



Designing an Optimal Non-Linear Controller for an Active Vehicle Suspension System and Investigating its Effect on Electrical Energy Harvesting

R. Azmi¹, M. Mirzaei^{1*}, A. Habibzadeh-Sharif²

¹ Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran.

² Department of Electrical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran.

ABSTRACT: One of the most important challenges in using active vehicle suspension systems is the high energy consumption of these types of systems. The use of the energy harvesting system is one of the ways to reduce energy consumption in active suspension. In this paper, by designing a new optimal controller of the vehicle's active suspension system and the energy harvesting system, their interaction with them has been investigated. The active control loop calculates the required force to realize the desired mechanical performance. The method is based on the constrained nonlinear predictive control algorithm obtained from the continuous model of the system. Also, the mechanical indices of the suspension system, including travel comfort and road-holding, are managed by the weight coefficients defined in the active control algorithm. The effect of the weight coefficients on the maximum harvesting of energy, while achieving the desired mechanical performance is another issue that has been addressed in this article. The simulation results for two types of the road show that the proper use of the active control algorithm leads to the realization of the desired mechanical performance along with the maximum harvesting of energy. Also, the external energy consumption of the active control system is significantly reduced.

Review History:

Received: May, 23, 2022

Revised: Oct. 02, 2022

Accepted: Dec. 27, 2022

Available Online: Jan, 11, 2023

Keywords:

Vehicle suspension system

Active vibration control

Energy harvesting

Constrained nonlinear control.

1- Introduction

The active suspension system is designed to isolate the vehicle body from road roughness while keeping good contact between the tire and the road. In designing an active suspension system, the control algorithm plays a significant role to provide the conflicting objectives, simultaneously [1, 2]. One of the most important challenges of the active suspension system is the high external energy consumed by the external actuator. For this purpose, energy harvesting mechanisms are used [3]. Investigating the interaction of the active suspension and the energy harvesting systems has been very important for researchers [4, 5].

In the current paper, the model of an active vehicle suspension system with a nonlinear spring and damper is introduced. Also, the energy harvesting mechanism which includes a linear permanent magnet generator, a full-wave rectifier, and a storage source is applied to the system. The predictive optimal constrained controller has been designed for the active suspension system. By adjusting the weighting coefficients in the optimal control algorithm, different strategies can be applied to the system. Simulation is carried out for various weighting factors of the optimal controller to choose the proper one considering both mechanical performance and energy efficiency. The rest of the simulations are performed with the chosen weighting factors for various

excitations.

2- Proposed System Model

The quarter model of an active suspension system with an energy harvesting mechanism is shown in Fig. 1. The dynamic equations of the model are as follows:

$$m_s \ddot{x}_s = -f_s - f_d - f_{em} + f_a \quad (1)$$

$$m_{us} \ddot{x}_{us} = f_s + f_d + f_{em} - f_{st} - f_{dt} - f_a \quad (2)$$

where $f_{em} = KI$ and I is the electrical current in the generator.

Also, the electrical circuit for the energy harvesting system is depicted in Fig. 2. The governing equation of the electrical circuit is as follows:

$$E - V_s = (R_a + R_s)I + L_a \frac{dI}{dt} \quad (3)$$

*Corresponding author's email: Mirzaei@sut.ac.ir



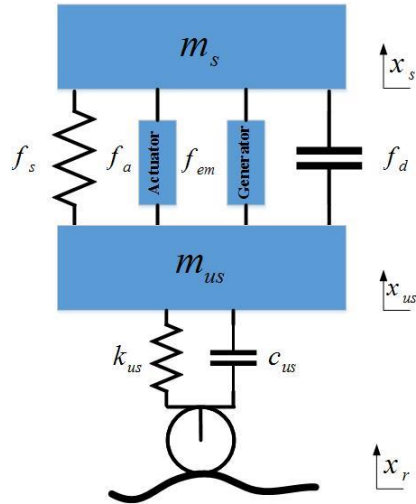


Fig. 1. Quarter model of active suspension system with an energy harvesting system

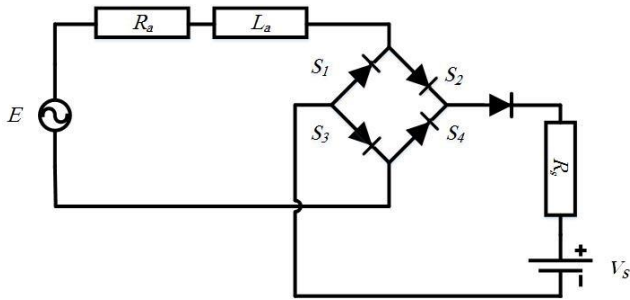


Fig. 2. Electrical circuit of energy harvesting system

3- Controller Design

The optimal control force is obtained as follows:

$$f_a = \begin{cases} f_{a-max}; & \text{if } : g_1 \geq 0, g_2 \leq 0 \\ f_{a-optimum}; & \text{if } : g_1 \leq 0, g_2 \leq 0 \\ -f_{a-max}; & \text{if } : g_1 \leq 0, g_2 \geq 0 \end{cases} \quad (4)$$

where

$$f_{a-optimum} = -\frac{\sum_{i=1}^3 L_i \rho_i b_i}{\sum_{i=1}^3 \rho_i b_i^2} \quad (5)$$

4- Results and Discussion

The consumed power in the active control and the electrical power saved in the harvesting system for the

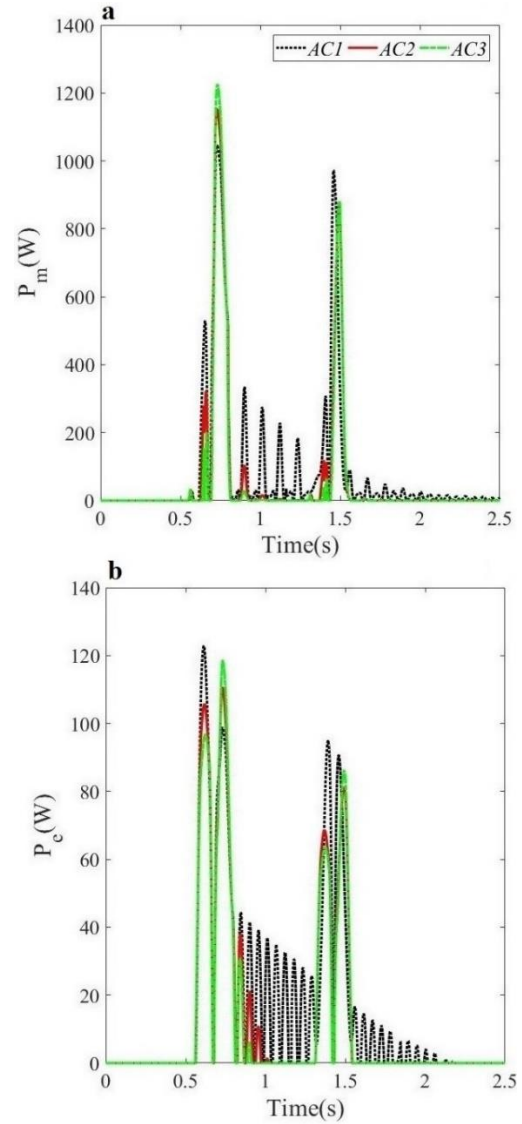


Fig. 3. Active suspension system powers, a- consumed power in the active control, b- electrical power saved in the harvesting system

three control strategies is shown in Fig. 3. It is clear that the harvested electrical power is the highest in AC1 and it is the lowest in AC3. Also, the performance indices in three control logics are reported in Table 1.

5- Conclusion

In this research, the interaction of active control and energy harvesting systems was studied. The effect of adjusting the weight coefficients of active control on both mechanical indices and energy harvesting was investigated. As a result, the most suitable combination for controlling mechanical indices with minimum energy consumption was introduced. In order to clarify the importance of using the energy harvesting system in active suspension, the power

Table 1. Control performance with different combinations of weighting factors in double bump excitation

Control logics Index	AC1	AC2	AC3
RMS of m_s acc	0.21	0.424	0.81
Consumed energy	209.5	153.5	141.4
Harvested energy	40.21	30.98	29.66
Net consumed energy	169.3	122.5	111.8

consumed in the active control, stored power in the energy harvesting system, and net consumed power were presented. The proposed active control law provides the ability to achieve the optimal mechanical indices of the suspension with less energy consumption.

References

- [1] M. Madany, Z. Abduljabbar and M. Foda, Optimal preview control of active suspensions with integral constraint, *Journal of vibration and control*, 9 (2003) 1377-1400.
- [2] L.G. Rao and S. Narayanan, Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road, *Journal of sound and vibration*, 310 (2008) 352-365.
- [3] M. Abdelkareem, L. Xu, M.K.A. Ali, A. Elagouz, J. Mi, S. Guo, Y. Liu, L. Zuo, Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review, *Applied energy*, 229 (2018) 672-699.
- [4] Y. Suda and T. Shiba, A new hybrid suspension system with active control and energy regeneration, *Vehicle system dynamics supplement*, 25 (1996) 641-654.
- [5] R. Wang, R. Ding and L. Chen, Application of hybrid electromagnetic suspension in vibration energy regeneration and active control, *Journal of Vibration and Control*, (2016) 1-1.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

R. Azmi, M. Mirzaei, A. Habibzade-Sharif, *Designing an Optimal Non-Linear Controller for an Active Vehicle Suspension System and Investigating its Effect on Electrical Energy Harvesting*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(12) (2023) 555-558.

DOI: [10.22060/mej.2023.21412.7444](https://doi.org/10.22060/mej.2023.21412.7444)





طراحی کنترل کننده بهینه غیرخطی برای سیستم تعلیق فعال خودرو و بررسی تأثیر آن بر برداشت انرژی الکتریکی

رضا عزمی^۱، مهدی میرزایی^{۱*}، امیرحسین زاده شریف^۲

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران
۲- دانشکده مهندسی برق، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۳/۰۲
بازنگری: ۱۴۰۱/۰۷/۱۰
پذیرش: ۱۴۰۱/۱۰/۰۶
ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۱۰/۲۱

کلمات کلیدی:

سیستم تعلیق خودرو
کنترل فعال ارتعاشات
برداشت انرژی
کنترل بهینه‌ی غیرخطی مقید
برهمکنش تعلیق فعال و برداشت انرژی

خلاصه: یکی از مهم‌ترین چالش‌ها در استفاده از سیستم‌های تعلیق فعال خودرو، مصرف انرژی خارجی توسط عملگر است. استفاده از سیستم برداشت انرژی یکی از روش‌های جبران مصرف انرژی است که در آن انرژی حاصل از ارتعاشات مکانیکی به انرژی الکتریکی تبدیل شده و ذخیره می‌شود. در این مقاله با طراحی یک کنترل کننده بهینه غیرخطی جدید برای سیستم تعلیق فعال خودرو که قابل تنظیم می‌باشد و در نظر گرفتن سیستم برداشت انرژی، برهمکنش این دو مورد بررسی قرار گرفته است. حلقه کنترل فعال وظیفه محاسبه نیروی مورد نیاز برای تحقق عملکرد مکانیکی مطلوب را دارد و مبتنی بر یک الگوریتم کنترل پیش‌بین غیرخطی مقید است. همچنین، شاخص‌های مکانیکی سیستم تعلیق که شامل راحتی سرنشین و حفظ تماس تایر-جاده می‌باشند توسط ضرایب وزنی تعریف شده در حلقه کنترل فعال مدیریت می‌شوند. از طرفی سیستم برداشت انرژی شامل ژنراتور خطی مغناطیس دائم، مدار یکسوساز جریان الکتریکی و منبع ذخیره انرژی ارائه شده است. در این مقاله به تأثیر انتخاب ضرایب وزنی حلقه کنترل فعال بر میزان برداشت انرژی پرداخته شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها به ازای انواع تحریک جاده نشان می‌دهند که استفاده درست از حلقه کنترل فعال حاکم بر مسأله به همراه سیستم برداشت انرژی، موجب تحقق عملکرد مکانیکی مطلوب توأم با برداشت حداکثری انرژی شده و مصرف انرژی سیستم تعلیق فعال کاهش قابل توجهی پیدا می‌کند.

