

MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG CÓ XÉT ĐẾN SỰ ẢNH HƯỞNG CỦA CƠ CẤU CHẤP HÀNH THỦY LỰC

SIMULATION OSCILLATION OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEM CONSIDERING THE EFFECT OF THE HYDRAULIC ACTUATOR

Trần Thị Thu Hương¹, Nguyễn Tuấn Anh^{2*}, Nguyễn Mạnh Long¹

¹Trường Đại học Phenikaa

²Trường Đại học Thủy lợi

*Tác giả liên hệ: anhngtu@tlu.edu.vn

(Nhận bài: 27/2/2022; Chấp nhận đăng: 10/5/2022)

Tóm tắt - Các kích thích từ mặt đường là nguyên nhân chính gây ra dao động cho ô tô. Để nâng cao sự ổn định và tính êm dịu, hệ thống treo chủ động được sử dụng để thay thế hệ thống treo bị động thông thường. Bài báo này tập trung vào việc mô phỏng và đánh giá hiệu quả dao động của xe khi sử dụng hệ thống treo chủ động với cơ cấu chấp hành thủy lực. Trong bài báo này, mô hình một phần tư với xylanh thủy lực phi tuyến được xét đến. Thuật toán điều khiển PID (Proportional – Integral – Derivative) cho hệ SISO (Single Input – Single Output) được sử dụng để điều khiển cho hệ thống treo, quá trình mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm MATLAB-Simulink. Kết quả nghiên cứu cho thấy, các giá trị lớn nhất và giá trị trung bình của chuyển vị cũng như gia tốc thân xe đã giảm đi rất nhiều khi hệ thống treo chủ động được sử dụng. Do đó, độ êm dịu và tính tiện nghi của xe đã được nâng cao.

Từ khóa - Hệ thống treo chủ động; cơ cấu chấp hành thủy lực; thuật toán điều khiển

1. Giới thiệu

Dao động của xe ô tô là một trong những vấn đề đang ngày càng được nghiên cứu nhiều, đặc biệt trong những năm gần đây. Dao động của xe có thể gây ảnh hưởng lớn tới sức khỏe của người lái, hành khách, chất lượng hàng hóa cũng như tuổi thọ của xe. Có nhiều nguyên nhân khiến cho xe bị dao động, trong đó, các kích thích từ mặt đường là nguyên nhân chủ yếu của hiện tượng này. Vì vậy, hệ thống treo được sử dụng để điều hòa các dao động cho xe. Theo [1], hệ thống treo chia xe thành hai phần, bao gồm: Khối lượng được treo (toàn bộ những phần ở trên hệ thống treo) và khối lượng không được treo (những thành phần nằm bên dưới hệ thống treo). Hệ thống treo có ba thành phần: Lò xo, giảm chấn, tay đòn tương ứng với ba chức năng chính của hệ thống. Trong nhiều trường hợp đặc biệt, hệ thống treo bị động thông thường không thể đáp ứng các yêu cầu về sự ổn định của xe. Do đó, hệ thống treo chủ động được đề xuất để thay thế hệ thống treo cơ khí thông thường [2].

Hệ thống treo chủ động được trang bị thêm một cơ cấu chấp hành thủy lực ở mỗi bánh xe. Cơ cấu này có dạng xylanh thủy lực, bên trong là hệ thống các servo-valve [3]. Khi dòng điện được cung cấp, các valve bên trong sẽ thực hiện quá trình đóng – mở, điều này gây ra sự chênh lệch áp suất giữa các khoang. Sự chênh lệch áp suất này sẽ gây ra lực tác động lên cả phần khối lượng được treo và không được treo để giảm thiểu dao động của xe [4].

Abstract - Excitations from the road surface are the main cause of vehicle vibrations. To improve the stability and ride comfort of the vehicle, the active suspension system is used to replace the conventional passive suspension system. This paper focuses on simulating and evaluating the vibration efficiency of the vehicle when using the active suspension system with a hydraulic actuator. In this paper, a quarter model with nonlinear hydraulic cylinders is considered. The PID control algorithm (Proportional – Integral – Derivative) for the SISO system (Single Input – Single Output) is used to control the suspension system, and the simulation process is performed by MATLAB-Simulink software. According to the results of the paper, the maximum and average values of vehicle body displacement and acceleration were greatly reduced when the active suspension system was used. Therefore, the smoothness and comfort of the vehicle have been enhanced.

