

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HCM**

**DƯƠNG TUẤN TÙNG**

**NGHIÊN CỨU NÂNG CAO HIỆU QUẢ THU HỒI NĂNG LƯỢNG CỦA  
HỆ THỐNG PHANH TÁI SINH TRÊN Ô TÔ**

Chuyên ngành: Kỹ thuật Cơ khí

Mã số chuyên ngành: 9520103

**TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ**

**TP. HỒ CHÍ MINH – NĂM 2020**

CÔNG TRÌNH ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT  
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Người hướng dẫn khoa học 1: **PGS-TS. Đỗ Văn Dũng**

Người hướng dẫn khoa học 2: **PGS-TS. Nguyễn Trường Thịnh**

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án tiến sĩ được bảo vệ trước

HỘI ĐỒNG CHẤM BẢO VỆ LUẬN ÁN TIẾN SĨ

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT

Ngày .... tháng .... năm ....

## LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của tôi.

Các số liệu, kết quả nêu trong Luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác. Tôi cũng xin cam đoan rằng mọi sự tham khảo cho việc thực hiện luận án đã được trích dẫn rõ ràng.

*Tp. Hồ Chí Minh, ngày 15 tháng 06 năm 2020*

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

Dương Tuấn Tùng

## LỜI CẢM ƠN

Luận án tiến sĩ ngành Kỹ thuật Cơ khí “Nghiên cứu nâng cao hiệu quả thu hồi năng lượng của hệ thống phanh tái sinh trên ô tô” là kết quả của quá trình nghiên cứu, cố gắng không ngừng của tác giả trong suốt thời gian qua với sự giúp đỡ tận tình của quý thầy, cô giáo Trường Đại học Sư Phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, các nhà khoa học trong ngành ô tô, bạn bè, đồng nghiệp.

Đặc biệt tác giả xin bày tỏ sự biết ơn đến quý thầy hướng dẫn PGS-TS. Đỗ Văn Dũng và PGS-TS. Nguyễn Trường Thịnh đã trực tiếp hướng dẫn tận tình, luôn giúp đỡ, quan tâm đôn đốc NCS để luận án được hoàn thành.

Tác giả xin gửi lời cảm ơn sâu sắc tới Ban Giám hiệu nhà trường, Phòng Đào tạo Sau đại học, Ban lãnh đạo Khoa Cơ khí Động lực, Khoa Cơ khí chế tạo máy, các bộ môn chuyên môn đã tạo điều kiện giúp đỡ để NCS hoàn thành luận án tiến sĩ của mình.

Sau cùng, NCS xin cảm ơn gia đình đã luôn ở bên cạnh và động viên trong suốt thời gian qua để NCS hoàn thành tốt công việc nghiên cứu khoa học của mình.

Trân trọng!

*Tp. Hồ Chí Minh, 15 tháng 06 năm 2020*

## TÓM TẮT

Thu hồi năng lượng khi phanh là một hướng nghiên cứu cứu mới trong lĩnh vực ô tô trên thế giới cũng như trong nước. Các hướng nghiên cứu về vấn đề này thường gắn liền với đối tượng nghiên cứu áp dụng trên các dòng xe điện, xe lai điện và xe sử dụng động cơ đốt trong truyền thống. Một trong những mục tiêu chính của hướng nghiên cứu này là thu hồi nguồn năng lượng còn bị lãng phí trong hệ thống phanh để tái sử dụng lại nhằm giải quyết bài toán năng lượng trên ô tô. Bên cạnh đó, đối với các xe sử dụng động cơ đốt trong thì ngoài việc giải quyết bài toán năng lượng hướng nghiên cứu này còn góp phần vào việc nghiên cứu giảm khí thải ô nhiễm môi trường do các phương tiện này gây nên. Luận án tiến sĩ này đã đi tính toán, thiết kế và thử nghiệm một hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh được lắp thêm lên xe ô tô có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống. Dựa trên mô hình tính toán đó, thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh PSO được xây dựng nhằm tối ưu hóa năng lượng thu hồi và đảm bảo tính ổn định khi phanh. Ngoài ra, các chu trình lái xe tiêu chuẩn cũng được đưa vào trong các mô hình nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm để từ đó tìm ra quy luật phân bố năng lượng thu hồi trong quá trình xe phanh hoặc giảm tốc. Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng xe được trang bị thêm hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh có thể được cải thiện từ 10,49% đến 24,44% về suất tiêu hao nhiên liệu tùy thuộc vào từng chu trình thử nghiệm.