۱- مقدمه

است، استخراج شده است. در شرایط واقعی، خواص الاستیک و میرایی فنر و میراگر، غیرخطی هستند. بنابراین برای دستیابی به قانون کنترل مناسب از راهکارهای غیرخطی استفاده می‌شود. استفاده از کنترل مود لغزشی [۳-۵]، کنترل گام به عقب [۶] و کنترل تطبیقی [۷] راهکارهایی هستند که برای دستیابی به قانون کنترل سیستم تعلیق فعال با مشخصات غیرخطی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در موارد اشاره شده، از کنترل بهینه به عنوان مشخصه اصلی طراحی قانون کنترل غیرخطی استفاده نشده است. بنابراین به منظور ایجاد مصالحه بین اهداف متضاد، از روش بهینه‌ی غیرخطی برای استخراج قانون کنترل استفاده شده است [۸-۱۰]. این روش که مبتنی بر پیش‌بینی پاسخ‌های سیستم است، منتهی به قانون کنترل حلقه بسته و تحلیلی می‌شود. در این روش با تعریف ضرایب وزنی، اهمیت هر یک از شاخص‌های کنترلی را می‌توان در نظر گرفت. همچنین، در این روش نیروی کنترلی را می‌توان با تعریف ضریب وزنی محدود کرد. از طرفی، رعایت محدودیت‌های فیزیکی عملگر در تولید و اعمال نیروی کنترل حائز اهمیت بوده و از طریق تنظیم وزن سیگنال کنترلی تحقق می‌یابد. مهم‌ترین چالش این روش، اعمال

سیستم تعلیق خودرو مکانیزمی است که بدنه خودرو را به چرخ‌ها متصل کرده و نقش اصلی آن معلق نگه داشتن بدنه خودرو و جداسازی آن از نیروهای ایجاد شده بوسیله ناهمواری‌های مسیر است. این سیستم می‌بایست دو هدف متضاد اساسی، یعنی آسایش سرنشین و حفظ تماس تایر-جاده خودرو را ضمن رعایت محدودیت فضای کاری سیستم تعلیق فراهم کند. در طراحی یک سیستم تعلیق مناسب می‌بایست با توجه به اهداف طراحی، مصالحه‌ای بین این معیارها برقرار شود. بنابراین، از سیستم‌های تعلیق فعال برای ایجاد مصالحه در شرایط کاری متغیر استفاده می‌شود. سیستم تعلیق فعال به کمک الگوریتم کنترلی و عملگر، نیروی مناسب برای دستیابی به عملکرد مطلوب را تولید می‌کند. اکثر قوانین کنترل بهینه با فرض خطی بودن سیستم تعلیق طراحی شده‌اند [۱ و ۲]. قانون کنترل بهینه در این تحقیقات از طریق حداقل کردن شاخص عملکرد که شامل نیروی کنترل، آسایش سرنشین، جاده‌پذیری و فضای کاری سیستم تعلیق

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Mirzaei@sut.ac.ir



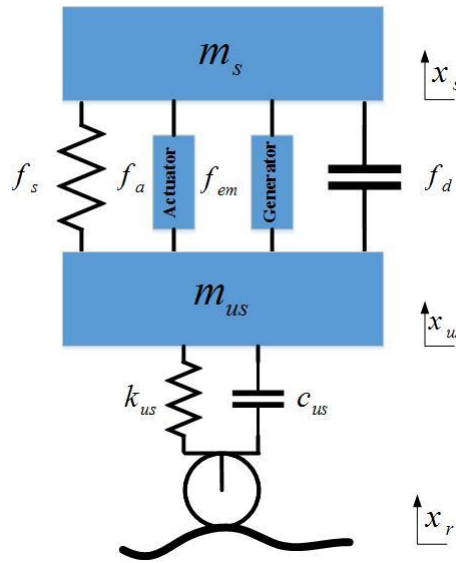
محدودیت و تغییر اندازه سیگنال کنترلی در کل بازه زمانی است. بنابراین، از راهکارهایی برای مقید کردن سیگنال کنترلی بدون اعمال ضریب وزنی استفاده می‌شود [۱۱].

از طرفی، یکی از مهم‌ترین چالش‌های سیستم تعلیق فعال، مصرف انرژی خارجی بالا توسط عملگر است. با توجه به این که انرژی ارتعاشی قابل توجهی در حین حرکت خودرو به سیستم تعلیق منتقل می‌شود، ایده استفاده بهینه از این انرژی در سیستم تعلیق فعال و پیشگیری از اتلاف حرارتی آن مطرح شده است. چرا که کاهش تلفات انرژی در خودرو اهمیت زیادی در میزان مصرف سوخت، کاهش آلاینده‌گی و تأمین انرژی مصرفی بخش‌های مختلف خودرو دارد. بدین منظور، از مکانیزم‌های برداشت‌کننده انرژی استفاده می‌شود. در تحقیق [۱۲] اهمیت برداشت انرژی در سیستم تعلیق خودرو مورد بررسی قرار گرفته و ژنراتورهای الکترومغناطیسی مختلف مربوطه معرفی شده‌اند. تحقیق ارائه شده در [۱۳] جزو اولین تحقیقات صورت گرفته در خصوص مطالعه برداشت انرژی و کنترل فعال در سیستم تعلیق خودرو است. در این تحقیق، ضمن بررسی مفاهیم برداشت انرژی و کنترل فعال در سیستم تعلیق، این نتیجه حاصل شده است که کنترل فعال و برداشت انرژی به ترتیب در فرکانس‌های تحریک پایین‌تر و بالاتر از فرکانس طبیعی سیستم تعلیق قابل اجرا هستند. مدل سیستم تعلیق فعال ارائه شده در تحقیق [۱۴] دارای یک میراگر بازیافت انرژی و یک عملگر الکترومغناطیسی برای کنترل فعال سیستم است. در این تحقیق با تغییر ضریب میراگر بازیافت انرژی، عملکرد کنترل فعال از منظر کنترل شاخص‌های مکانیکی و نیز مصرف انرژی در سیستم تعلیق فعال مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیق [۱۵] برداشت انرژی توسط یک ژنراتور خطی و کنترل فعال توسط یک عملگر مجزا تحقق یافته و امکان مصرف انرژی برداشت شده در عملگر فراهم شده است. معیار تغییر حالت از کنترل فعال به برداشت انرژی و بالعکس، سطح ولتاژ ذخیره شده در باتری است. اگر سطح ولتاژ باتری بیشتر از سطح ولتاژ القایی خروجی ژنراتور باشد، سیستم در حالت کنترل فعال و در غیر اینصورت در حالت برداشت انرژی قرار می‌گیرد. با توجه به ارتباط شاخص‌های مکانیکی و الکتریکی در سیستم برداشت‌کننده انرژی، نشان داده شده است که علاوه بر تأثیر مشخصه‌های سیستم برداشت انرژی در میزان انرژی ذخیره شده، قانون کنترل فعال نیز تأثیر چشم‌گیری در برداشت انرژی دارد. کنترل مناسب شاخص‌های مکانیکی موجب افزایش برداشت انرژی می‌شود. کنترل‌کننده استفاده شده در این تحقیق قابلیت کنترل شاخص‌های جاده‌پذیری و جابجایی تعلیق را ندارد. در مراجع [۱۶-۱۹] برداشت انرژی و

کنترل فعال مشابه تحقیقات قبلی توسط دو بخش مجزا صورت گرفته و تأثیر قانون کنترل در برداشت انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیقات اشاره شده، خواص غیرخطی فنر و میراگر در سیستم تعلیق فعال مورد توجه قرار نگرفته است و از آنجایی که تقریباً تمام سیستم‌های تعلیق دارای رفتار غیرخطی هستند، به منظور افزایش دقت مدل‌سازی، می‌بایست از مدل‌های غیرخطی استفاده شود. در این تحقیقات بررسی تأثیر کنترل هر شاخص، که شامل کنترل شتاب سرنشین، جاده‌پذیری و جابجایی تعلیق می‌باشد، بر برداشت انرژی و عملکرد سیستم صورت پذیرفته است. در تحقیقات [۲۰ و ۲۱] برداشت انرژی توسط یک ژنراتور دورانی صورت گرفته است و از یک آونگ برای کاهش ارتعاشات استفاده شده است. در این تحقیق ارتعاشات آونگ با مدل غیرخطی ارائه گردیده است. آونگ مدل‌سازی شده در این تحقیق موجب بهبود عملکرد تعلیق و افزایش راندمان برداشت انرژی شده است. با توجه به کاربرد سیستم برداشت انرژی در سیستم تعلیق خودرو و وجود محدودیت ابعادی در طراحی آن، استفاده از این نوع سیستم کنترل‌کننده و برداشت‌کننده انرژی موجب افزایش ابعاد سیستم تعلیق خودرو می‌شود. همچنین در این نوع از مدل‌سازی هیچ اشاره‌ای به خواص غیرخطی فنر و میراگر که اجتناب‌ناپذیر می‌باشند، نشده است. در این تحقیقات نیز مشابه تحقیقات قبلی بررسی تأثیر کنترل هر شاخص بر برداشت انرژی و عملکرد سیستم صورت پذیرفته است. در تحقیقات انجام شده در مراجع [۲۲ و ۲۳] فنر غیرخطی با کاربرد در سیستم تعلیق خودرو معرفی شده و طراحی مناسب با در نظر گرفتن خاصیت غیرخطی فنر ارائه شده است.

از طرفی، اکثر الگوریتم‌های بکار رفته در کنترل غیرخطی با رویکرد مطالعه کنترل فعال و برداشت انرژی، مبتنی بر شبکه عصبی هستند [۲۴]. از عمده مشکلات کنترل‌کننده‌های مبتنی بر شبکه عصبی می‌توان به نرخ همگرایی پایین و عدم امکان حداقل‌سازی سراسری اشاره کرد. به منظور غلبه بر این مشکلات، کنترل‌کننده‌های بهینه‌ی پیش‌بین مبتنی بر روش‌های تحلیلی پیشنهاد شده‌اند [۸-۱۱]. بر اساس مرور تحقیقات انجام شده، بررسی برهمکنش کنترل فعال ارتعاشات در سیستم تعلیق خودرو با خواص غیرخطی فنر و میراگر که مبتنی بر کنترل‌کننده‌های بهینه‌ی پیش‌بین است، در کنار برداشت انرژی انجام نشده است. همچنین بررسی تأثیر کنترل هر شاخص در قالب استراتژی کنترلی، بر برداشت انرژی و عملکرد سیستم تعلیق بگونه‌ای که در کنار کنترل شاخص‌های عملکرد تعلیق، برداشت حداکثری انرژی انجام شود صورت پذیرفته است.

بنابراین در گام نخست این مقاله، مدل حاکم بر سیستم تعلیق فعال خودرو



شکل ۱. مدل یک چهارم سیستم تعلیق فعال با سیستم برداشت انرژی [۱۶]

Fig. 1. Quarter model of active suspension system with energy harvesting system [16]

ضرایب وزنی است، از دیدگاه کنترل شاخص‌های مکانیکی و نیز برداشت انرژی تحلیل شده‌اند. همچنین اهمیت وجود سیستم برداشت انرژی مسأله دیگری است که در ادامه شبیه‌سازی‌ها به آن پرداخته شده‌است.

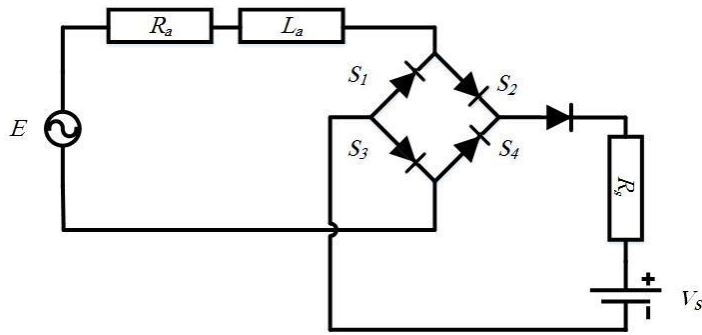
۲- مدل حاکم بر سیستم‌های تعلیق فعال و برداشت انرژی

نمای کلی مدل سیستم تعلیق فعال با دو درجه آزادی به همراه بخش برداشت کننده انرژی مطابق شکل ۱ ارائه شده‌است [۱۶]. در این مدل m_s و m_{us} به ترتیب بیانگر جرم معلق و جرم غیرمعلق بوده و x_s ، x_{us} و x_r به ترتیب بیانگر جابجایی جرم معلق، جابجایی جرم غیرمعلق و ورودی جاده هستند. همچنین f_s و f_d به ترتیب نمادهای نیروی فنر و نیروی میراگر سیستم تعلیق بوده و ضرایب سفتی و میرایی تیر به ترتیب با k_{us} و C_{us} مشخص شده‌اند. در این مدل f_a نیروی فعال تولید شده توسط عملگر برای دستیابی به عملکرد مطلوب است. همچنین f_{em} نیروی الکترومغناطیسی است که با افزایش سطح ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور از سطح ولتاژ باتری و برقرار شدن جریان الکتریکی در ژنراتور سیستم برداشت انرژی تولید می‌شود.

مطابق قانون دوم نیوتن، معادلات حاکم بر حرکت جرم معلق و جرم غیرمعلق به صورت روابط زیر قاب استخراج هستند [۱۱]:

$$m_s \ddot{x}_s = -f_s - f_d - f_{em} + f_a \quad (1)$$

با در نظر گرفتن خواص غیرخطی فنر و میراگر در کنار سیستم برداشت انرژی که شامل ژنراتور خطی مغناطیس دائم، مدار یکسوساز تمام موج و منبع ذخیره انرژی الکتریکی است معرفی می‌شود. در این قسمت معادلات حاکم بر این دو بخش استخراج شده‌اند. در گام بعدی، کنترل کننده بهینه‌ی مقید مبتنی بر پیش‌بین با قابلیت تنظیم ضرایب وزنی و اعمال استراتژی کنترلی در سیستم پیشنهادی طراحی شده‌است. ضرایب وزنی حلقه کنترل فعال، مدیریت کنترل شاخص‌های مکانیکی را امکان‌پذیر می‌کنند. این کنترل کننده قابلیت کنترل شاخص‌های مکانیکی سیستم تعلیق، که شامل شتاب سرنشین، جابجایی تیر و جابجایی تعلیق می‌باشد، و همچنین کنترل نیروی فعال را نیز دارد. محدودیت‌های فیزیکی عملگر بخش کنترل فعال در تولید نیروی کنترل بسیار مهم می‌باشد و در قالب قید ورودی در حلقه کنترل در نظر گرفته شده‌است. با توجه به ارتباط شاخص‌های مکانیکی و الکتریکی، تغییر در شاخص‌های مکانیکی موجب تغییر شاخص‌های الکتریکی و در نتیجه تغییر در میزان برداشت انرژی خواهد شد. مهم‌ترین شاخص مکانیکی تأثیر گذار در برداشت انرژی، سرعت تعلیق است. کنترل هر یک از شاخص‌های عملکرد موجب تغییر سرعت تعلیق و در نتیجه تغییر در برداشت انرژی می‌شود. بنابراین تنظیم ضرایب وزنی کنترل کننده باید بگونه‌ای انجام شود تا سرعت تعلیق افزایش یابد و برداشت انرژی حداکثری، در کنار کنترل شاخص‌های مکانیکی صورت‌پذیرد. این مهم در بخش شبیه‌سازی و استخراج نتایج مورد بررسی قرار گرفته‌است و استراتژی‌های کنترلی مختلف، که شامل تنظیم