Key words - Active suspension system; hydraulic actuator; control algorithm

Thời gian gần đây, có nhiều các nghiên cứu về hệ thống treo chủ động đã được công bố. Trong [5], tác giả đã sử dụng mô hình một phần tư với thuật toán điều khiển PID và LQR cho mô hình này. Tuy nhiên, mô hình đó không xét đến ảnh hưởng của cơ cấu chấp hành thủy lực. Tương tự, mô hình một phần tư với thuật toán điều khiển bền vững cũng được chỉ ra trong nghiên cứu của Fu và Dong [6]. Nghiên cứu của họ cũng chưa đề cập tới sự ảnh hưởng của xylanh thủy lực. Do đó, độ ổn định của mô hình vẫn chưa thực sự chính xác. Trong [7, 8], các tác giả này đã kể đến ảnh hưởng của cơ cấu chấp hành được đặt tại mỗi bánh xe. Cơ cấu này hoạt động dựa trên tín hiệu điện áp được cung cấp từ bộ điều khiển. Các tham số của bộ điều khiển có thể được lựa chọn dựa trên kinh nghiệm của người thiết kế cũng như việc sử dụng một số thuật toán thông minh để tìm ra giá trị tối ưu của chúng [9-11].

2. Mô hình

Có nhiều phương pháp được sử dụng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động của hệ thống treo. Sử dụng phương pháp tách hệ nhiều vật, mô hình động lực học một phần tư (Hình 1) được chia thành hai khối lượng, bao gồm: Khối lượng được treo m_1 và khối lượng không được treo m_2 . Xét khối lượng được treo m_1 , có ba lực tác dụng lên: Lực đàn hồi của lò xo F_K , lực cản của giảm chấn F_C và lực tác động của cơ cấu chấp hành thủy lực F_A . Dựa trên nguyên lý D'Alembert, phương trình mô tả dao động theo

¹ Phenikaa University (Tran Thi Thu Huong, Nguyen Manh Long)

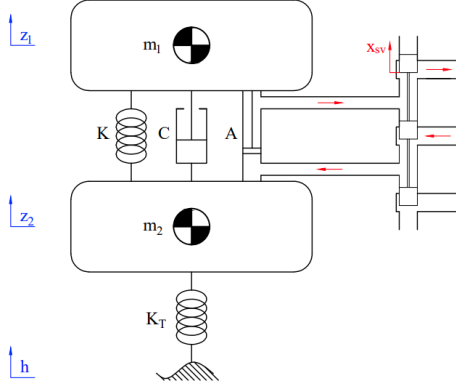
² Thuyloi University (Nguyen Tuan Anh)

phương thẳng đứng z_1 của khối lượng được treo được đưa ra như sau:

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_k + F_c + F_a \quad (1)$$

Đối với phần khối lượng không được treo m_2 , lực đàn hồi của lò xo F_{KT} được kể tới. Thành phần giảm chấn của lò xo là vô cùng nhỏ, do đó có thể bỏ qua. Phương trình (2) mô tả dao động theo phương thẳng đứng của khối lượng không được treo z_2 .

$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{KT} - F_k - F_c - F_a \quad (2)$$



Hình 1. Mô hình hệ thống treo

Các lực liên kết có thể được xác định như sau:

Lực đàn hồi của lò xo:

$$F_k = K(z_2 - z_1) \quad (3)$$

Lực cản của giảm chấn:

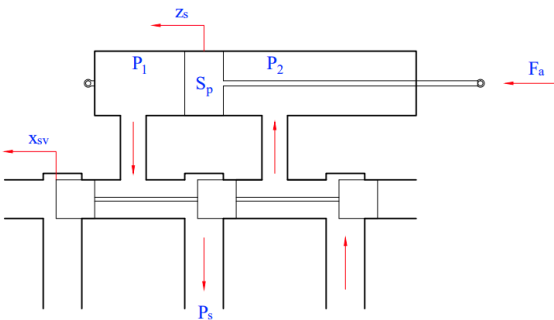
$$F_c = C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (4)$$

