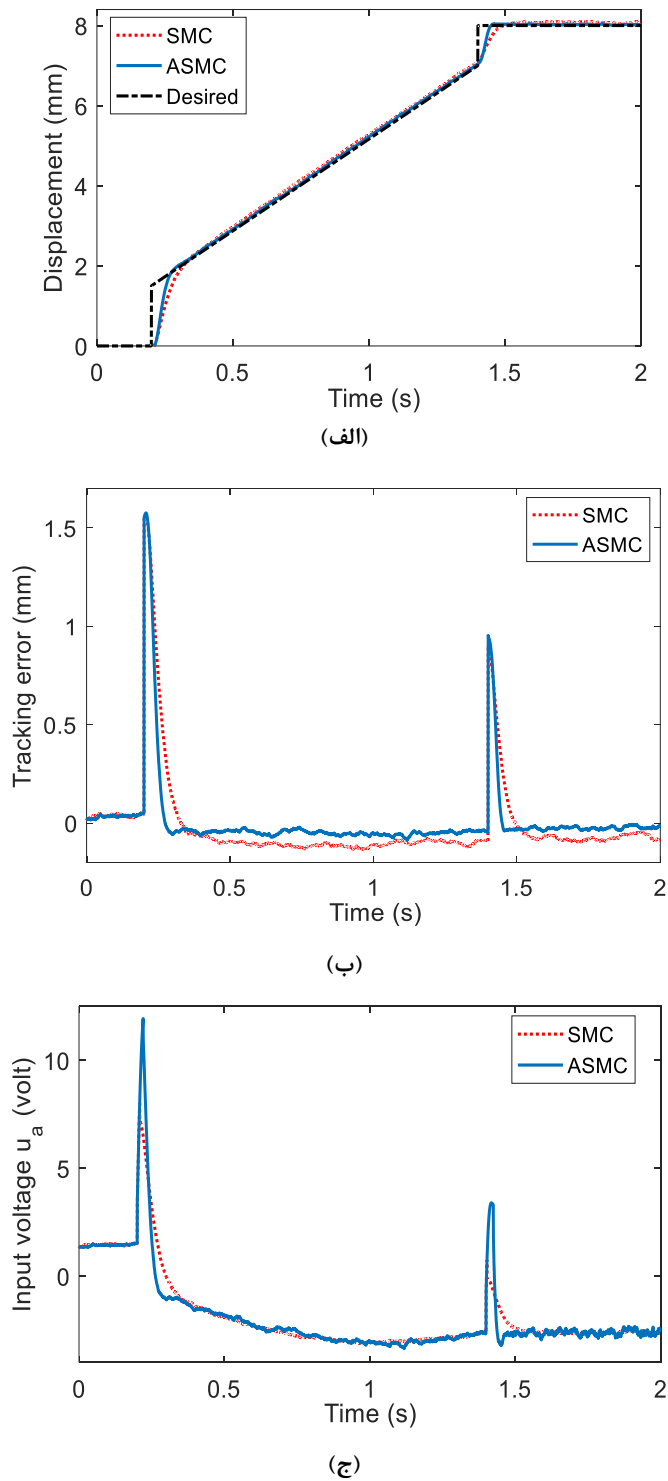
$$RMS(e_1) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T e_1^2 dt} \quad (35)$$

1 Root Mean Square (RMS)

مشاهده نمود.

با توجه به نتایج شبیه‌سازی، می‌توان گفت که مقادیر تخمین‌زده شده با استفاده از فیلتر کالمن آنستند پیشنهادی بدون خطای قابل توجهی می‌باشد و کاملاً دقیق و قابل اعتماد است. البته، زمانی که پاسخ سیستم در حالت گذرا است و به حالت پایدار نرسیده است، نتایج تخمین کمی از مقادیر واقعی انحراف دارند. دلیل اصلی آن می‌تواند ناشی از تحریک ناکافی باشد. به‌طور کلی، دقت بالای تخمین‌گر را می‌توان مشاهده نمود که نشانگر مؤثر بودن فیلتر کالمن آنستند می‌باشد. همچنین، کارایی بالای کنترل‌کننده مود لغزشی طراحی‌شده با تخمین‌گر فیلتر کالمن آنستند در ردیابی دقیق مسیرهای مطلوب جابجایی بلبرینگ کلاچ نمایان می‌باشد.