شکل ۲. مدار الکتریکی سیستم برداشت انرژی [۱۴ و ۱۶]

Fig. 2. Electrical circuit of energy harvesting system [14, 16]

$$f_{em} = KI \quad (۷)$$

$$m_{us} \ddot{x}_{us} = f_s + f_d + f_{em} - f_{st} - f_{dt} - f_a \quad (۲)$$

که K ثابت ژنراتوری بوده و تابعی از مشخصات فیزیکی ژنراتور است. در رابطه (۷) جریان الکتریکی بوجود آمده در سیستم برداشت انرژی است. سیستم برداشت انرژی شامل سه المان اصلی ژنراتور سنکرون مغناطیس دائم خطی، یکسوساز تمام موج و باتری است. در شکل ۲ مدار الکتریکی مربوط به این سیستم نمایش داده شده است. ژنراتور وظیفه تبدیل انرژی ارتعاشات مکانیکی منتقل شده از جاده به ولتاژ القایی را دارد. به منظور ذخیره ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور از یکسوساز ولتاژ الکتریکی استفاده شده است. در شرایطی که ولتاژ القایی مثبت شود کلیدهای ۲ و ۳ (S_2 و S_3) بسته شده و کلیدهای ۱ و ۴ (S_1 و S_4) می‌شوند. همچنین وقتی ولتاژ القایی منفی شود، کلیدهای ۱ و ۴ بسته شده و کلیدهای ۲ و ۳ باز می‌شوند. استفاده از یکسوساز تمام موج امکان استفاده از قسمت‌های منفی ولتاژ القایی تولید شده و افزایش انرژی ذخیره شده را فراهم می‌کند. در شکل ۲، مقاومت الکتریکی ژنراتور و باتری به ترتیب با R_a و R_s و خاصیت القایی ژنراتور با L_a مشخص شده‌اند. همچنین ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور با E و سطح ولتاژ باتری با V_s مشخص شده‌اند [۱۴ و ۱۶]. طبق قانون ولتاژ کرشهف^۱، رابطه زیر در مدار الکتریکی سیستم برداشت انرژی برقرار است [۱۳]:

که f_d و f_s به ترتیب توابع غیرخطی از جابجایی و سرعت سیستم تعلیق هستند و طبق روابط زیر قابل مدل‌سازی می‌باشند [۲]:

$$f_s = k_1(x_s - x_{us}) + k_2(x_s - x_{us})^2 + k_3(x_s - x_{us})^3 \quad (۳)$$

$$f_d = c_1(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + c_2(\dot{x}_s - \dot{x}_{us})^2 \quad (۴)$$

که k_r و k_p بیانگر ضرایب سفتی و c_r و c_p بیانگر ضرایب میرایی سیستم تعلیق هستند. همچنین در رابطه (۲)، f_{st} و f_{dt} به ترتیب توابع خطی از جابجایی و سرعت تیر در نظر گرفته می‌شوند و مطابق روابط زیر قابل تعریف هستند [۲]:

$$f_{st} = k_{us}(x_{us} - x_r) \quad (۵)$$

$$f_{dt} = c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{x}_r) \quad (۶)$$

همچنین، نیروی الکترومغناطیسی طبق رابطه زیر است [۱۳]:

1 Kirchhoff's Voltage Law (KVL)

هندسی ژنراتور مطابق رابطه زیر است:

$$E - V_s = (R_a + R_s)I + L_a \frac{dI}{dt} \quad (۸)$$

که خاصیت القایی ژنراتور و مقاومت الکتریکی به ترتیب به کمک روابط زیر قابل استخراج هستند:

$$K = \frac{4ML_c D \eta B}{d} \quad (۱۳)$$

به کمک رابطه (۱۳) ثابت ژنراتوری بر حسب پارامترهای هندسی استفاده شده در طراحی آن قابل استخراج است.

$$L_a = \mu \frac{N^2 A}{L_c} \quad (۹)$$

$$R_a = \rho \frac{l}{A_w} \quad (۱۰)$$

۳- طراحی کنترل کننده سیستم تعلیق فعال

۳-۱- تعریف مسأله

اصلی ترین اهداف کنترل فعال در سیستم تعلیق خودرو کاهش شتاب جرم معلق و کاهش جابجایی تأیر ضمن رعایت محدوده کاری تعلیق هستند [۸-۱۱]. با توجه به برداشت انرژی از سیستمی که ماهیت آن کاهش ارتعاشات است، طراحی کنترل کننده‌ای که در کنار دستیابی به حد مطلوب شاخص‌های مکانیکی، امکان برداشت انرژی حداکثری را فراهم کند از اهمیت زیادی برخوردار است. همچنین توجه به محدودیت‌های فیزیکی عملگر در کنترل فعال نیز اهمیت زیادی دارد. مطابق ساختار معرفی شده در شکل ۳، انرژی منتقل شده از ناهمواری‌های جاده به واسطه سرعت نسبی جرم‌های معلق و غیرمعلق به ولتاژ القایی و جریان الکتریکی در سیستم برداشت انرژی تبدیل می‌شود. این جریان نیروی الکترومغناطیس تولید می‌کند. کنترل فعال به موازات سیستم برداشت انرژی با مصرف انرژی خارجی و تولید نیروی کنترل موجب دستیابی به عملکرد مطلوب می‌شود. با توجه به ماهیت چند منظوره بودن مسأله، پس از طراحی کنترل کننده بهینه مقید مناسب، با تنظیم ضرایب وزنی هر یک از شاخص‌های عملکرد، علاوه بر دستیابی به حد مطلوب شاخص‌های مکانیکی، برداشت انرژی حداکثری محقق می‌شود.

که μ ، N ، A و L_c به ترتیب ضریب تراوایی، تعداد حلقه سیم‌پیچ، مساحت هر حلقه و طول فعال سیم‌پیچ در میدان مغناطیسی هستند. همچنین ρ ، A_w و l به ترتیب مقاومت ویژه، سطح مقطع و طول سیم هستند. طبق قانون القاء الکترومغناطیسی فارادی، رابطه ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور، سرعت نسبی جرم معلق و غیرمعلق و ثابت ژنراتور مطابق رابطه زیر است [۱۳]:

$$E = K (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \quad (۱۱)$$

که ثابت ژنراتوری بصورت $K = NL_t B$ قابل تعریف است. همچنین L_t و B به ترتیب طول هر حلقه و میدان مغناطیسی ژنراتور هستند. طول یک حلقه از سیم‌پیچ را می‌توان بصورت $L_t = \pi D$ که D قطر متوسط سیم‌پیچ است، تعریف کرد. با تعریف ضریب پرشدگی η ، تعداد حلقه‌های ژنراتور مطابق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$N = \eta \frac{A_c}{A_w} \quad (۱۲)$$

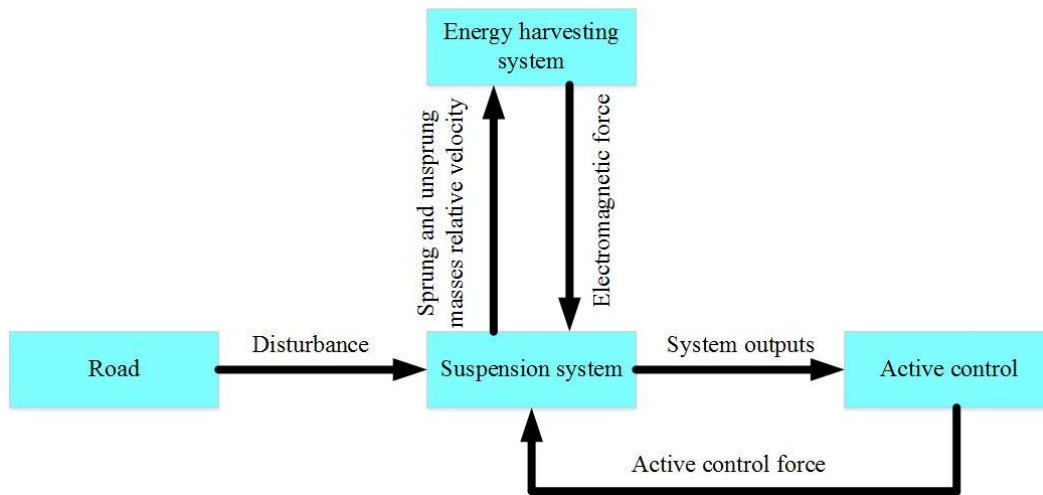
که سطح مقطع سیم‌پیچ و سیم به ترتیب بصورت $A_c = ML_c d$ و $A_w = \pi d^2 / 4$ قابل تعریف هستند. در این روابط d و M به ترتیب قطر سیم و تعداد ردیف سیم‌پیچ ژنراتور هستند. بطور خلاصه رابطه کلی ثابت ژنراتور به کمک رابطه (۱۲) و تعاریف اشاره شده، بر حسب پارامترهای

۳-۲- حلقه کنترل فعال

به منظور استخراج قانون کنترل، مدل فضای حالت معادلات غیرخطی (۱) و (۲) مطابق روابط زیر ارائه می‌شود:

$$\dot{x}_1 = x_2 - x_4 \quad (۱۴)$$

$$\dot{x}_2 = f_1 + \frac{f_a}{m_s} \quad (۱۵)$$



شکل ۳. مدل کنترل فعال ارتعاشات و برداشت انرژی

Fig. 3. Active vibration control and energy harvesting model

$$|f_a| \leq f_{a-\max} \quad (20)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 - \dot{x}_r \quad (16)$$

$$\dot{x}_4 = f_2 - \frac{f_a}{m_{us}} \quad (17)$$

که $f_{a-\max}$ بیشترین نیروی قابل اعمال توسط عملگر است. به منظور استخراج قانون کنترل مقید، با توجه به اهمیت سه هدف اصلی در طراحی کنترل کننده، سه متغیر x_1 ، x_2 و x_3 به عنوان خروجی سیستم و بصورت $y_1 = x_1$ ، $y_2 = x_2$ و $y_3 = x_3$ در نظر گرفته می‌شوند. متغیر x_4 سرعت مطلق جرم معلق بوده و با کاهش آن شتاب جرم معلق کنترل می‌شود [۱۱]. طبق روش کنترل پیشنهادی، که قابلیت استخراج قانون کنترل بهینه به روش تحلیلی در مقایسه با سایر روش‌های غیرتحلیلی برای سیستم‌های غیرخطی را دارد، پاسخ غیرخطی هر یک از خروجی‌ها با بسط تیلور در گام زمانی بعدی قابل پیش‌بینی است [۲۴]. بر این اساس سیگنال کنترل با حداقل کردن خروجی‌های پیش‌بینی شده و در معرض قید، قابل محاسبه است. از آنجایی که استخراج قانون کنترل فعال مبتنی بر کنترل بهینه با قید بر روی ورودی است، شاخص عملکرد که خروجی‌های پیش‌بینی شده در گام زمانی بعدی را جریمه می‌کند، طبق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\text{Minimize : } J(f_a) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \rho_i y_i^2(t+h) \quad (21)$$

$$\text{subjected to : } |f_a| \leq f_{a-\max}$$

که $x_1 = x_s - x_{us}$ ، $x_2 = \dot{x}_s$ ، $x_3 = x_4 - \dot{x}_r$ و $x_4 = \dot{x}_{us}$ به ترتیب معرف جابجایی تعلیق، سرعت مطلق جرم معلق، جابجایی تایر و سرعت مطلق جرم غیرمعلق هستند. مدل ارائه شده قابلیت کنترل مهم‌ترین شاخص‌های مکانیکی سیستم تعلیق غیرخطی که شامل شتاب سرنشین، جاده پذیری و رعایت محدوده کاری تعلیق است را دارا می‌باشد. در روابط (۱۵) و (۱۷) f_1 و f_2 طبق روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$f_1 = \left(-\frac{1}{m_s} \right) [f_s + f_d + f_{em}] \quad (18)$$

$$f_2 = \left(\frac{1}{m_{us}} \right) [f_s + f_d + f_{em} - f_{st} - f_{dt}] \quad (19)$$

به منظور رعایت محدودیت فیزیکی عملگر در تولید نیروی فعال، ورودی کنترل، مقید بوده و طبق رابطه زیر است:

$$y_3(t+h) = x_3 + h(x_4 - \dot{x}_r) + 0.5h^2 \left(f_2 - \frac{f_a}{m_{us}} - \ddot{x}_r \right) \quad (26)$$

به کمک روابط (۲۴) تا (۲۶) شاخص عملکرد معرفی شده در (۲۱) مطابق رابطه زیر قابل استخراج است:

$$J(f_a) = \frac{1}{2} [\rho_1 \quad \rho_2 \quad \rho_3] \begin{bmatrix} \left(x_1 + h(x_2 - x_4) + 0.5h^2 \left(f_1 - f_2 + \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) f_a \right) \right)^2 \\ \left(x_2 + h \left(f_1 + \frac{f_a}{m_s} \right) \right)^2 \\ \left(x_3 + h(x_4 - \dot{x}_r) + 0.5h^2 \left(f_2 - \frac{f_a}{m_{us}} - \ddot{x}_r \right) \right)^2 \end{bmatrix} \quad (27)$$

به منظور محاسبه نیروی کنترل بهینه، شرط لازم بهینگی برای شاخص عملکرد (۲۷) در حالیکه قید ورودی در نظر گرفته نشود بصورت رابطه زیر اعمال می‌گردد:

$$\frac{\partial J}{\partial f_a} = 0 \quad (28)$$

براین اساس، نیروی کنترل بهینه مطابق رابطه زیر استخراج می‌شود:

$$f_{a-optimum} = - \frac{\sum_{i=1}^3 L_i \rho_i b_i}{\sum_{i=1}^3 \rho_i b_i^2} \quad (29)$$