Luận án được trình bày trong 5 chương bao gồm 112 trang (không kể phần tài liệu tham khảo và phụ lục). Trong đó, chương 1 trình bày tổng quan các vấn đề nghiên cứu về hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh và đề xuất hướng nghiên cứu cũng như mô hình nghiên cứu. Chương 2 nghiên cứu sinh đã tính toán xây dựng được mô hình toán của hệ thống thể hiện mối quan hệ của các thông số đầu vào như: hệ số khối lượng quay; vận tốc xe tại thời điểm giảm tốc; các thông số của bộ thu hồi năng lượng với năng lượng thu hồi được trong quá trình xe phanh hoặc giảm tốc được thể hiện thông qua cường độ dòng điện, điện áp của máy phát phát ra mỗi khi quá trình phanh xảy ra. Ngoài ra, trong chương này cũng trình bày về việc xây dựng mô hình mô phỏng dựa trên các phương trình toán đã xây

dựng được. Từ cơ sở đó đi xây dựng bộ điều khiển PID để điều khiển mô hình hệ thống phanh tái sinh theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn. Một trong những yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến hiệu quả thu hồi năng lượng và vấn đề ổn định khi phanh đó là chiến lược điều khiển phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh cơ khí sẽ được nghiên cứu và phân tích trong chương 3. Bài toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh là bài toán tối ưu đa mục tiêu. Trong chương này, nghiên cứu sinh đã phân tích và so sánh các thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh đảm bảo cân bằng giữa hai tiêu chí đó là năng lượng thu hồi được lớn nhất mà vẫn thỏa mãn các điều kiện đảm bảo an toàn và ổn định khi phanh. Do đó, việc sử dụng thuật toán PSO trong tối ưu hóa điều khiển phân phối lực phanh trong chương này đóng vai trò hết sức quan trọng vào việc nâng cao hiệu quả phanh tái sinh của hệ thống. Để đánh giá hiệu quả của hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh, một mô hình thí nghiệm đã được thiết kế và tính toán trong chương 4. Mô hình thực nghiệm được thực hiện ở cả hai giai đoạn: thử nghiệm trên xe để tính toán năng lượng thu hồi được ở các dải vận tốc bắt đầu phanh khác nhau và trên băng thử (mô hình bán thực nghiệm) để thử nghiệm theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn. Từ các kết quả thực nghiệm thu được, đường cong xu hướng của sự phân phối năng lượng theo vận tốc xe được xây dựng bằng phương pháp nội suy để từ đó thấy được vùng phân bố năng lượng thu hồi được của xe trong quá trình phanh hoặc giảm tốc.

## DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

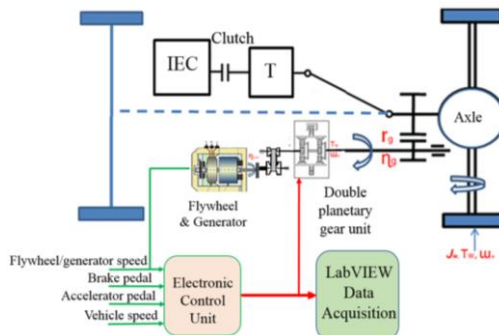
1. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “An overview of research and proposed experiment model of regenerative braking system based on the conventional vehicle powertrain”, the International Conference of Green Technology and Sustainable Development 2<sup>nd</sup>, HCMUTE, 2014
2. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “Nghiên cứu thiết kế và mô phỏng động lực học bộ thu hồi năng lượng từ hệ thống phanh trên ô tô”, Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ 4, Tp. Hồ Chí Minh tháng 11 năm 2015
3. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh, “Một nghiên cứu thực nghiệm bộ thu hồi năng lượng tái tạo khi phanh áp dụng cho xe ô tô có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống”, Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ 4, Tp. Hồ Chí Minh tháng 11 năm 2015
4. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh, “Research on kinetic energy recovery of conventional vehicle based on regenerative braking system” The Fifth International Multi-Conference on Engineering and Technology Innovation 2016 (IMETI2016), Taichung Taiwan, November, 2016
5. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “Research on using PID algorithm to control the inertial energy recovery of vehicle based on regenerative braking system” IEEE International Conference on Systems Science and Engineering, July 21-23, 2017, HCMUTE.
6. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “Research on braking force distribution in regenerative braking system apply to conventional vehicle” IEEE International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD) December 2018
7. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “Research on controlling of experiment model to evaluate of kinetic energy recovery system based on driving cycles” Journal of Technical Education Science, 2018
8. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “Research on Designing the Regenerative Braking System Apply to Conventional Vehicle” Journal of Science & Technology, Technical University No 135 (2019)
9. **Duong Tuan Tung**, Do Van Dung, Nguyen Truong Thinh “Research on improving the fuel consumption of conventional powertrain vehicle by using a kinetic energy recovery system” IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development| Vol. 7, Issue 03, 2019 | ISSN (online): 2321-0613