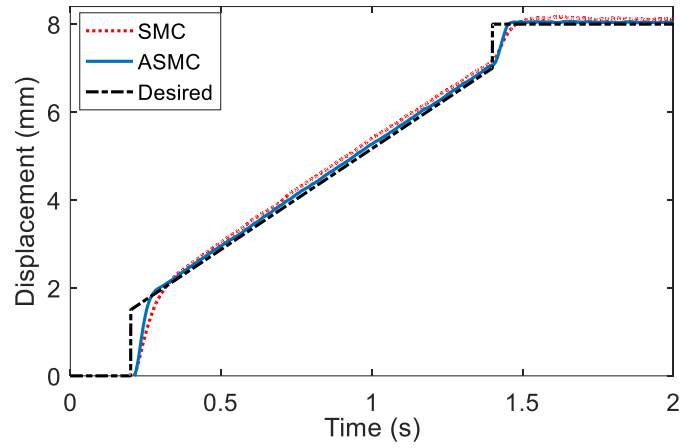
با این حال، کنترل‌کننده مود لغزشی پیشنهادی نمی‌تواند در حضور عدم قطعیت پارامترها و اغتشاشات خارجی با دقت بالایی عمل کند. از آنجا که پارامترهای سیستم انتقال قدرت با توجه به طیف گسترده‌ای از شرایط مختلف رانندگی تغییر می‌کنند از جمله تغییر ضریب اصطکاک صفحه کلاچ و سفتی فنر دیافراگمی و سایش طولانی مدت در بازه رانندگی خودرو، بنابراین یک روش کنترل مود لغزشی تطبیقی برای تضمین عملکرد دقیق ردیابی و مقابله با عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات، مورد نیاز است. برای دستیابی



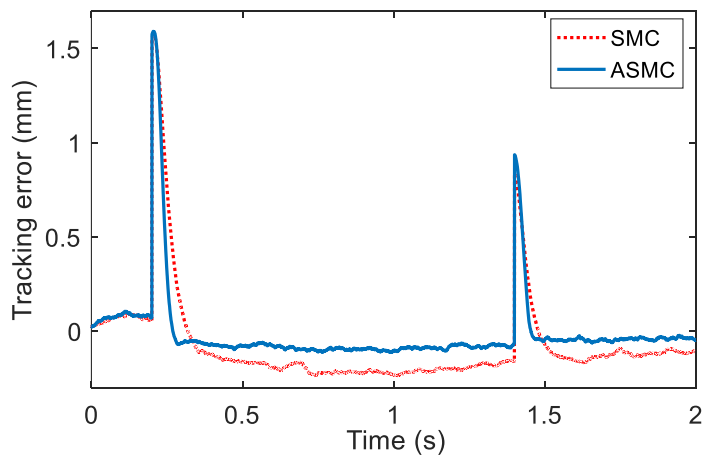
شکل ۲۰. بررسی عملکرد کنترلر مود لغزشی مرسوم در مقایسه با کنترلر مود لغزشی تطبیقی با حضور ۱۰٪ نامعینی پارامتری؛ (الف): جابجایی بلبرینگ کلاچ، (ب): خطای ردیابی جابجایی بلبرینگ کلاچ، (ج): ورودی کنترلی ولتاژ

Fig. 20. Evaluation of SMC performance in comparison with the ASMC in the presence of 10% parameter uncertainties; (a): Clutch bearing displacement, (b): Tracking error of clutch bearing displacement, (c): Control input voltage

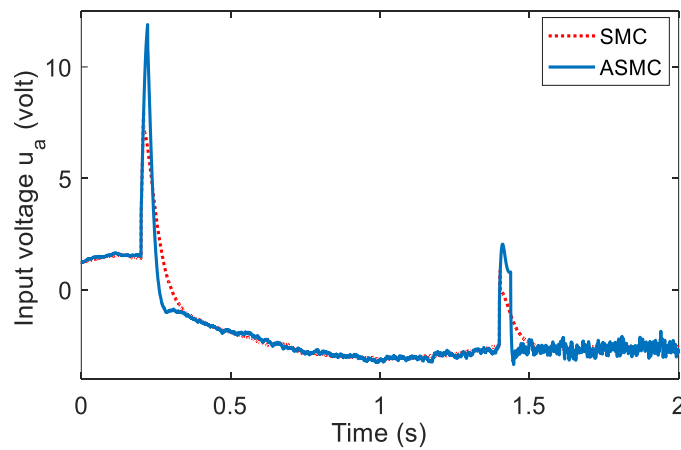




(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۲۱. بررسی عملکرد کنترل مد لغزشی مرسوم در مقایسه با کنترل مد لغزشی تطبیقی با حضور ۲۰٪ نامعینی پارامتری؛ (الف): جابجایی بلبرینگ کلاچ، (ب): خطای ردیابی جابجایی بلبرینگ کلاچ، (ج): ورودی کنترلی ولتاژ