که در آن:

$$b_1 = \frac{\partial y_1}{\partial f_a} = 0.5h^2 \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) \quad (30)$$

$$b_2 = \frac{\partial y_2}{\partial f_a} = h \left(\frac{1}{m_s} \right) \quad (31)$$

که ρ_i ضرایب وزنی هر یک از متغیرها هستند و اهمیت نسبی هر یک از متغیرهای کنترلی نسبت به هم را مشخص می‌کنند. همچنین h معرف افق پیش‌بین و مقدار مثبت حقیقی است. به کمک بسط تیلور، رابطه خروجی‌ها در افق پیش‌بین با خروجی‌ها در زمان t طبق رابطه زیر قابل استخراج هستند:

$$y_i(t+h) = y_i(t) + h\dot{y}_i(t) + \frac{h^2}{2!} \ddot{y}_i(t) + \dots + \frac{h^{k_i}}{k_i!} y_i^{(k_i)}(t); \quad i = 1, 2, 3 \quad (22)$$

که k_i مرتبه بسط سری تیلور بوده و از طریق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$k_i = r_i + d_i \quad (23)$$

که d_i و r_i به ترتیب درجه نسبی و مرتبه کنترل هستند [۱۱]. درجه نسبی حداقل مرتبه مشتق خروجی y_i که ورودی کنترل برای اولین بار مشاهده می‌شود، است. مرتبه کنترل یکی از شاخص‌های طراحی کنترل کننده بوده و مصالحه‌ای میان دستیابی به عملکرد و تلاش کنترلی انجام می‌دهد. انتخاب حداقل مقدار مرتبه کنترل، حداقل تلاش کنترلی را در بردارد. در این تحقیق با توجه به پایین بودن درجه نسبی سیستم، مرتبه کنترلی صفر می‌تواند دقت مناسبی به دنبال داشته باشد. با این فرض ورودی کنترلی در بازه زمانی پیش‌بین ثابت می‌ماند. طبق روابط حالت (۱۴) تا (۱۷) درجه نسبی y_1 و y_2 معادل ۲ و درجه نسبی y_3 معادل ۱ هستند. با بسط خروجی‌های سیستم تعلیق روابط زیر برای خروجی‌ها استخراج می‌شوند:

$$y_1(t+h) = x_1 + h(x_2 - x_4) + 0.5h^2 \left(f_1 - f_2 + \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) f_a \right) \quad (24)$$

$$y_2(t+h) = x_2 + h \left(f_1 + \frac{f_a}{m_s} \right) \quad (25)$$

برای مسأله سیستم تعلیق امکان پذیر است [۱۱].

برای مسأله سیستم تعلیق، بر اساس تحریک یا عدم تحریک قیود ورودی تعریف شده در (۳۶)، چهار حالت زیر قابل فرض هستند:

حالت ۱- قید اول فعال و قید دوم غیرفعال. در این حالت طبق رابطه (۳۹)، λ_4 صفر و ورودی کنترل بهینه با حل رابطه $g_1(f_a) = 0$ منجر به $f_a = f_{a-\max}$ می‌شود.

حالت ۲- هر دو قید غیرفعال. در این حالت هر دو ضریب لاگرانژ صفر می‌شوند و ورودی کنترل معادل ورودی کنترل حالت غیرمقید می‌شود.

حالت ۳- قید اول غیرفعال و قید دوم فعال. در این حالت طبق رابطه (۳۸)، λ_4 صفر و ورودی کنترل بهینه با حل رابطه $g_2(f_a) = 0$ منجر به $f_a = -f_{a-\max}$ می‌شود.

حالت ۴- هر دو قید فعال. ماهیت قیود مسأله مانع از وقوع این حالت می‌شود و بررسی این حالت لازم نیست.

بطور خلاصه قانون کنترل مقید بهینه مطابق رابطه زیر قابل بیان است:

$$f_a = \begin{cases} f_{a-\max} & \text{if } : g_1 \geq 0, g_2 \leq 0 \\ f_{a-\text{optimum}} & \text{if } : g_1 \leq 0, g_2 \leq 0 \\ -f_{a-\max} & \text{if } : g_1 \leq 0, g_2 \geq 0 \end{cases} \quad (42)$$

که $f_{a-\text{optimum}}$ نیروی کنترل بهینه محاسبه شده در حالت نامقید است که در رابطه (۲۹) استخراج شده است. در شرایطی که قیود g_1 و g_2 تحریک نشوند، نیروی کنترل مقدار $f_{a-\text{optimum}}$ و با تحریک قیود وزنی کنترل مقادیر $\pm f_{a-\max}$ را دارد. پاسخ سیستم تعلیق با تغییر ضرایب وزنی ρ_1 ، ρ_2 و ρ_3 در رابطه (۴۲) قابل تنظیم است. بعنوان مثال، با انتخاب ترکیب وزنی $\rho_1 = 0$ ، $\rho_2 \neq 0$ و $\rho_3 = 0$ کنترل فعال فقط بر روی کاهش حرکت جرم معلق متمرکز شده و عدم کنترل جابجایی تعلیق و تایر باعث افزایش سرعت نسبی جرم معلق و تایر شده و برداشت انرژی بیشترین مقدار را خواهد داشت. همچنین عدم کنترل جابجایی تایر و تعلیق به ترتیب موجب کاهش جاده‌پذیری خودرو و آسیب به سیستم تعلیق در حین رانندگی می‌شوند. با توجه به اهمیت کنترل جابجایی تعلیق و تایر در حین رانندگی، ترکیب وزنی شاخص‌های مکانیکی در کنترل باید بگونه‌ای انتخاب شود که ضمن رعایت حدود مطلوب هریک از شاخص‌ها، برداشت انرژی حداکثری حاصل گردد. بنابراین تمام شاخص‌های مکانیکی مطرح شده باید در قانون کنترل بهینه استخراج شده لحاظ شوند و ضرایب آنها بصورت $\rho_1 \neq 0$

$$b_3 = \frac{\partial y_3}{\partial f_a} = -0.5h^2 \left(\frac{1}{m_{us}} \right) \quad (32)$$

$$L_1 = x_1 + h(x_2 - x_4) + 0.5h^2(f_1 - f_2) \quad (33)$$

$$L_2 = x_2 + h(f_1) \quad (34)$$

$$L_3 = x_3 + h(x_4 - \dot{x}_r) + 0.5h^2(f_2 - \dot{x}_r) \quad (35)$$

قانون کنترلی (۲۹) برای حالتی است که از قید روی ورودی کنترلی اغماض می‌گردد. با اعمال قید ورودی، لازم است مسأله کنترل بهینه بصورت مقید حل شود. بدین منظور تابع قید مسأله مطابق رابطه زیر باز تعریف می‌شود [۱۱]:

$$\begin{aligned} g_1(f_a) &= f_a - f_{a-\max} \leq 0 \quad \text{and} \\ g_2(f_a) &= -f_a - f_{a-\max} \leq 0 \end{aligned} \quad (36)$$

به کمک رابطه (۳۶)، شرایط بهینگی برای مسأله مقید (۲۱) از قضیه کاروش-کوهن-تاکر^۱ بصورت روابط زیر قابل تعریف است [۱۱]:

$$\frac{\partial J}{\partial f_a} + \sum_{i=1}^2 \lambda_i \frac{\partial g_i}{\partial f_a} = 0 \quad (37)$$

$$\lambda_1 g_1 = 0 \quad (38)$$

$$\lambda_2 g_2 = 0 \quad (39)$$

$$g_1(f_a) \leq 0 \quad \text{and} \quad g_2(f_a) \leq 0 \quad (40)$$

$$\lambda_1 \geq 0 \quad \text{and} \quad \lambda_2 \geq 0 \quad (41)$$

روابط (۳۷) تا (۴۱) شرایط لازم برای حداقل یابی مسأله (۲۱) بوده و λ_1 و λ_2 ضرایب لاگرانژ هستند. به کمک این شرایط حداقل یابی سراسری

1 Karush-Kuhn-Tucker (KKT)

جدول ۱. پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی [۱۱]

Table 1. Parameters used in simulation [11]

سیستم تعلیق فعال	مقدار	واحد	سیستم برداشت انرژی	مقدار	واحد
جرم معلق	۲۹۰	کیلوگرم	طول فعال	2×10^{-1}	متر
جرم غیرمعلق	۵۹	کیلوگرم	ضریب پخش‌دهی	$4/6 \times 10^{-1}$	-
سفتی تایر	۱۹۰۰۰۰	نیوتن بر متر	تعداد ردیف سیم پیچ	۳	-
میرایی تایر	۷۰	نیوتن ثانیه بر متر	قطر متوسط سیم پیچ	6×10^{-2}	متر
ضریب اول سفتی	۱۲۳۹۴	نیوتن بر متر	ضریب تراوایی	$1/26 \times 10^{-6}$	هانری بر متر
ضریب دوم سفتی	۷۳۶۹۶	نیوتن بر مترمربع	مقاومت الکتریکی ویژه	$1/72 \times 10^{-8}$	اهم متر
ضریب سوم سفتی	۳۱۷۰۴۰۰	نیوتن بر مترمکعب	قطر سیم	5×10^{-4}	متر
ضریب اول میرایی	۱۳۸۵	نیوتن بر ثانیه	چگالی شار مغناطیسی	9×10^{-1}	تسلا
ضریب دوم میرایی	۵۲۴	نیوتن بر مجذورثانیه	سطح ولتاژ باتری	۱۲	ولت
بیشترین نیروی قابل تولید کنترل	۱۵۰۰	نیوتن			

$$x_r = \begin{cases} 0.03(1 - \cos(8\pi t)) & 0.50 \leq t \leq 0.75 \\ 0.021(1 - \cos(8\pi t)) & 1.25 \leq t \leq 1.50 \\ 0 & \text{other times} \end{cases} \quad (43)$$

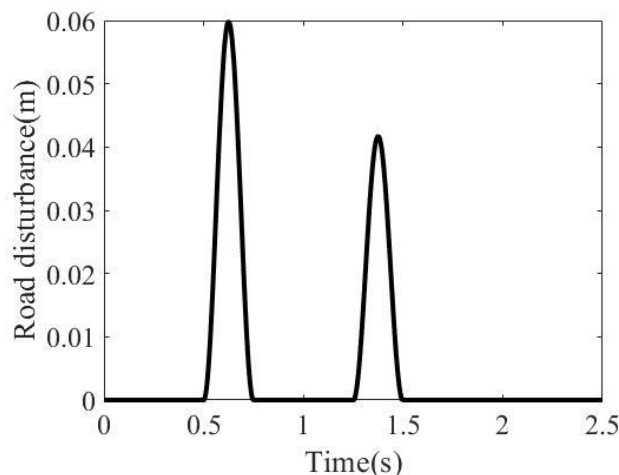
، $\rho_p \neq 0$ و $\rho_r \neq 0$ انتخاب شوند. انتخاب غیرصفر و مناسب هر یک از ضرایب این امکان را خواهد داد که ضمن کنترل شاخص‌های مکانیکی سیستم تعلیق، امکان برداشت انرژی و در نتیجه کاهش مصرف انرژی در کنترل فعال محقق شود.

۴- شبیه‌سازی و تحلیل نتایج

یکی از اصلی‌ترین اهداف در طراحی سیستم تعلیق خودرو کاهش شتاب سرنشین است. بنابراین ترکیب وزنی در قانون کنترل فعال که بیشترین کاهش شتاب سرنشین را داشته باشد جزو موارد مطلوب است که باید بصورت جداگانه مورد بررسی قرارگیرد. از طرف دیگر جابجایی تعلیق و تایر نیز جزو شاخص‌های اصلی در کنترل فعال می‌باشند و باید در قانون کنترل فعال در نظر گرفته شوند. با توجه به اهمیت جاده‌پذیری به نسبت رعایت فضای کاری سیستم تعلیق، ضریب وزنی شاخص جاده‌پذیری در قانون کنترل فعال در مقایسه با شاخص فضای کاری سیستم تعلیق بیشتر می‌باشد. بعبارت دیگر، تخصیص ضریب وزنی بیشتر به شاخص جاده‌پذیری نسبت به شاخص فضای کاری سیستم تعلیق، کنترل بیشتر جاده‌پذیری را در کنترل فعال نتیجه خواهد داد. بنابراین برای بررسی تأثیر قانون کنترل استخراج شده بر عملکرد سیستم، سه منطق کنترلی در نظر گرفته می‌شوند. در منطق کنترل فعال اول، تمرکز کنترل کننده فقط بر کاهش حرکت جرم معلق و سرنشین است. در این منطق کنترل، هیچ کنترلی بر روی دو شاخص دیگر سیستم

در این بخش، شبیه‌سازی برهمکنش سیستم‌های تعلیق فعال و برداشت انرژی ارائه و نتایج حاصل مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرند. مقادیر عددی پارامترهای استفاده شده برای مطالعات شبیه‌سازی در جدول ۱ ارائه شده‌اند. در این جدول مشخصه‌های بخش تعلیق فعال مشابه مواردی است که در مراجع به آنها اشاره شده است [۱۱]. در بخش سیستم برداشت کننده انرژی، طول فعال و قطر متوسط ژنراتور به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که قابل استفاده در سیستم تعلیق خودرو باشند. همچنین نوع سیم‌پیچ مورد استفاده در ژنراتور، هسته مغناطیسی موجود در ژنراتور و باتری ذخیره کننده انرژی از موارد رایج و موجود در طراحی ژنراتورها انتخاب شده‌اند.