# Chương 1: TỔNG QUAN

## 1.1 Đặt vấn đề

Vấn đề nhiên liệu và ô nhiễm môi trường đang là thách thức đối với các hãng sản xuất ô tô. Năng lượng truyền thống (năng lượng hóa thạch) đang ngày càng cạn kiệt, ô nhiễm môi trường ngày càng gia tăng đã và đang là những vấn đề thách thức đối với các nhà nghiên cứu sản xuất ô tô. Một trong những giải pháp nhằm cải thiện suất tiêu hao nhiên liệu giảm ô nhiễm môi trường mà các nghiên cứu hướng tới là hệ thống phanh tái sinh (Regenerative Brake System: RBS).

Trong nghiên cứu này tác giả đã phân tích các hướng nghiên cứu về hệ thống phanh tái sinh để từ đó đề ra hướng nghiên cứu phù hợp. Theo đó thì hệ thống phanh tái sinh đang được tập trung vào các hướng như tính toán, mô phỏng năng lượng thu hồi được khi phanh; sự phân phối lực phanh giữa hệ thống phanh tái sinh và hệ thống phanh cơ khí; nghiên cứu các thuật toán điều khiển hệ thống phanh tái sinh; nghiên cứu tối ưu hóa lực phanh tái sinh; nghiên cứu vấn đề quản lý năng lượng phanh tái sinh... được ứng dụng trên các kiểu xe khác nhau như xe điện (Electric Vehicle: EV); xe lai điện (Hybrid Electric Vehicle: HEV) và xe sử dụng động cơ đốt trong thuần túy có hệ thống truyền lực kiểu truyền thống (Conventional Vehicle). Dựa trên các cơ sở phân tích các tài liệu nghiên cứu tác giả đề ra phương án thu hồi và tích trữ năng lượng quán tính của xe sử dụng bánh đà kết hợp với bộ tích trữ năng lượng là ắc quy. Đối tượng áp dụng là xe ô tô có hệ thống truyền lực kiểu truyền thống với mô hình nghiên cứu như sau:



**Hình 1.21:** Mô hình nghiên cứu được đề xuất



Từ hệ thống truyền lực của xe ô tô truyền thống được kết nối với hệ thống phanh tái sinh thông qua bộ bánh răng hành tinh kép. Bộ bánh răng hành tinh này cho phép kết nối tới cụm CVT thông qua việc điều khiển khóa bánh răng bao của bộ bánh răng hành tinh kép. Bộ bánh răng hành tinh kép cũng có tác dụng thay đổi tỷ số truyền để khuếch đại tốc tới bộ CVT và bánh đà. Bánh đà và máy phát điện được nối đồng trục cùng quay mỗi khi quá trình giảm tốc xảy ra. Khi xe hoạt động trên đường ở chế độ tăng tốc, lực chủ động truyền tới bộ bánh răng hành tinh quay không tải. Khi xe phanh hoặc khi giảm tốc (xuống dốc dài) phanh trên bộ bánh răng hành tinh hoạt động hãm bánh răng bao làm cho lực truyền tới hệ thống và làm cho bánh đà quay dẫn động máy phát phát điện tích trữ vào ắc quy.

### **1.2 Mục tiêu nghiên cứu.**

Luận án “Nghiên cứu nâng cao hiệu quả thu hồi năng lượng của hệ thống phanh tái sinh trên ô tô” được thực hiện với mục tiêu như sau:

- Thiết kế và tính toán hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh sử dụng phương pháp phối kết hợp giữa bánh đà và máy phát điện áp dụng cho xe có kiểu truyền lực truyền thống.
- Xây dựng thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh tối ưu nhằm nâng cao hiệu quả thu hồi năng lượng khi phanh mà vẫn đảm bảo tính ổn định của xe.
- Đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của xe ô tô có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống khi sử dụng hệ thống phanh tái sinh.