Fig. 20. Evaluation of SMC performance in comparison with the ASMC in the presence of 20% parameter uncertainties; (a): Clutch bearing displacement, (b): Tracking error of clutch bearing displacement, (c): Control input voltage

جدول ۲. مقایسه بین میانگین جذر مربعات خطای ردیابی موقعیت برای سیستم‌های مختلف کنترلی

Table 2. Comparison between the RMS of tracking error of position for different control systems

%۲۰		%۱۰		میزان نامعینی‌های پارامتری
کنترل مود لغزشی تطبیقی	کنترل مود لغزشی مرسوم	کنترل مود لغزشی تطبیقی	کنترل مود لغزشی مرسوم	سیستم کنترلی
۰/۲۲۵	۰/۲۸۲	۰/۲۱۶	۰/۲۵۱	میانگین جذر مربعات خطا (mm)
%۲۰		%۱۴		بهبود نسبی روش کنترل مود لغزشی تطبیقی

نوآوری‌های این مقاله را به شرح زیر می‌توان توضیح داد. اولین نوآوری، ایجاد یک مدل معتبر و صحه‌گذاری شده از طریق نتایج تست برای عملگر کلاچ الکترومکانیکی می‌باشد. مورد دوم، به‌کارگیری یک تخمین‌گر غیرخطی با استفاده از فیلتر کالمن آنستند است که جهت تخمین پارامترهایی که به‌سادگی قابل اندازه‌گیری نیستند مانند سرعت و شتاب زاویه‌ای چرخ دنده ورودی عملگر استفاده شد. مورد سوم، طراحی یک کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی با کارایی بالاتر در مقایسه با کنترل‌کننده مود لغزشی مرسوم در ردیابی موقعیت بلبرینگ کلاچ در حالی که سیستم با عدم قطعیت‌ها مواجه شده است.

### تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله از گروه تحقیق و توسعه شرکت صنعتی نیرومحركه به دلیل پشتیبانی فنی تشکر و قدردانی می‌نمایند.

### منابع

- [1] G. Lucente, M. Montanari, C. Rossi, Modelling of an automated manual transmission system, *Mechatronics*, 17(2-3) (2007) 73-91.
- [2] S. Lin, S. Chang, B. Li, Gearshift control system development for direct-drive automated manual transmission based on a novel electromagnetic actuator, *Mechatronics*, 24(8) (2014) 1214-1222.
- [3] C.-Y. Tseng, C.-H. Yu, Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle, *Mechanism and machine theory*, 84 (2015) 37-56.
- [4] J. Horn, J. Bamberger, P. Michau, S. Pindl, Flatness-based clutch control for automated manual transmissions,

مقادیر جذر میانگین مربعات خطای ردیابی موقعیت برای سیستم‌های مختلف کنترلی در جدول ۲ ذکر شده‌اند. نتایج، نشانگر تأثیر زیاد در بهبود عملکرد کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی پیشنهادی در برابر کنترل‌کننده مود لغزشی مرسوم در ردیابی مسیرهای مطلوب می‌باشد. همچنین، متغیرهای حالت سیستم با استفاده از فیلتر کالمن آنستند بدون خطای قابل توجهی تخمین زده شده است.

### ۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی همراه با تخمین‌گر فیلتر کالمن آنستند برای سیستم کلاچ خودکار طراحی شد. سپس پایداری کنترل‌کننده پیشنهادی با استفاده از قضیه لیاپانوف مورد بررسی قرار گرفت و به دنبال آن، به ارزیابی مقاوم‌بودن سیستم کنترل طراحی شده با انجام برخی شبیه‌سازی‌های کامپیوتری بر اساس یک مدل غیرخطی برای عملگر کلاچ پرداخته شد. این تحلیل تحت دو شرایط مختلف عدم قطعیت پارامترها انجام شد. به این صورت که پارامترهای مدل فنر کلاچ ۱۰ و ۲۰ درصد کاهش یابد. نتایج حاصل شده، بیانگر عملکرد بهتر کنترل‌کننده مود لغزشی تطبیقی طراحی شده ترکیبی با تخمین‌گر در بهبود نسبی جذر میانگین مربعات خطای ردیابی موقعیت برای دو سیستم با عدم قطعیت‌های مذکور به‌ترتیب برابر ۱۴ و ۲۰ درصد در مقایسه با کنترل‌کننده مود لغزشی مرسوم می‌باشد. همچنین از فیلتر کالمن آنستند جهت تخمین کامل متغیرهای حالت به‌طور دقیق استفاده شد.

- Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 6(2013-01-2587) (2013) 1510-1517.
- [13] M. Pettersson, L. Nielsen, Gear shifting by engine control, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 8(3) (2000) 495-507.
- [14] M. Pettersson, L. Nielsen, Diesel engine speed control with handling of driveline resonances, Control Engineering Practice, 11(3) (2003) 319-328.
- [15] B. Gao, Y. Lei, A. Ge, H. Chen, K. Sanada, Observer-based clutch disengagement control during gear shift process of automated manual transmission, Vehicle System Dynamics, 49(5) (2011) 685-701.
- [16] A. Bagheri, S. Azadi, A. Soltani, A combined use of adaptive sliding mode control and unscented Kalman filter estimator to improve vehicle yaw stability, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 231(2) (2017) 388-401.
- [17] R. Temporelli, M. Boisvert, P. Micheau, Control of an electromechanical clutch actuator using a dual sliding mode controller: Theory and experimental investigations, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 24(4) (2019) 1674-1685.
- [18] S.A. Haggag, Sliding mode adaptive PID control of an automotive clutch-by-wire actuator, SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 9(2016-01-9106) (2016) 424-433.
- [19] X. Zhu, H. Zhang, J. Xi, J. Wang, Z. Fang, Robust speed synchronization control for clutchless automated manual transmission systems in electric vehicles, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 229(4) (2015) 424-436.
- [20] H. Ren, S. Chen, T. Shim, Z. Wu, Effective assessment of tyre-road friction coefficient using a hybrid estimator, Vehicle System Dynamics, 52(8) (2014) 1047-1065.
- Control engineering practice, 11(12) (2003) 1353-1359.
- [5] D.S. Cheng, J.W. Zhang, X.F. Ye, X.-F. Huang, Sliding mode control approach for electrically controllable clutch of AMT based on the feedback linearization, Journal of Dong Hua Univ., Engl. Edn, 20(3) (2003) 88-93.
- [6] J. Zhang, L. Chen, G. Xi, System dynamic modelling and adaptive optimal control for automatic clutch engagement of vehicles, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 216(12) (2002) 983-991.
- [7] G. Liu, S. Daley, Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems, Control Engineering Practice, 8(9) (2000) 1045-1053.
- [8] Y. Zhao, Z. Liu, L. Cai, W. Yang, J. Yang, Z. Luo, Study of control for the automated clutch of an automated manual transmission vehicle based on rapid control prototyping, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 224(4) (2010) 475-487.
- [9] X. Song, Z. Sun, X. Yang, G. Zhu, Modelling, control, and hardware-in-the-loop simulation of an automated manual transmission, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 224(2) (2010) 143-160.
- [10] Z. Chen, B. Zhang, N. Zhang, H. Du, G. Kong, Optimal preview position control for shifting actuators of automated manual transmission, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 233(2) (2019) 440-452.
- [11] G. Kong, N. Zhang, B. Zhang, Novel hybrid optimal algorithm development for DC motor of automated manual transmission, International Journal of Automotive Technology, 17(1) (2016) 135-143.
- [12] J. Oh, J. Kim, S. Choi, Robust feedback tracking controller design for self-energizing clutch actuator of automated manual transmission, SAE International

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Soltani, M. Arianfard, Clutch Position Control for an Automated Manual Transmission Using Electromechanical Actuators, Amirkabir J. Mech Eng., 54(4) (2022) 769790.

DOI: 10.22060/mej.2021.20470.7238