در گام نخست شبیه‌سازی، تحریک جاده ناشی از دست‌اندازی با دو برآمدگی مطابق شکل ۴ در نظر گرفته می‌شود و مدل ریاضی آن توسط رابطه زیر توصیف می‌گردد:



شکل ۴. پروفیل جاده با دو برآمدگی [۱۱]

Fig. 4. Double bump road profile [11]

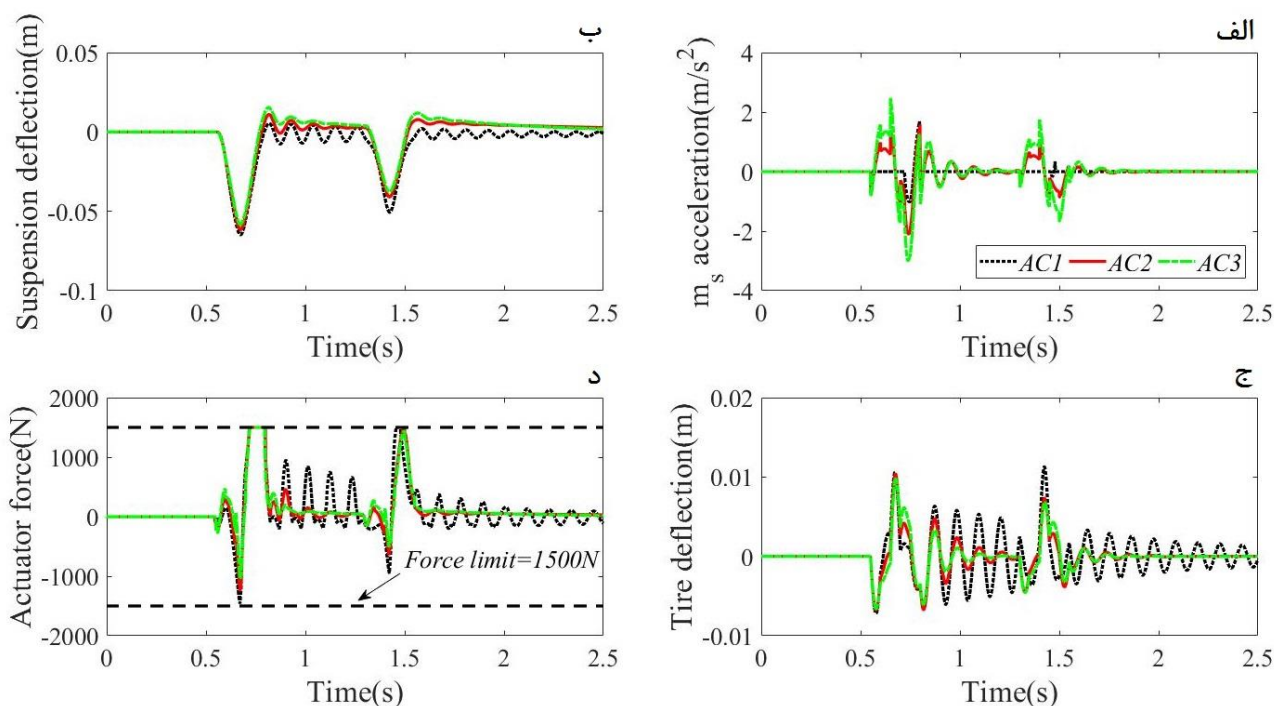
جدول ۲. ترکیب‌های ضرایب وزنی در کنترل فعال

Table 2. Weighting factor combinations in active control

نام اختصاری کنترل	ترکیب ضرایب وزنی در هر نوع کنترل	نوع کنترل فعال
AC۱	$\rho_1=0, \rho_r=1, \rho_z=0$	اول
AC۲	$\rho_1=300, \rho_r=1, \rho_z=500$	دوم
AC۳	$\rho_1=600, \rho_r=1, \rho_z=800$	سوم

عملگر با ورودی معرفی شده در رابطه (۴۳) برای سه نوع کنترل فعال طبق شکل ۵ است. شکل‌های ۵-الف، ۵-ب، ۵-ج و ۵-د به ترتیب نشان‌دهنده تغییرات شتاب جرم معلق، جابجایی تعلیق، جابجایی تایر و نیروی عملگر بر حسب زمان هستند. مطابق نتایج شکل ۵-الف، با تمرکز کنترل‌کننده فقط بر روی کاهش شتاب جرم معلق، این شتاب به شکل چشم‌گیری کاهش یافته است. با توجه به مقید بودن ورودی کنترل، نیروی کنترل در بازه ± 1500 نیوتن تولید می‌شود و این امر موجب تغییرات نسبتاً شدید دامنه شتاب جرم معلق در برخی از لحظات (زمان‌های ۰/۷ و ۱/۵ ثانیه) شده است. با تمرکز کنترل‌کننده بر روی کاهش سایر شاخص‌های مکانیکی در کنار کاهش شتاب جرم معلق، تغییرات شتاب نسبتاً افزایش یافته است. تغییرات شتاب در کنترل فعال سوم بیشترین مقدار را دارد. مطابق نتایج استخراج شده در شکل‌های ۵-ب و ۵-ج، در صورت استفاده از کنترل فعال دوم و کنترل فعال

تعلیق انجام نمی‌شود و ضرایب وزنی آنها معادل صفر هستند. در کنترل فعال دوم برخلاف نوع اول، تمرکز کنترل‌کننده علاوه بر کاهش حرکت سرشین بر کنترل جابجایی تعلیق و تایر نیز است. در این نوع کنترل ضرایب وزنی مخالف صفر و ضریب وزنی شاخص جاده‌پذیری به نسبت شاخص بازه کاری تعلیق بیشتر هستند. در کنترل فعال سوم کنترل‌کننده تمرکز بیشتری بر روی کاهش جابجایی تعلیق و تایر به نسبت کنترل فعال دوم دارد. بصورت خلاصه، سه منطق کنترل به همراه ترکیب وزنی هر یک مطابق جدول ۲ معرفی شده‌اند. مقادیر پیشنهادی با در نظر گرفتن اهمیت هر شاخص و بر اساس منطق کنترلی بیان شده انتخاب شده‌اند و تنها نشان‌دهنده این منطق است که وزن دهی روی شاخص‌هایی غیر از حرکت جرم معلق (برخلاف رویکرد اول) چه تأثیری بر عملکرد کلی سیستم تعلیق و برداشت انرژی دارد. تغییرات شاخص‌های مکانیکی سیستم تعلیق فعال طراحی شده و نیروی



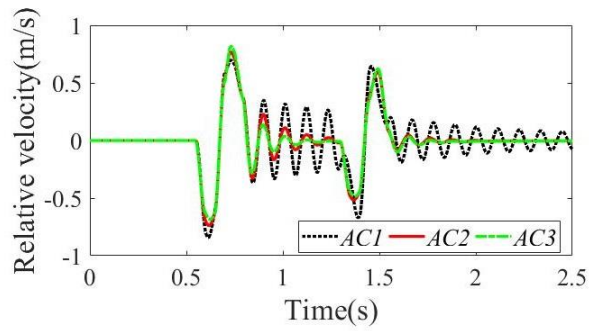
شکل ۵. شاخص‌های مکانیکی تعلیق فعال، الف- شتاب جرم معلق، ب- جابجایی تعلیق، ج- جابجایی تایر، د- نیروی عملگر

Fig. 5. Mechanical indices of active suspension, a- sprung mass acceleration, b- suspension deflection, c- tire deflection, d- actuator force

نمایش داده شده است. مطابق نتایج استخراج شده در شکل ۶، در کنترل فعال اول و در شرایط عدم کنترل جابجایی تعلیق و تایر، تغییرات سرعت نسبی جرم‌های معلق و غیرمعلق بیشترین مقدار را داشته است. این درحالی است که این تغییرات در کنترل فعال سوم کمترین مقدار را دارد.

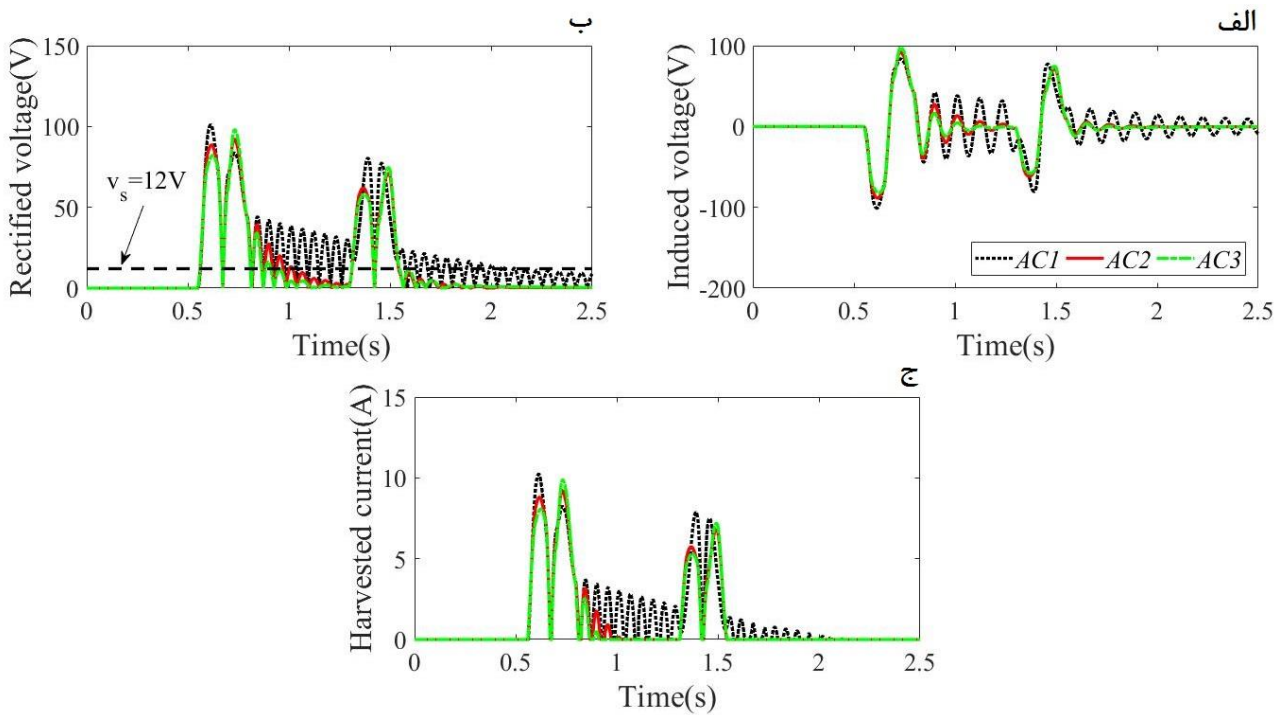
شکل ۷ نتایج استفاده از کنترل فعال اول، دوم و سوم در شاخص‌های برداشت انرژی را نمایش می‌دهد. در این نتایج، شکل‌های ۷-الف، ۷-ب و ۷-ج به ترتیب نشان دهنده ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور، ولتاژ یکسوسده و جریان الکتریکی برداشت شده برحسب زمان هستند. مطابق نتایج شکل ۷-الف، استفاده از کنترل فعال اول موجب تولید ولتاژ القایی بیشتری به نسبت کنترل فعال دوم و سوم در ژنراتور شده است. طبق نتایج استخراج شده در شکل ۷-ب، استفاده از یکسوساز تمام موج موجب یکسو شدن ولتاژ القایی تولید شده برحسب زمان شده است. با افزایش سطح ولتاژ یکسو شده از سطح ولتاژ باتری (در شکل ۷-ب با خط چین مشخص شده است)، جریان الکتریکی در سیستم برداشت انرژی برقرار می‌شود که توان الکتریکی حاصل قابل ذخیره در باتری است. مطابق ولتاژ القایی، ولتاژ یکسو شده در کنترل

سوم جابجایی تعلیق و جابجایی تایر تغییرات نسبتاً کمتری با گذشت زمان داشته‌اند. این تغییرات در کنترل فعال سوم کمترین مقدار را دارد. شکل ۵-د تغییرات نیروی کنترلی بر حسب زمان را نمایش می‌دهد که در بازه ± 1500 نیوتن تولید شده است. نیروی کنترل تولید شده در کنترل فعال اول به نسبت سایر کنترل‌ها بیشتر است. در کنترل فعال اول، تمام نیروی عملگر فعال با هدف کاهش حداکثری شتاب جرم معلق تولید شده است. این درحالی است که در کنترل فعال دوم و سوم نیروی عملگر فعال علاوه بر کاهش شتاب جرم معلق با هدف کنترل جابجایی تعلیق و جابجایی تایر نیز تولید شده است. تغییر در ضرایب وزنی کنترل کننده علاوه بر تأثیر در شاخص‌های مکانیکی، بر روی شاخص‌های برداشت انرژی نیز مؤثر است. ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور، ولتاژ القایی یکسو شده و توان الکتریکی ذخیره شده جزو شاخص‌های برداشت انرژی هستند. همچنین طبق رابطه (۱۱) ولتاژ القایی تولید شده در ژنراتور رابطه مستقیم با سرعت نسبی جرم‌های معلق و غیرمعلق دارد. در شکل ۶ تغییرات سرعت نسبی جرم‌های معلق و غیرمعلق (به اختصار با سرعت نسبی مشخص شده است) برای سه نوع کنترل فعال