### **1.3 Nội dung nghiên cứu**

Để đạt được các mục tiêu đề ra luận án được thực hiện với các nội dung như sau:

- Nghiên cứu về cơ sở lý thuyết của hệ thống phanh tái tạo năng lượng. Phân tích các phương án thu hồi và tích trữ năng lượng tái tạo khi phanh các nghiên cứu trước từ đó đề ra mô hình nghiên cứu và thực nghiệm cho đề tài.
- Xây dựng mô hình toán và mô phỏng số các thông số của bộ thu hồi năng lượng, sự ảnh hưởng giữa vận tốc đầu quá trình phanh, thời gian phanh, phương pháp phân phối lực phanh tới năng lượng thu hồi được.
- Nghiên cứu tính toán, thiết kế các thông số cho mô hình thí nghiệm.

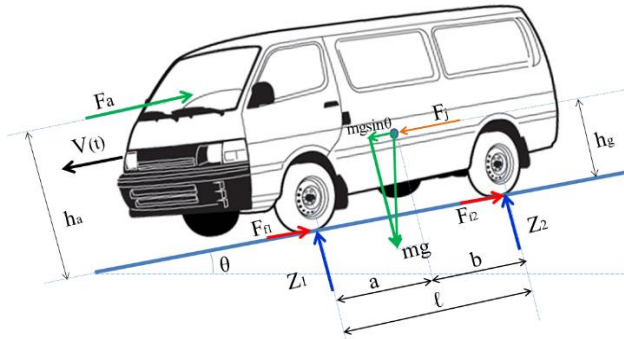
- Tối ưu hóa thuật toán điều khiển phân phối lực phanh.
- Nghiên cứu xây dựng bộ điều khiển hệ thống cho mô hình mô phỏng và thực nghiệm.
- Thực nghiệm và phân tích các kết quả thực nghiệm.

## Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

Trong chương này tác giả sẽ tính toán xây dựng mô hình toán của hệ thống thể hiện mối quan hệ của các thông số đầu vào như: hệ số khối lượng quay; vận tốc xe tại thời điểm giảm tốc; các thống số của bộ thu hồi năng lượng với năng lượng thu hồi được trong quá trình xe phanh hoặc giảm tốc được thể hiện thông qua cường độ dòng điện, điện áp của máy phát phát ra mỗi khi quá trình phanh xảy ra. Ngoài ra, mô hình mô phỏng theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn cũng được xây dựng để tính toán năng lượng thu hồi được.

### 2.1 Xác định các thông số động lực học của xe khi phanh.

Phương trình động lực học tổng quát của ô tô khi chuyển động trên đường. Giả sử xe đang chuyển động xuống dốc với góc dốc là  $\theta$ , động cơ hoạt động ở tốc độ cầm chừng (không có lực kéo tại bánh xe chủ động). Khi đó các lực tác dụng lên xe được trình bày như trong hình vẽ.



**Hình 2.1:** Các lực tác dụng lên xe

Phương trình cân bằng lực kéo trong trường hợp xe xuống dốc, ly hợp được ngắt để toàn bộ lực quán tính của xe được truyền vào bộ thu hồi năng lượng:

$$F_j + F_{j_0} - F_a - F_{f_1} - F_{f_2} = 0 \quad (2.1)$$

Lực cản gió:

$$F_a = 0.5 \cdot \rho \cdot A \cdot C_D (V + V_{wind})^2 \quad (2.2)$$

Với:  $F_a$  là lực cản gió [N];  $\rho$  là mật độ không khí [ $kg/m^3$ ];  $C_D$  là hệ số cản gió;  $V$  là vận tốc của xe [ $m/s$ ];  $V_{wind}$  là vận tốc của gió chống lại sự di chuyển của xe [ $m/s$ ].

$$\text{Lực cản lăn: } F_{f1} + F_{f2} = f(Z_1 + Z_2) \quad (2.3)$$

Với:  $F_{f1}, F_{f2}$ : lực cản lăn ở các bánh xe trước, sau [N]

Trong đó:  $m$  là khối lượng của xe [ $kg$ ];  $g$  là gia tốc trọng trường [ $m/s^2$ ];  $\theta$  là góc dốc [độ];  $h_g$  là chiều cao trọng tâm xe [ $m$ ];  $h_a$  là khoảng cách từ điểm đặt lực cản gió tới mặt đường [ $m$ ]

**Xác định mô men quán tính của xe trong quá trình phanh hoặc giảm tốc.**

Mô men quán tính tổng cộng của xe quy về bánh xe chủ động được xác định theo công thức:

$$M_j = F_j \cdot r_b = r_b \cdot m \frac{dv}{dt} \cdot \delta_i \quad (2.4)$$

$\delta_i$ : Hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay quy dẫn về bánh xe chủ động.