Lực đàn hồi của lò xo:

$$F_{KT} = K_T(h - z_2) \quad (5)$$

Lực tác động được sinh ra từ cơ cấu chấp hành thủy lực F_a phụ thuộc vào sự chênh lệch áp suất chất lỏng giữa hai khoang và diện tích mặt cắt ngang của piston (Hình 2) [12-14]. Giả thiết rằng diện tích mặt cắt ngang của piston ở hai khoang là giống nhau ($S_{p1} = S_{p2}$), bỏ qua thành phần lực cản ma sát F_f giữa xy lanh và piston, lực tác động F_a có thể được xác định như phương trình (6).

$$F_a = S_{p2} P_2 - S_{p1} P_1 - F_f \approx S_p \Delta P \quad (6)$$



Hình 2. Cơ cấu chấp hành thủy lực

Khi bộ điều khiển được cấp điện áp, các van bên trong cơ cấu chấp hành sẽ dịch chuyển. Chính sự dịch chuyển này tạo ra sự chênh lệch áp suất giữa các khoang. Mỗi liên

hệ giữa tín hiệu điện áp $u(t)$ và độ dịch chuyển của các cửa van x_{sv} được đưa ra như trong phương trình (7):

$$x_{sv} = \frac{1}{\tau} \int (k_{sv} u(t) - x_{sv}) dt \quad (7)$$

Lưu lượng chất lỏng Q thông qua các cửa van là một hàm phụ thuộc vào sự chênh lệch áp suất ΔP .

$$Q = \frac{\gamma_3}{\gamma_1} x_{sv} \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_{sv}) \Delta P} \quad (8)$$

Sự thay đổi áp suất bên trong:

$$\Delta P = \gamma_1 \int \left(Q - \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \Delta P - S_p \dot{z}_s \right) dt \quad (9)$$

Kết hợp các phương trình (6) (7) (8) (9), thu được:

$$F_a = S_p \left(\gamma_3 \int x_{sv} \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_{sv}) \Delta P} dt - \gamma_2 \int \Delta P dt - \gamma_1 S_p \int \dot{z}_s dt \right) \quad (10)$$

Trong đó: S_p : Diện tích mặt cắt ngang của piston.

k_{sv} : Hệ số của servo-valve.

τ : Hằng số thời gian.

γ_i : Hệ số của cơ cấu chấp hành.

Quá trình đóng mở các cửa van phụ thuộc vào tín hiệu điện áp được cung cấp từ bộ điều khiển. Hiệu năng của hệ thống phụ thuộc vào việc thiết kế thuật toán điều khiển sao cho phù hợp. Trong nghiên cứu này, thuật toán PID được đề xuất. Đây là thuật toán điều khiển tuyến tính cho hệ SISO, thuật toán này được sử dụng rộng rãi cho nhiều hệ thống công nghiệp ngày nay.

Gọi $e(t)$ là sai số giữa tín hiệu đặt và tín hiệu đầu ra của mô hình. Theo [15], tín hiệu điều khiển $u(t)$ có thể được xác định thông qua phương trình (11):

$$u(t) = k_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (11)$$

Với mô hình vào - ra như trên, hàm truyền của bộ điều khiển được viết lại dưới dạng:

$$R(s) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (12)$$

Sau khi đã xác định được hàm truyền của bộ điều khiển, quá trình tính toán mô phỏng sẽ được tiến hành.

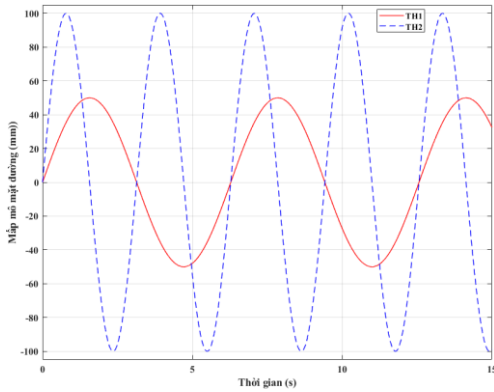
3. Kết quả và thảo luận

3.1. Điều kiện mô phỏng

Quá trình mô phỏng dao động của ô tô được thực hiện trong môi trường MATLAB-Simulink với hai trường hợp cụ thể như trên Hình 3. Hai dạng kích thích này đều là dạng tuần hoàn kiểu sóng sin với biên độ và tần số khác nhau. Các kích thích này được tham khảo theo một số các nghiên cứu trước đây [15, 16]. Sự biến đổi ở đây là tuần hoàn, do đó, có thể dễ dàng đánh giá hiệu năng của bộ điều khiển.