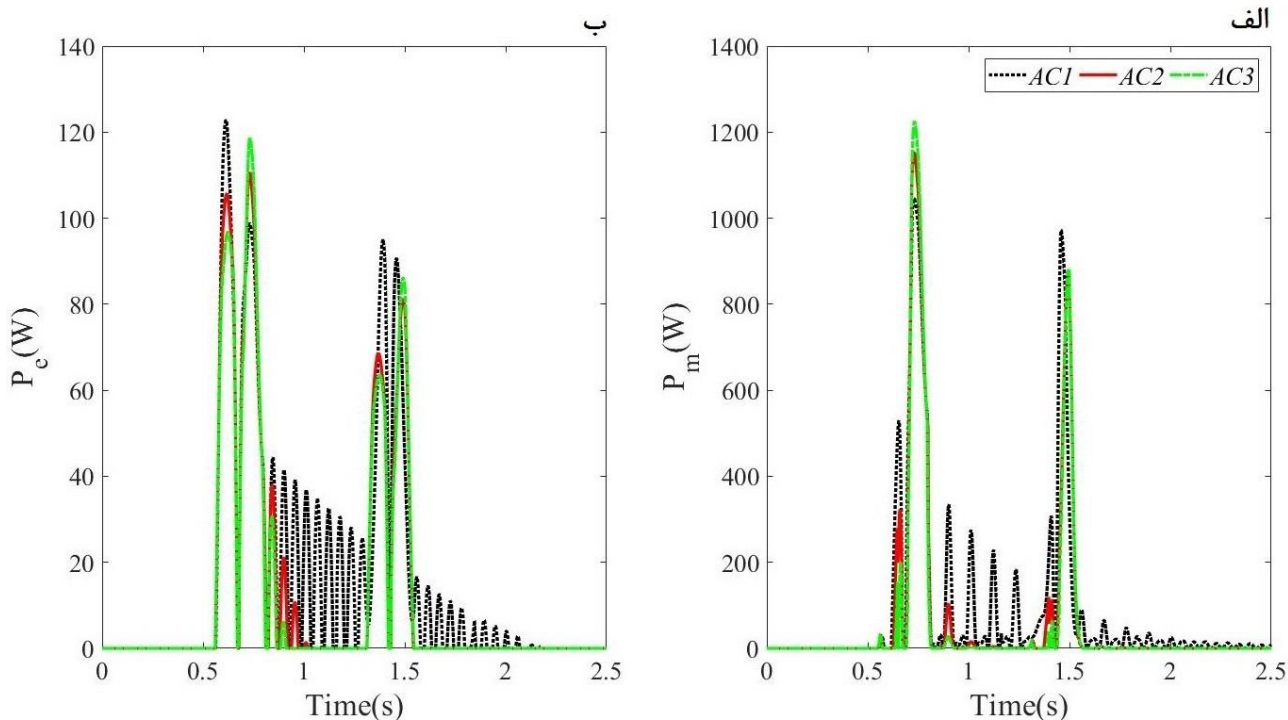
شکل ۶. سرعت نسبی جرمهای معلق و غیرمعلق

Fig. 6. Relative velocity of sprung and unsprung masses



شکل ۷. شاخص‌های برداشت انرژی، الف- ولتاژ القایی، ج- ولتاژ یکسو شده، د- جریان الکتریکی برداشت شده

Fig. 7. Energy harvesting indices, a- induced voltage, b- rectified voltage, c- harvested electrical current



شکل ۸. توان‌های سیستم تعلیق فعال، الف- توان مصرفی در کنترل فعال، ب- توان الکتریکی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی

Fig. 8. Active suspension system powers, a- consumed power in active control, b- electrical power saved in harvesting system

دوم و سوم در توان مصرفی کنترل فعال و توان الکتریکی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی را نمایش می‌دهد. در این نتایج، شکل‌های ۸-الف و ۸-ب به ترتیب نشان دهنده تغییرات توان‌های مصرفی و الکتریکی ذخیره شده با گذشت زمان هستند. مطابق نتایج، در صورت استفاده از کنترل فعال اول، توان‌های مصرفی و الکتریکی ذخیره شده به نسبت سایر استراتژی‌های کنترل فعال بیشتری دارند.

به منظور تحلیل دقیق‌تر نتایج استفاده از کنترل فعال اول، دوم و سوم، از جذر میانگین مربعات^۱ برای شتاب جرم معلق و همچنین انرژی مصرفی در کنترل فعال و انرژی الکتریکی ذخیره شده در جدول ۳ استفاده شده است. همچنین در این جدول انرژی مصرفی خالص در کنترل فعال که تفاضل انرژی مصرف شده در کنترل فعال و انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی است، ارائه گردیده است. در صورت استفاده از انرژی ذخیره شده در کنترل فعال میزان مصرف انرژی در کنترل فعال کاهش می‌یابد. طبق نتایج این جدول، با تمرکز کنترل فقط بر روی کاهش شتاب سرنشین مقادیر انرژی مصرفی در کنترل فعال و انرژی الکتریکی ذخیره شده به نسبت منطق‌های

فعال اول مقادیر بیشتری به نسبت کنترل فعال دوم و سوم دارد. همچنین طبق نتایج شکل ۷-ج، در کنترل فعال اول جریان الکتریکی تولید شده به نسبت کنترل فعال دوم و سوم بیشتر است.

در ادامه، تأثیر استراتژی‌های مختلف کنترلی بر توان مصرفی در کنترل فعال و توان الکتریکی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی که به ترتیب توسط روابط زیر تعریف می‌شوند بررسی می‌شود [۱۶]:

$$P_m = f_a \cdot \dot{x}_1 \quad (44)$$

$$P_e = V_s I \quad (45)$$

طبق رابطه (۴۴) توان مصرفی در کنترل فعال از حاصل ضرب نیروی فعال تولیدی در کنترل فعال و سرعت نسبی جرم‌های معلق و غیرمعلق قابل محاسبه است. همچنین مطابق رابطه (۴۵) توان الکتریکی ذخیره شده در باتری از حاصل ضرب جریان الکتریکی تولید شده در سیستم برداشت انرژی و ولتاژ باتری قابل محاسبه است. شکل ۸ تأثیر استفاده از کنترل فعال اول،

1 Root Mean Square (RMS)

جدول ۳. عملکرد کنترلی با ترکیب های مختلف وزنی در تحریک دو برآمدگی

Table 3. Control performance with different combinations of weighting factors in double bump excitation

سوم	دوم	اول	نوع کنترل فعال	شاخص عملکرد
۰/۸۱۶	۰/۴۲۴	۰/۲۱	جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق (متر بر مجذور ثانیه)	
۱۴۱/۴۷	۱۵۳/۵۲	۲۰۹/۵۸	انرژی مصرف شده در کنترل فعال (ژول)	
۲۹/۶۶	۳۰/۹۸	۴۰/۲۱	انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی (ژول)	
۱۱۱/۸۱	۱۲۲/۵۴	۱۶۹/۳۷	انرژی خالص مصرفی در کنترل فعال (ژول)	

غیرفعال در جدول ۴ ارائه شده‌اند.

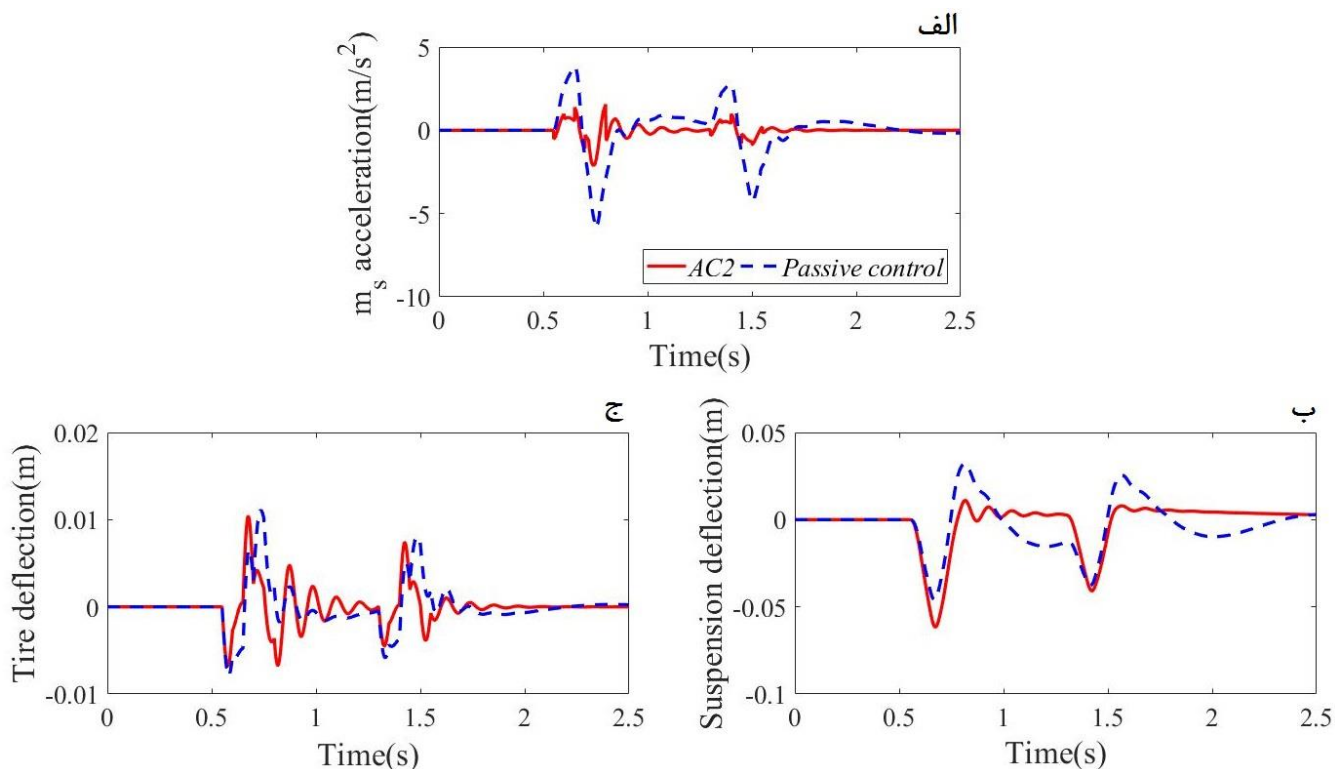
مطابق مقادیر گزارش شده در جدول ۴، استفاده از سیستم تعلیق فعال پیشنهاد شده در این مقاله تأثیر قابل توجهی در کاهش جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق دارد. استفاده از کنترل فعال دوم در سیستم تعلیق موجب کاهش ۷۷ درصدی جذر میانگین مربعات شتاب سرنشین شده‌است. همچنین سیستم پیشنهادی حداکثر جابجایی تایلر را از ۰/۱۱ به ۰/۱۰ متر کاهش داده‌است. حداکثر جابجایی سیستم تعلیق فعال پیشنهادی ۰/۰۶۱ متر می‌باشد که مقدار قابل قبولی است [۲۳].

در ادامه، برای روشن شدن اهمیت استفاده از سیستم برداشت انرژی و اطمینان از عملکرد همزمان حلقه کنترل‌کننده و سیستم برداشت انرژی و نیز استقلال ضرایب وزنی تعیین شده از نوع تحریک جاده، مدل سیستم تعلیق فعال معرفی شده در مسأله با ورودی هارمونیک با دامنه ۰/۰۴۵ متر و فرکانس $2\pi [26]$ با فرض وجود سیستم برداشت انرژی و عدم استفاده از آن تحریک شده‌است و نتایج حاصل مقایسه شده‌اند. نتایج شبیه‌سازی عملکرد تعلیق فعال با دو فرض مطرح شده و با تحریک هارمونیک طبق شکل ۱۰ هستند. در این نتایج، شکل‌های ۱۰-الف، ۱۰-ب و ۱۰-ج به ترتیب نشان دهنده شتاب جرم معلق، جابجایی تعلیق و جابجایی تایلر هستند. مطابق نتایج استخراج شده، عملکرد سیستم تعلیق فعال با دو فرض مطرح شده کاملاً مشابه هم هستند.

همچنین به منظور بررسی مصرف انرژی در کنترل فعال دوم، نتایج توان مصرفی در کنترل فعال و توان ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی با دو فرض وجود سیستم برداشت انرژی و عدم وجود آن مقایسه می‌شوند. شکل ۱۱ نتایج استفاده و عدم استفاده از سیستم برداشت انرژی در کنترل فعال دوم با تحریک هارمونیک را نمایش می‌دهد. در این نتایج شکل ۱۱-الف

کنترل دوم و سوم بیشتر هستند. همچنین شتاب جرم معلق در کنترل فعال اول به نسبت کنترل فعال دوم و سوم مقدار کمتری دارد. این در حالی است که در کنترل فعال اول حداکثر جابجایی تعلیق و تایلر به ترتیب ۰/۰۶۴۸ و ۰/۱۱۱ متر می‌باشند. در کنترل فعال دوم شتاب سرنشین افزایش یافته‌است و حداکثر جابجایی تعلیق به ۰/۰۶۱۵ متر و حداکثر جابجایی تایلر به ۰/۱۰۴ متر کاهش یافته‌اند. در کنترل فعال سوم شتاب سرنشین بیشترین مقدار را دارد و حداکثر جابجایی تعلیق به ۰/۰۵۸ متر و حداکثر جابجایی تایلر به ۰/۰۹۸ متر کاهش یافته‌اند. همچنین انرژی خالص مصرفی در کنترل فعال سوم به نسبت کنترل فعال اول و دوم کمترین مقدار را دارد. از دیدگاه مصرف انرژی، تمرکز هرچه بیشتر کنترل‌کننده بر روی کاهش جابجایی تعلیق و تایلر رویکرد مطلوبی می‌باشد. این درحالی است که افزایش راحتی سفر جزو مهم‌ترین اهداف در استفاده از سیستم تعلیق فعال می‌باشد و باید در طراحی آن به شکل منطقی در نظر گرفته شود.