**Xác định  $\delta_i$  theo công thức thực nghiệm.**

Hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay quy dẫn về bánh xe chủ động được xác định theo công thức sau: [34]

$$\delta_i = 1 + \frac{j}{m \cdot r_b^2} (I_e \cdot i_i^2 \cdot \eta_t + \sum I_n \cdot i_n^2 \cdot \eta_n + \sum I_b) = 1 + \frac{I}{m \cdot r_b^2} \quad (2.5)$$

Trong đó:  $I_e$  là mô men quán tính của bánh đà động cơ và các chi tiết quay khác của động cơ quy dẫn về trục khuỷu được xác định theo công thức: [34]

$I_b$  là mô men quán tính của bánh xe bị động [ $kg \cdot m^2$ ]

Do việc xác định chính xác hệ số khối lượng quay là khá phức tạp nên một số nghiên cứu thường sử dụng công thức thực nghiệm để xác định  $\delta_i$  như sau: [34]

$$\delta_i = 1,04 + 0,025 \cdot i_h^2 \quad (2.6)$$

$i_h$ : Tỷ số truyền của hộp số.

**Bảng 2.1:** Tính  $\delta_i$  theo công thức thực nghiệm

Tỷ số truyền	$i_{h1}=4,452$	$i_{h2}=2.619$	$i_{h3}=1.517$	$i_{h4}=1$	$i_{h5}=0.895$
$\delta_i$	1,5355	1,2115	1,0975	1,065	1,06

Như vậy sau khi xác định được các thông số để tính toán mô men quán tính của xe sẽ xác định được mô men tác dụng lên trục bánh xe chủ động là:

$$M_b = M_j - M_f - M_a + M_\theta = r_b m \frac{dv}{dt} \delta_i - f m g \cos \theta r_b - 0.5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 \cdot r_b + m g \sin \theta r_b \quad (2.7)$$

## 2.2 Thiết lập phương trình toán cho hệ thống.

Phương trình mômen tác dụng lên máy phát là:

$$M_{mp} - M_{ton\_hao} = J \frac{d\omega_{mp}}{dt} \quad \omega_{mp} = \frac{1}{J} \left( \int M_{mp} - M_{ton\_hao} \right) dt \quad (2.8)$$

Trong đó  $J$  là tổng mômen quán tính của các khối lượng chuyển động quay so với trục máy phát bao gồm bánh đà và rô to của máy phát.

$$J = J_{bd} + J_{roto\_mp}$$

Công suất sử dụng được để phát ra điện được xác định bằng phương trình cân bằng công suất:

Công suất đầu ra = Công suất đặt vào trục máy phát – công suất tổn hao cơ của bộ truyền động BRHT - công suất tổn hao máy phát – công suất tổn hao do bộ biến đổi điện

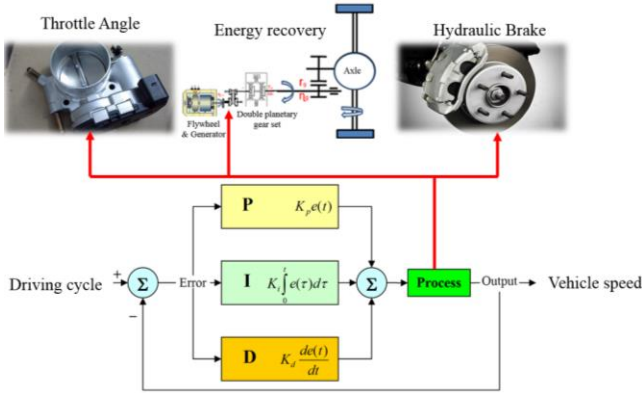
$$P_{ra} = P_{trục\ máy\ phát} - P_{tổn\ hao\ cơ} - P_{tổn\ hao\ máy\ phát} - P_{tổn\ hao\ bộ\ biến\ đổi\ điện}$$

Từ phương trình thể hiện mối quan hệ giữa công suất của máy phát (dòng điện và điện áp phát ra) theo sự giảm tốc của ô tô trong quá trình phanh được xác định như sau:

$$\left[ i_{rbs} \times \frac{1}{4.3} \times r_b \left( m \frac{dv}{dt} \delta_i - f m g \cos \theta - 0.5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 + m g \sin \theta \right) \right] - \frac{P_{ton\_hao}}{\omega_{mp}} = 3 E_s I_s \cos \varphi \quad (2.9)$$

## 2.3 Xây dựng bộ điều khiển.

Qua phân tích đặc tính của các chu trình lái xe trong quá trình thử nghiệm vận tốc của xe thay đổi tùy theo điều kiện lái xe. Khi xe tăng tốc lực kéo từ động cơ được truyền tới bánh xe chủ động. Lúc này hệ thống thu hồi năng lượng không hoạt động. Khi xe giảm tốc, thì hệ thống RBS được kích hoạt và quá trình thu hồi năng lượng bắt đầu diễn ra. Để điều khiển vận tốc của xe thực tế phù hợp với vận tốc của chu trình lái xe tiêu chuẩn, bộ điều khiển PID được thiết kế và sử dụng trong các mô phỏng ứng với từng chu trình lái xe tiêu chuẩn.