$$h = A \sin(2\pi ft + \varphi) \text{ (mm)} \quad (13)$$

Các thông số tham khảo của xe sử dụng cho mô phỏng được đưa ra như trong Bảng 1. Các tham số này được lấy từ mẫu xe SUV của phần mềm Carsim. Các thông số của tín hiệu kích thích được đưa ra như trong Bảng 2.



Hình 3. Mấp mô mặt đường

Bảng 1. Các thông số tham khảo

Ký hiệu	Mô tả	Giá trị	Đơn vị
m_1	Khối lượng được treo	400	kg
m_2	Khối lượng không được treo	45	kg
K	Độ cứng của lò xo	38000	N/m
K_T	Độ cứng của lốp	180000	N/m
C	Độ cứng của giảm chấn	3100	Ns/m

Bảng 2. Các thông số của tín hiệu kích thích

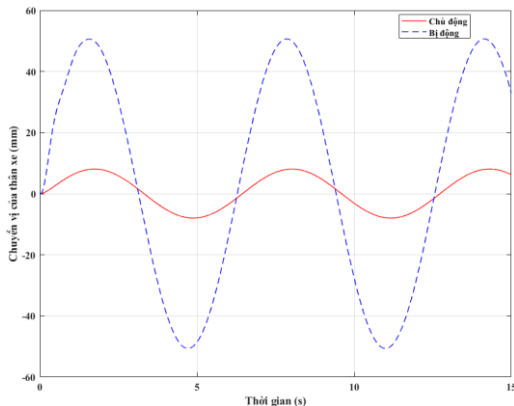
	Biên độ A (mm)	Tần số f (1/s)	Pha ban đầu φ (rad)
TH ₁	50	0.159	0
TH ₂	100	0.318	0

3.2. Kết quả mô phỏng

Kết quả mô phỏng được đưa ra ở trong hai trường hợp dưới đây. Kết quả của bài toán này bao gồm các giá trị lớn nhất và giá trị trung bình của chuyển vị cũng như gia tốc của thân xe.

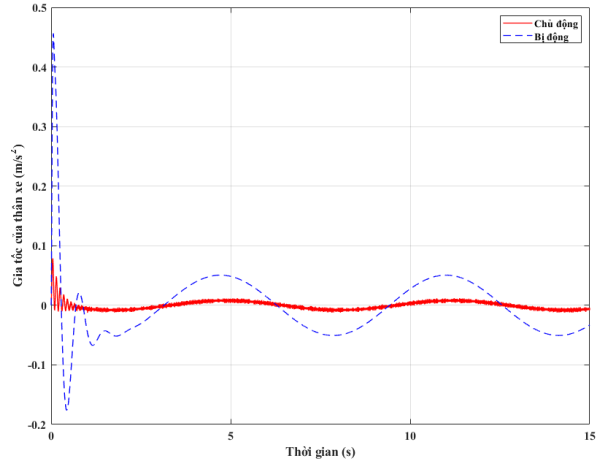
- Trường hợp 1:

Trong trường hợp này, kích thích mặt đường có dạng hàm tuần hoàn được sử dụng với độ lớn của kích thích là 50 (mm). Đồ thị Hình 4 chỉ ra sự thay đổi chuyển vị của thân xe theo thời gian. Theo đó, thân xe sẽ dao động liên tục bám theo tín hiệu kích thích từ mặt đường. Nếu xe chỉ sử dụng hệ thống treo bị động, giá trị lớn nhất của dao động có thể đạt 50,65 (mm), mức này tương đương với kích thích ban đầu. Ngược lại, giá trị này có thể giảm xuống chỉ còn 8,07 (mm) nếu hệ thống treo chủ động được sử dụng. Giá trị trung bình của chuyển vị khi tính theo chỉ tiêu RMS lần lượt đạt 36,40 (mm) và 5,74 (mm) tương ứng với hai tình huống khảo sát.