با در نظر گرفتن تغییرات شاخص‌های مکانیکی (نتایج شکل ۵) و نتایج جدول ۳، کنترل فعال دوم رویکرد مناسب برای کنترل فعال سیستم می‌باشد. در این رویکرد کنترلی علاوه بر کنترل جابجایی تعلیق و تایلر در حد مجاز و کاهش مناسب شتاب جرم معلق به نسبت کنترل فعال سوم، انرژی خالص مصرفی در کنترل فعال مقدار کمتری به نسبت کنترل فعال اول دارد [۲۵]. به منظور بررسی کارایی سیستم تعلیق فعال پیشنهادی، نتایج عملکرد مدل تعلیق فعال ارائه شده در این مقاله با نتایج عملکرد تعلیق غیرفعال [۱۱] طبق شکل ۹ مقایسه شده‌اند. مطابق نتایج، استفاده از سیستم تعلیق فعال پیشنهادی تأثیر قابل توجهی در کاهش شتاب سرنشین با رعایت محدوده مجاز جابجایی تعلیق و تایلر داشته‌است. نتیجه جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق در سیستم تعلیق با دو فرض استفاده از کنترل فعال دوم و کنترل



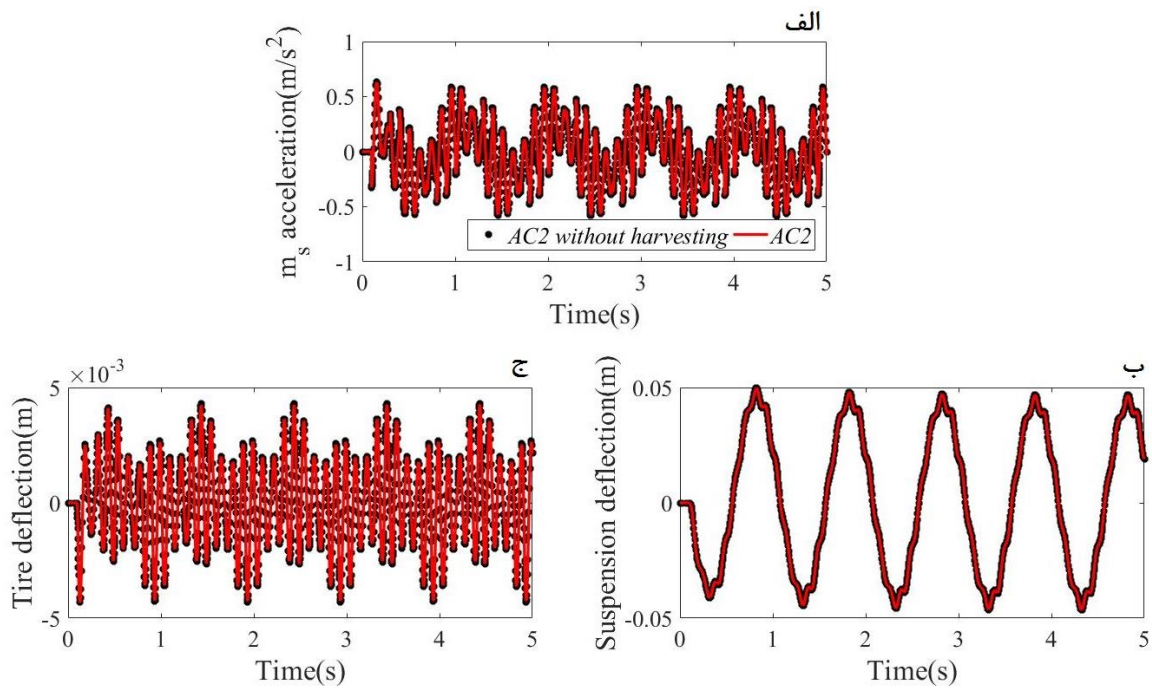
شکل ۹. عملکرد سیستم تعلیق با کنترل فعال دوم و کنترل غیرفعال، الف- شتاب جرم معلق، ب- جابجایی تعلیق، ج- جابجایی تایر

Fig. 9. Suspension system performance with AC2 and passive control, a- sprung mass acceleration, b- suspension deflection, c- tire deflection

جدول ۴. جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق در کنترل فعال دوم و کنترل غیرفعال

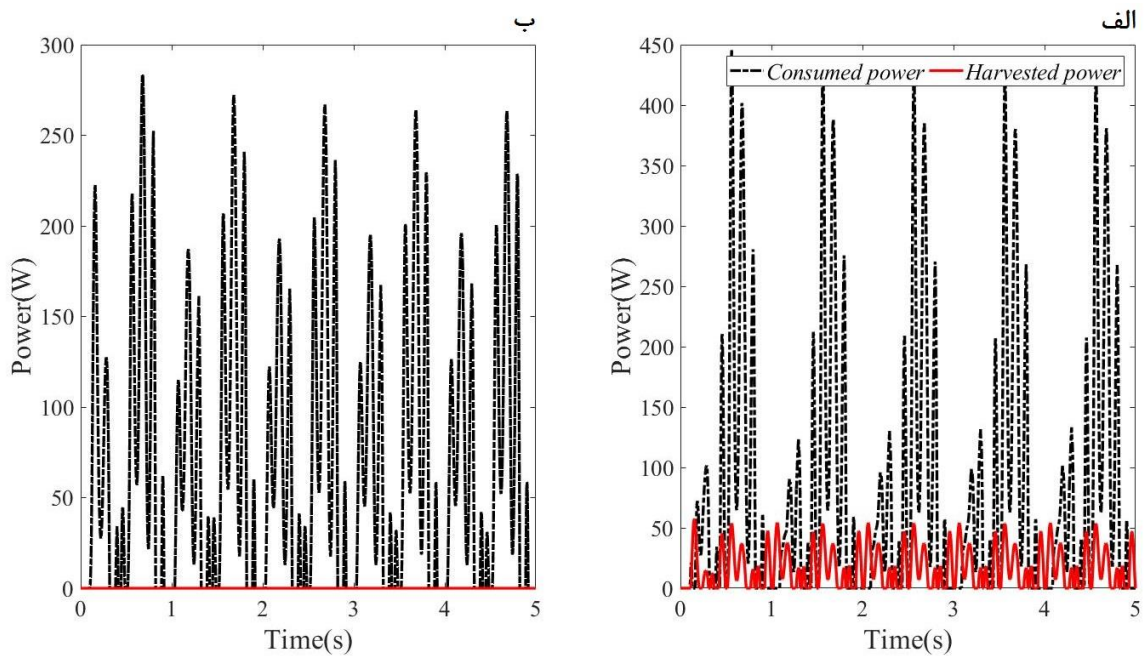
Table 4. Root mean square of sprung mass acceleration in AC2 and passive control

سوم	دوم	اول	نوع کنترل فعال	شاخص عملکرد
۰/۸۱۶	۰/۴۲۴	۰/۲۱	جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق (متر بر مجذور ثانیه)	
۱۴۱/۴۷	۱۵۳/۵۲	۲۰۹/۵۸	انرژی مصرف شده در کنترل فعال (ژول)	
۲۹/۶۶	۳۰/۹۸	۴۰/۲۱	انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی (ژول)	
۱۱۱/۸۱	۱۲۲/۵۴	۱۶۹/۳۷	انرژی خالص مصرفی در کنترل فعال (ژول)	



شکل ۱۰. عملکرد کنترل فعال دوم با سیستم برداشت انرژی و بدون آن، الف- شتاب جرم معلق، ب- جابجایی تعلیق، ج- جابجایی تایر

Fig. 10. Performance of AC2 with and without harvesting system, a- sprung mass acceleration, b- suspension deflection, c- tire deflection



شکل ۱۱. توان‌های مصرفی و ذخیره شده در کنترل فعال دوم، الف- با سیستم برداشت انرژی، ب- بدون سیستم برداشت انرژی

Fig. 11. Consumed and harvested powers of AC2, a- with harvesting system, b- without harvesting system

جدول ۵. شاخص‌های عملکرد کنترل فعال دوم با وجود سیستم برداشت انرژی و عدم وجود آن در تحریک هارمونیک

Table 5. Performnace indices of AC2 with and without energy harvesting system with harmonic excitaion

بدون برداشت انرژی	با برداشت انرژی	کنترل فعال دوم	شاخص عملکرد
۰/۲۲	۰/۲۷		جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق (متر بر مجذور ثانیه)
۳۴۴/۵۸	۳۹۸/۶۲		انرژی مصرف شده (ژول)
۰	۸۳/۰۱		انرژی ذخیره شده (ژول)
۳۴۴/۵۸	۳۱۵/۶۱		انرژی مصرفی خالص در کنترل فعال (ژول)

می‌شود [۲۶]. در این تحریک، v سرعت خودرو می‌باشد که عملکرد سیستم برای سه سرعت خودرو $v=5$ ، $v=10$ و $v=15$ متر بر ثانیه [۲۷] پس از گذشت ۱۵ ثانیه از شروع تحریک طبق جدول ۶ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. مطابق نتایج گزارش شده، افزایش سرعت خودرو موجب افزایش شتاب جرم معلق و همچنین افزایش انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی شده‌است. مشابه تحریک هارمونیک در تحریک تصادفی نیز استفاده از انرژی ذخیره شده در کنترل فعال موجب کاهش انرژی مصرفی در کنترل فعال می‌شود. میزان کاهش انرژی مصرفی در سرعت $v=5$ ، $v=10$ و $v=15$ متر بر ثانیه به ترتیب $1/7$ ، $6/7$ و $11/01$ درصد می‌باشد. همچنین به منظور بررسی تأثیر منطق‌های کنترل فعال بر روی شاخص‌های عملکرد در تحریک تصادفی، عملکرد سیستم برای سرعت خودرو $v=10$ متر بر ثانیه پس از گذشت ۱۵ ثانیه از شروع تحریک طبق جدول ۷ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. مطابق نتایج، عدم تمرکز کنترل کننده بر روی شاخص جاده‌پذیری و جابجایی تعلیق، بیشترین کاهش انرژی مصرفی در تعلیق فعال را دارد. با افزایش تمرکز کنترل کننده بر این دو شاخص، شتاب جرم معلق افزایش و درصد کاهش انرژی مصرفی در کنترل فعال کاهش می‌یابد.

در این مقاله، ترکیب ضرایب وزنی در کنترل فعال دوم با رعایت $\rho_p > \rho_1$ در نظر گرفته شده‌اند. به منظور اعتبارسنجی ترکیب انتخاب شده، نتایج عملکرد مکانیکی سیستم با ترکیب‌های انتخاب شده در این مقاله و رعایت $\rho_p > \rho_1$ با نتایج حاصل در تحقیقات مشابه قبلی و با عدم رعایت $\rho_p > \rho_1$ [۱۹] مورد مقایسه قرار می‌گیرند. بر این اساس تحریک سیستم از نوع تصادفی و سرعت خودرو $v=10$ متر بر ثانیه در نظر گرفته می‌شود. همچنین به منظور اطمینان از عملکرد سیستم در حضور عدم قطعیت، شبیه‌سازی عملکرد سیستم در حضور ۱۰ درصد عدم قطعیت در

شرایط استفاده از سیستم برداشت انرژی را نمایش می‌دهد. در این شرایط علاوه بر توان مصرفی در کنترل فعال، توان الکتریکی ذخیره شده نیز وجود دارد. همچنین شکل ۱۱-ب نتایج عدم استفاده از سیستم برداشت انرژی در کنترل فعال را نمایش می‌دهد. در این شرایط فقط توان مصرفی کنترل فعال در سیستم وجود دارد. با توجه به نتایج، در صورت استفاده از سیستم برداشت انرژی، مقدار قابل توجهی انرژی الکتریکی ذخیره می‌شود و در صورت استفاده از این انرژی در کنترل فعال، خالص انرژی مصرفی کنترل فعال کاهش می‌یابد. مقایسه مقادیر جذر میانگین مربعات شتاب سرنشین و انرژی خالص مصرفی با دو فرض مطرح شده موجب درک بهتر از اهمیت استفاده از سیستم برداشت انرژی در کنترل فعال دوم می‌شود که در جدول ۵ ارائه شده است. مطابق نتایج جدول، جذر میانگین مربعات شتاب در دو فرض تقریباً یکسان است. این در حالی است که استفاده از سیستم برداشت انرژی موجب ذخیره شدن انرژی الکتریکی قابل توجهی شده است. استفاده از انرژی الکتریکی ذخیره شده در کنترل فعال موجب کاهش انرژی مصرفی کنترل فعال می‌شود. طبق نتایج استخراج شده، استفاده از سیستم برداشت انرژی در سیستم تعلیق فعال پیشنهادی موجب کاهش $8/5$ درصدی انرژی خالص مصرفی در کنترل فعال شده است.