**Hình 2.18:** Sơ đồ khối mô phỏng hệ thống

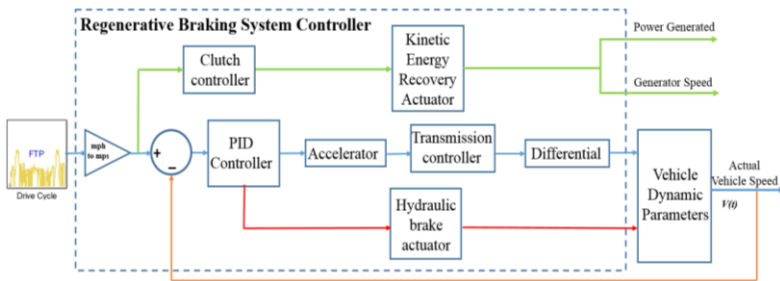
- Hàm truyền hệ thống hệ thống RBS

$$G_{PID(z)} = K_p + K_I T_s \frac{1}{z-1} + K_D \frac{1}{T_s} \frac{z-1}{z} \quad (2.10)$$

Trong đó:  $K_p=0,41014$ ;  $K_I=0,11687$ ;  $K_D=0$ ;  $T_s=0,01$  là chu kì lấy mẫu.

- Hàm truyền hệ thống:

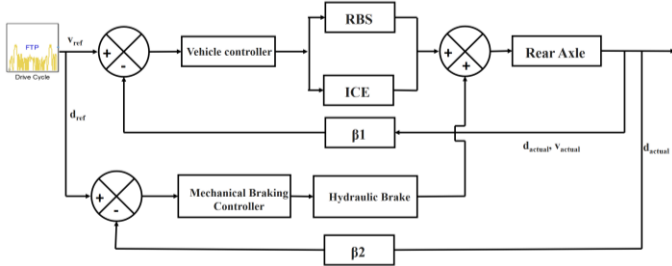
$$\begin{aligned} G_k(z) &= \frac{Y(z)}{R(z)} = \frac{G_{PID(z)} \cdot G(z)}{1 + G_{PID(z)} \cdot G(z)} = \frac{G_h(z)}{1 + G_h(z)} \\ &= \frac{2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}}{0,01z^2 - 0,019z + 9,2392 \cdot 10^{-3}} \end{aligned} \quad (2.11)$$



**Hình 2.20:** Sơ đồ khối hệ thống điều khiển mô hình mô phỏng

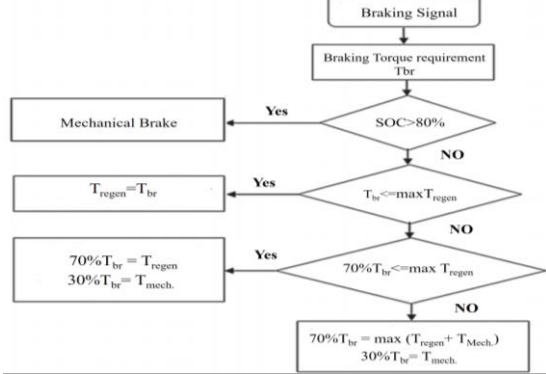
Thuật toán điều khiển hệ thống RBS được thiết kế như trong hình 2.21, bao gồm các bộ điều khiển: bộ điều khiển xe (Vehicle controller) và bộ điều khiển hệ thống phanh phanh cơ khí (Mechanical braking controller). Bộ điều khiển xe được sử dụng để điều khiển động cơ đốt trong và bộ thu hồi năng lượng khi phanh. Trong quá trình phanh, bộ thu hồi năng lượng được kích hoạt để biến đổi động năng của xe thành điện năng được sử dụng để sạc cho ắc quy. Sự giảm

tốc ( $d_{ref}$ ) và vận tốc ( $v_{ref}$ ) của xe là các tín hiệu đầu vào chính của bộ điều khiển xe. Ngoài ra còn có các đầu vào khác như sự giảm tốc thực tế  $d_{actual}$  và vận tốc thực tế ( $v_{actual}$ ) là các tín hiệu phản hồi về bộ điều khiển xe để ổn định hệ thống.