Hình 4. Chuyển vị của khối lượng được treo (TH₁)

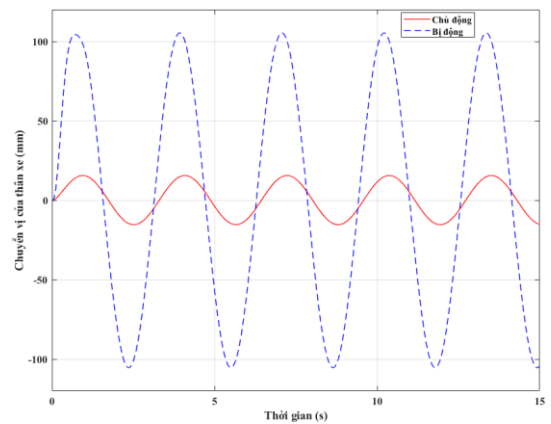
Để đánh giá độ êm dịu của xe, các giá trị về gia tốc của dao động thường được xét đến. Theo kết quả thể hiện trên Hình 5, gia tốc cực đại của xe khi chỉ sử dụng hệ thống treo cơ khí thông thường có thể lên tới 0,46 (m/s²). Trong khi đó, giá trị này chỉ bằng 0,08 (m/s²), chiếm 17,39% giá trị ban đầu nếu hệ thống treo chủ động với cơ cấu chấp hành thủy lực được sử dụng. Các giá trị trung bình của chúng lần lượt được tính toán theo chỉ tiêu RMS là 0,06 (m/s²) và 0,01 (m/s²). Rõ ràng, độ êm dịu của xe có thể được cải thiện khi hệ thống treo chủ động được sử dụng để thay thế hệ thống treo bị động thông thường.



Hình 5. Gia tốc của khối lượng được treo (TH₁)

- Trường hợp 2:

Trong trường hợp thứ hai, kích thích từ mặt đường có biên độ và tần số lớn hơn so với trường hợp đầu tiên. Do đó, dao động của xe cũng sẽ lớn hơn.

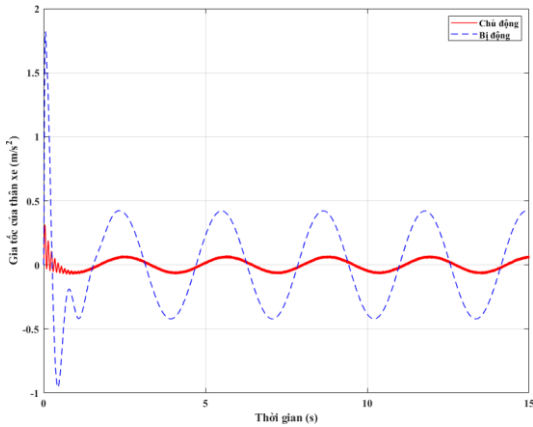


Hình 6. Chuyển vị của khối lượng được treo (TH₂)

Theo Hình 6, chuyển vị lớn nhất mà thân xe có thể đạt được tương ứng với hai trường hợp khảo sát lần lượt là 15,58 (mm) và 105,39 (mm). Giá trị trung bình của dao động khi xe sử dụng hệ thống treo chủ động với thuật toán điều khiển PID cũng nhỏ hơn so với tình huống còn lại, chỉ bằng 10,31%.

Tương tự như trường hợp đầu tiên, gia tốc của thân xe ở trường hợp này cũng thay đổi liên tục theo thời gian với biên độ tuần hoàn (Hình 7). Độ lớn của gia tốc đạt cực đại tại pha đầu tiên của dao động, sau đó sẽ giảm dần và ổn định. Giá trị cực đại của gia tốc ứng với tình huống xe sử dụng hệ thống treo cơ khí có thể đạt 1,82 (m/s²), trong khi đó, giá trị này chỉ bằng 0,31 (m/s²) nếu hệ thống treo chủ

động được trang bị. Điều này có thể làm gia tăng độ ổn định và tính tiện nghi của xe khi di chuyển trên đường.