حال، به منظور بررسی تأثیر سرعت خودرو در انرژی مصرفی کنترل فعال، انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی و شتاب جرم معلق، سیستم با ورودی تصادفی تحریک شده و نتایج دو حالت (با استفاده از سیستم برداشت انرژی و بدون استفاده از این سیستم) مورد مقایسه قرار می‌گیرند. بر این اساس تحریک مطابق تابع $x_p = a_1 \sin(\omega_1 t) + a_2 \sin(\omega_2 t) + a_3 \sin(\omega_3 t)$ که $a_1 = 0/0068$ ، $a_2 = 0/0085$ و $a_3 = 0/0072$ متر در نظر گرفته

جدول ۶. شاخص‌های عملکرد کنترل فعال دوم با وجود سیستم برداشت انرژی و عدم وجود آن در تحریک تصادفی

Table 6. Performnace indices of AC2 with and without energy harvesting system with random excitaion

$v=15$	$v=10$	$v=5$	سرعت خودرو (متر بر ثانیه)	شاخص عملکرد
۰/۱۰۸	۰/۰۸۹	۰/۱۰۱		جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق با سیستم برداشت انرژی (متر بر مجذور ثانیه)
۰/۱۰۱	۰/۰۷۳	۰/۰۹		جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق بدون سیستم برداشت انرژی (متر بر مجذور ثانیه)
۶۶/۴۱	۳۷/۸۵	۵۹/۸۸		انرژی مصرف شده با سیستم برداشت انرژی (ژول)
۶۲/۸۶	۳۷/۳۷	۵۳/۸۴		انرژی مصرف شده بدون سیستم برداشت انرژی (ژول)
۱۰/۴۳	۲/۹۷	۶/۹۷		انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی (ژول)
۵۵/۹۸	۳۴/۸۸	۵۲/۹۱		انرژی مصرفی خالص در کنترل فعال (ژول)
۱۱/۰۱	۶/۷	۱/۷		درصد کاهش انرژی مصرفی در کنترل فعال (%)

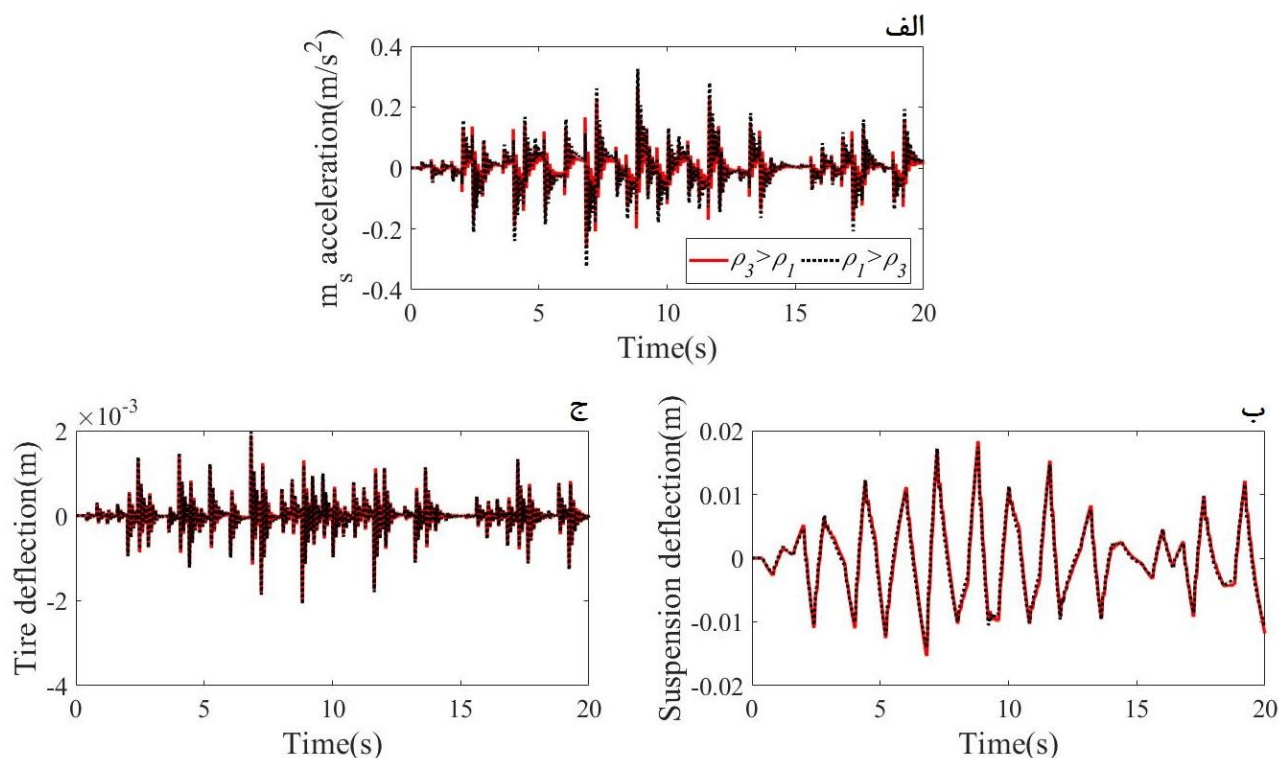
جدول ۷. شاخص‌های عملکرد در منطق‌های کنترل با تحریک تصادفی و $v=10$ متر بر ثانیه

Table 7. Performance indices in control logics with random excitation and $v=10m/s$

سوم	دوم	اول	نوع کنترل فعال	شاخص عملکرد
۰/۱۴۷	۰/۰۸۹	۰		جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق (متر بر مجذور ثانیه)
۰/۰۱۴۵	۰/۰۱۶۴	۰/۰۲۰۷		حداکثر جابجایی تعلیق (متر)
۰/۰۰۲	۰/۰۰۲۱	۰/۰۰۲۹		حداکثر جابجایی تایر (متر)
۲۴/۳۳	۳۷/۸۵	۱۱۵/۵۲		انرژی مصرف شده در کنترل فعال با برداشت انرژی (ژول)
۲۳/۸۰	۳۷/۳۷	۱۱۲/۰۷		انرژی مصرف شده در کنترل فعال بدون برداشت انرژی (ژول)
۱/۹۷	۲/۹۷	۱۷/۵۱		انرژی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی (ژول)
۲۲/۳۶	۳۴/۸۸	۹۸/۰۱		انرژی مصرفی خالص (ژول)
۶	۶/۷	۱۲/۵		درصد کاهش انرژی مصرفی در کنترل فعال (%)

رعایت $\rho_p > \rho_1$ موجب کاهش ۱۸/۵ درصدی جذر میانگین مربعات شتاب و همچنین باعث کاهش جابجایی تایر شده‌است. مطابق نتایج، رعایت $\rho_p > \rho_1$ تأثیر قابل توجهی در کاهش شتاب سرنشین و کنترل جاده‌پذیری دارد که در انتخاب ضرایب وزنی باید در نظر گرفته شود.

جرم معلق صورت می‌پذیرد. مقایسه نتایج عملکرد مکانیکی سیستم با کنترل فعال دوم و رعایت $\rho_p > \rho_1$ با نتایج عدم رعایت $\rho_p > \rho_1$ برای زمان شبیه سازی ۲۰ ثانیه مطابق شکل ۱۲ است. همچنین جدول ۸ گزارشی از جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق، حداکثر جابجایی تعلیق و تایر را ارائه می‌دهد. براساس نتایج گزارش شده در این جدول،



شکل ۱۲. عملکرد سیستم با $\rho_3 > \rho_1$ و $\rho_1 > \rho_3$ ، الف- شتاب جرم معلق، ب- جابجایی تعلیق، ج- جابجایی تایر

Fig. 12. System performance with $\rho_1 > \rho_3$ and $\rho_3 > \rho_1$, a- sprung mass acceleration, b- suspension deflection, c-tire deflection

جدول ۸. عملکرد مکانیکی سیستم با کنترل فعال

Table 8. Performance of system with active control

$\rho_r < \rho_l$	$\rho_l < \rho_r$	ترکیب وزنی در کنترل فعال دوم	شاخص عملکرد
۰/۰۷	۰/۰۵۷		جذر میانگین مربعات شتاب جرم معلق (متر بر مجذور ثانیه)
۰/۰۱۷	۰/۰۱۸		حداکثر جابجایی تعلیق (متر)
۰/۰۰۲	۰/۰۰۱۹		حداکثر جابجایی تایر (متر)

ضرایب وزنی کنترل فعال بر شاخص‌های مکانیکی و در نتیجه تأثیر آن بر برداشت انرژی مورد بررسی قرار گرفت و مناسب‌ترین ترکیب برای کنترل شاخص‌های مکانیکی با حداقل انرژی مصرفی معرفی شد. به منظور روشن شدن اهمیت استفاده از سیستم برداشت انرژی در تعلیق فعال، توان مصرفی در کنترل فعال، توان الکتریکی ذخیره شده در سیستم برداشت انرژی و توان خالص مصرفی محاسبه شدند. همچنین مقایسه عملکرد سیستم تعلیق

۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق مطالعه برهمکنش کنترل فعال و برداشت انرژی در سیستم تعلیق فعال خودرو انجام شده است. با توجه به ماهیت چند عامله بودن مسأله، قانون کنترل مناسب با روش کنترل بهینه برای سیستم تعلیق غیرخطی ارائه شد. به منظور بررسی برداشت انرژی، سیستم برداشت انرژی مناسب برای مسأله معرفی و مورد استفاده قرار گرفت. تأثیر تنظیم

2233.

- [10] A. Malekshahi and M. Mirzaei, Designing a non-linear tracking controller for vehicle active suspension systems using an optimization process, *International journal of automotive technology*, 13 (2012) 263-271.
- [11] B. Abdi, M. Mirzaei, A new approach to optimal control of nonlinear vehicle suspension system with input constrain, *Journal of vibration and control* 24 (2018) 3307-3320.
- [12] M. Abdelkareem, L. Xu, M.K.A. Ali, A. Elagouz, J. Mi, S. Guo, Y. Liu, L. Zuo, Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review, *Applied energy*, 229 (2018) 672-699.
- [13] Y. Suda and T. Shiba, A new hybrid suspension system with active control and energy regeneration, *Vehicle system dynamics supplement*, 25 (1996) 641-654.
- [14] R. Wang, R. Ding and L. Chen, Application of hybrid electromagnetic suspension in vibration energy regeneration and active control, *Journal of Vibration and Control*, (2016) 1-11.
- [15] Y. Suda, S. Nakadai and K. Nakano, Hybrid suspension system with skyhook control and energy regeneration, *Vehicle systems dynamics supplement*, 28 (1998) 619-634.
- [16] L. Zuo and P.S. zhang, Energy harvesting, Ride comfort and road handling of regenerative vehicle suspensions, *Journal of vibration and acoustics*, 135 (2014) 1-8.
- [17] L. Chen, D. Shi, R. Wang, and H. Zhou, Energy conservation analysis and control of hybrid active semiactive suspension with three regulating damping levels, *Shock and vibration*, (2016) 1-14.
- [18] Y. Hua, Q. Cai, S. Zhu, Energy-regenerative semiactive lateral suspension control in high-speed train using electromagnetic damper cum energy harvester, *IEEE transactions on vehicular technology*, 71 (2022) 4801-4812.
- [19] D. Huang, J. Zhang and Y. Liu, Performance of active control and energy harvesting of a novel suspension system, *Materials science and engineering*, 787 (2020) 1-17.

فعال در حضور سیستم برداشت انرژی و عدم حضور آن و بررسی مقاومت کنترل کننده در حضور عدم قطعیت انجام شد. مطابق نتایج استخراج شده در این مقاله، قانون کنترل فعال پیشنهادی قابلیت دستیابی به حد مطلوب شاخص‌های مکانیکی تعلیق با مصرف انرژی کمتر را فراهم می‌کند.

منابع

- [1] M. Madany, Z. Abduljabbar and M. Foda, Optimal preview control of active suspensions with integral constraint, *Journal of vibration and control*, 9 (2003) 1377-1400.
- [2] L.G. Rao and S. Narayanan, Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road, *Journal of sound and vibration*, 310 (2008) 352-365.
- [3] C. Kim and P. Ro, A sliding mode controller for vehicle active suspension systems with non-linearities, *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: Journal of automobile engineering*, 212 (1998) 79-92.
- [4] J. Lin, R. Lian, C. Huang, Enhanced fuzzy sliding mode controller for active suspension systems, *Mechatronics*, 19 (2009) 1178-1190.
- [5] Y.Z. Arslan, A. Sezgin and N. Yagiz, Improving the ride comfort of vehicle passenger using fuzzy sliding mode controller, *Journal of vibration and control*, 21 (2015) 1667-1679.
- [6] J.S. Lin and I. Kanellakopoulos, Nonlinear design of active suspensions, *IEEE control systems*, 17 (1997) 45-59.
- [7] Y. Huang, J. Na, X. Wu, Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance, *ISA Transactions*, 54 (2015) 145-155.
- [8] A. Malekshahi, M. Mirzaei and S. Aghasizade, Nonlinear predictive control of multi-input multi-output vehicle suspension system, *Low frequency noise, Vibration and active control*, 34 (2015) 87-106.
- [9] A. Khiavi, M. Mirzaei and S. Hajimohammadi, A new optimal control law for semi-active suspension system considering nonlinear magneto-rheological damper model, *Journal of vibration and control*, 20 (2014) 2221-

- [24] J. Liu, X. Li, X. Zhang, and X. Chen, Modeling and simulation of energy-regenerative active suspension based on BP neural network PID control, *Shock and vibration*, (2019) 1-9.
- [25] S. Yan, W. Sun, Self-powered suspension criterion and energy regeneration implementation scheme of motor-driven active suspension, *Mechanical systems and signal processing*, 94 (2017) 297-311.
- [26] T. Lenkutis, A. Erskus, N. Sesok, A. Dzedzickis and V. Bucinskas, Road surface profile synthesis: Assessment of suitability for simulation, *Symmetry*, 13 (2021) 1-14.
- [27] M. Ataei, E. Asadi, A. Goodarzi, A. Khajepour and M. B. Khamesee, Multi-objective optimization of a hybrid electromagnetic suspension system for ride comfort, road holding and regenerated power, *Journal of Vibration and Control*, (2015) 1–12.
- [20] M.R. Hajidavalloo, J. Cosner, Z. Li, W.H. Tai, Z. Song, Simultaneous suspension control and energy harvesting through novel design and control of a new nonlinear energy harvesting shock absorber, *IEEE transactions on vehicular technology*, 71 (2022) 1-10.
- [21] J. A. Cosner and W.C. Tai, Vibration Suppression of a Linear Oscillator Force-Excited by Random Excitation via an Inerter Pendulum Vibration Absorber, *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, (2021) 1-10.
- [22] X.H. Shi, H.L. Gao, and M.H. Xu, Optimization design of automobile suspension springs based on BP, *Applied mechanics and materials*, 42 (2010) 82-85.
- [23] S.A. Liu and Q.Y. Hu, Application of PSO-BP network algorithm in optimization of automotive suspension, *Journal of Jilin university*, 39 (2009) 571-575.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

R. Azmi, M. Mirzaei, A. Habibzade-Sharif, Designing an Optimal Non-Linear Controller for an Active Vehicle Suspension System and Investigating its Effect on Electrical Energy Harvesting, Amirkabir J. Mech Eng., 54(12) (2023) 2741-2762.

DOI: 10.22060/mej.2023.21412.7444