**Hình 2.21:** Sơ đồ khối hệ thống điều khiển

Khi mô men phanh cần thiết  $T_{br}$  nhỏ hơn mô men phanh tái sinh  $T_{regen}$  thì  $\beta_1 = 1$  và  $\beta_2 = 0$ . Trong nhiều trường hợp, lực phanh tái sinh không đủ để đáp ứng được lực phanh yêu cầu (ví dụ: phanh khẩn cấp) thì giảm giá trị  $\beta_1$ , đồng thời tăng giá trị  $\beta_2$ . Tuy nhiên trong mọi tình huống  $\beta_1 + \beta_2 = 1$ .



**Hình 2.22:** Sơ đồ giải thuật điều khiển phân phối lực phanh

Mô phỏng được thực hiện với  $n$  lần lặp với một bước thời gian. Ở lần lặp thứ  $i$ ,  $E_{regen}$  và  $J$  là:

$$E_{regen}(i) = I_p(i) \cdot V_p(i) \cdot dt \tag{2.12}$$

$$J_i = \frac{d(i) - d(i-1)}{dt}; E_{regen} = \sum_{i=0}^n E_{regen}(i); T_{dec} = n \cdot dt; J_{Total} = \sum_{i=1}^n J_i$$

## 2.4 Các kết quả mô phỏng và tính toán năng lượng thu hồi

Mô hình mô phỏng được thực hiện với bốn chu trình lái xe FTP75, NEDC, ECR 15 và EUDC nhằm đánh giá hiệu quả thu hồi năng lượng ở các điều kiện lái xe khác nhau từ trong nội thành đến ngoại ô thành phố. Kết quả mô phỏng được trình bày như trong bảng 2.8.

**Bảng 2.8:** Tính toán năng lượng thu hồi được trên các chu trình.

Chu trình	Quãng đường thử nghiệm [km]	Thời gian toàn bộ chu trình [s]	Thời gian bộ RBS hoạt động [s]	Tỷ lệ % thời gian thu hồi năng lượng hoạt động (%)	Tốc độ trung bình [km/h]	Tổng năng lượng thu hồi được [J]
FTP-75	35,54	3748	1145	30,5%	34,1	18038407,85
NEDC	10,9314	1180	238	20,2%	33,35	2478085,01
EUDC	6,9549	400	94	23,5%	62,59	1745521,46
ECER15	0,9941	195	36	18,5%	18,35	209022,28

Theo kết quả mô phỏng cho thấy chu trình FTP-75 năng lượng thu hồi được lớn là do quãng đường thử nghiệm dài, sự giảm tốc diễn ra liên tục do đó thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động nhiều (30,5% tổng thời gian của chu trình) mặc dù vận tốc trung bình không cao (34,1km/h). Đối với chu trình EUDC, mặc dù thời gian và quãng đường của chu trình thử nghiệm không lớn nhưng xe được chạy thử nghiệm ở vận tốc trung bình tương đối cao (62,59km/h) nên năng lượng thu được vẫn lớn. Như vậy, lượng năng lượng thu hồi được phụ thuộc vào vận tốc tại thời điểm xảy ra quá trình giảm tốc, sự biến thiên của gia tốc cũng như thời gian và quãng đường thử nghiệm. Ngoài ra, năng lượng thu hồi được cũng còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác như thuật toán điều khiển hệ thống, thiết bị tích trữ năng lượng... Do đó, vấn đề nghiên cứu tối ưu hóa thuật toán điều khiển hệ thống thu hồi năng lượng cần phải thực hiện để từ đó có cơ sở để xây dựng mô hình thực nghiệm để đánh giá hệ thống.



### **Chương 3: TỐI ƯU HÓA THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN PHÂN PHỐI LỰC PHANH TÁI SINH**

Một trong những yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến hiệu quả thu hồi năng lượng và vấn đề ổn định khi phanh là chiến lược điều khiển phân phối lực phanh. Bài toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh là bài toán tối ưu đa mục tiêu. Trong chương này, sẽ phân tích và so sánh các thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh đảm bảo cân bằng giữa hai tiêu chí đó là năng lượng thu hồi được và điều kiện đảm bảo an toàn, ổn định khi phanh. Thuật toán PSO tối ưu hóa điều khiển phân phối lực phanh trong chương này đóng vai trò hết sức quan trọng vào việc nâng cao hiệu quả phanh tái sinh của hệ thống.