Hình 7. Gia tốc của khối lượng được treo (TH_2)

4. Kết luận

Kích thích từ mặt đường là nguyên nhân chủ yếu gây ra dao động cho ô tô. Những dao động này có thể ảnh hưởng tới sức khỏe của hành khách cũng như chất lượng hàng hóa khi xe di chuyển trên đường. Do đó, hệ thống treo được sử dụng để điều hòa và dập tắt những dao động không mong muốn này. Để nâng cao độ ổn định cho xe khi di chuyển trên đường, phương pháp sử dụng hệ thống treo chủ động với cơ cấu chấp hành thủy lực được đề xuất.

Theo kết quả của nghiên cứu, các giá trị về chuyển vị và gia tốc của thân xe đã giảm đáng kể khi xe sử dụng hệ thống treo chủ động để thay thế hệ thống treo cơ khí thông thường. Ở cả hai trường hợp khảo sát, hệ thống treo chủ động đều cho thấy sự ổn định và khả năng đáp ứng. Do đó, độ êm dịu của xe đã được cải thiện tốt hơn.

Thuật toán PID được sử dụng trong nghiên cứu phù hợp với những hệ tuyến tính. Trong tương lai, các nghiên cứu về thuật toán điều khiển phi tuyến cho hệ thống treo chủ động có thể được thực hiện.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Tang, G., et al., "Sprung Mass Identification of Suspension in a Simplified Model", *SAE Technical Paper*, 2014.
- [2] Marcu, S., et al., "Model for the Study of Active Suspensions", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017.
- [3] Tamburrano, P., et al., "A Review of Electro-hydraulic Servo-valve Research and Development", *International Journal of Fluid Power*, vol. 20, no. 1, 2019, pp. 53-98.
- [4] Riduan, A. F. M., et al., "Review on Active Suspension System", *SHS Web of Conference*, vol. 49, 2018.
- [5] Anh, N. T., "Control an Active Suspension System by using PID and LQR Controller", *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, vol. 10, no. 3, 2020, pp. 7003-7012.
- [6] Fu, Z. J., Dong, X. Y., " H_∞ Optimal Control of Vehicle Active Suspension Systems in Two Time Scales", *Automatika*, vol. 62, no. 2, 2021, pp. 284-292.
- [7] Nguyen, T. A., "Improving the Comfort of the Vehicle Based on using the Active Suspension System Controlled by the Double-integrated Controller", *Shock and Vibration*, vol. 2021, 2021.
- [8] Guevara, D. R., et al., "Active Suspension Control using an MPC-LQR-LPV Controller with Attraction and Quadratic Stability Conditions", *Mathematics*, vol. 9, 2021.
- [9] Chen, S., et al., "A Novel LQG Controller of Active Suspension System for Vehicle Roll Safety", *International Journal of Control, Automation and Systems*, vol. 16, no. 5, 2018, pp. 2203-2213.
- [10] Bai, R., Guo, D., "Sliding-mode Control of the Active Suspension System with the Dynamics of a Hydraulic Actuator", *Complexity*, vol. 2018, 2018.
- [11] Chao, C. T., et al., "A GSA-based Adaptive Fuzzy PID-controller for an Active Suspension System", *Engineering Computations*, vol. 33, no. 6, 2016.
- [12] Tamburrano, P., et al., "A Review of Electro-Hydraulic Servovalve Research and Development", *International Journal of Fluid Power*, vol. 21, no. 1, 2019, pp. 53-98.
- [13] Huang, Y., et al., "Approximation-Free Control for Vehicle Active Suspensions With Hydraulic Actuator", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 65, no. 9, 2018, pp. 7258-7267.
- [14] Tan, H. S., Bradshaw, T., "Model Identification of an Automotive Hydraulic Active Suspension System", *Proceedings of the American Control Conference*, 1997, pp. 2920-2924.
- [15] N. D. Phước, *Cơ sở lý thuyết điều khiển tuyến tính*, Nhà xuất bản Bách khoa Hà Nội, 2020.