#### **3.1 Tối ưu hóa thuật toán điều khiển bằng phương pháp Particle Swarm Optimization – PSO**

Việc thiết kế hàm mục tiêu của bộ điều khiển hệ thống phanh tái sinh phải đảm bảo được 2 yếu tố đó là hiệu quả phanh và năng lượng thu hồi. Trong kỹ thuật điều khiển phân phối lực phanh tái sinh phải được xem xét cân bằng giữa các yếu tố này bằng việc sử dụng các thuật toán điều khiển thông minh. Trong nghiên cứu này tác giả cũng sử dụng thuật toán PSO để giải bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu đó tối ưu hóa năng lượng thu hồi và độ ổn định khi phanh của hệ thống.

##### **3.1.1 Mô hình tối ưu hóa chiến lược điều khiển phanh tái sinh**

Lực phanh yêu cầu được cung cấp bởi lực phanh cơ khí và lực phanh tái sinh. Phân phối lực phanh chủ yếu bao gồm hai yếu tố đó là sự phân phối lực phanh giữa bánh trước và bánh sau và giữa lực phanh thủy lực và lực phanh tái sinh. Sự phân phối lực phanh giữa cầu trước và cầu sau ảnh hưởng đến độ ổn định khi phanh. Trong khi sự phân phối lực phanh cơ khí và phanh tái sinh ảnh hưởng đến hiệu quả thu hồi năng lượng khi phanh. Do đó, nghiên cứu này đã lấy độ ổn định của phanh và hiệu quả thu hồi năng lượng khi phanh là hai mục tiêu kiểm soát để tối ưu hóa các thông số chính của chiến lược điều khiển.

**Lựa chọn các biến thiết kế:** Dựa trên các phân tích trên, hai hàm mục tiêu có liên quan mật thiết đến phân phối lực phanh. Tối ưu hóa chiến lược điều khiển

liên quan đến tối ưu hóa phân phối lực phanh, vì vậy các biến thiết kế X được tối ưu hóa là:

$$X = [F_{b1}, F_{b2}, F_{reg}]$$

Trong đó,  $F_{b1}$ ,  $F_{b2}$  và  $F_{reg}$  là lực phanh bánh trước, lực phanh bánh sau và lực phanh tái sinh tương ứng.

**Thiết lập hàm mục tiêu:** Độ ổn định khi phanh được chọn là mục tiêu đầu tiên dựa trên phân tích trên. Hệ số bám được lựa chọn sử dụng để mô tả các điều kiện bám đường, hệ số bám và cường độ phanh sử dụng càng gần với thực tế thì sự phân phối lực phanh càng hợp lý. Do đó, hàm mục tiêu của ổn định khi phanh  $Y_1$  có thể được thiết lập theo công thức sau:

$$\text{Min} Y_1 = \sqrt{(\varphi_1 - z) + (\varphi_2 - z)} \quad (3.1)$$

Trong đó,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  tương ứng với hệ số bám của bánh trước và sau;  $z$  là cường độ phanh. Một phần năng lượng được truyền từ bánh xe sang động cơ thông qua hệ thống truyền lực được biến đổi thành năng lượng điện và được lưu trữ trong ắc quy ở cuối quá trình phanh. Do đó, hiệu suất lưu trữ năng lượng của ắc quy được lựa chọn như là hàm mục tiêu của hiệu suất thu hồi năng lượng phanh tái sinh  $Y_2$ .

$$\text{Max} Y_2 = F_m V \eta_m \eta_b \eta_{tl} \quad (3.2)$$

Trong đó,  $\eta_m$ ,  $\eta_b$  và  $\eta_{tl}$  là hiệu suất mô tơ, hiệu suất ắc và hiệu suất của hệ thống truyền lực.  $V$  là tốc độ xe hiện hành. Phương pháp trọng số tuyến tính được sử dụng để chuyển đổi bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu thành một bài toán mục tiêu duy nhất, do đó, hàm mục tiêu  $Y$  như sau:

$$\text{Min} Y = k_1 Y_1 - k_2 Y_2 \quad (3.3)$$

Trong đó  $k_1$  và  $k_2$  là các hệ số trọng số của hai hàm mục tiêu, các giá trị này được tính toán dựa trên sự điều khiển của người lái.

Giả sử khi  $0,1 < z \leq 0,4$ , cường độ phanh thấp, sự điều khiển của người lái xe có thể giảm tốc độ chậm. Lúc này hàm mục tiêu phụ thuộc chính vào năng lượng thu hồi,  $k_2$  lớn hơn  $k_1$ . Ngược lại, khi  $0,4 < z \leq 0,7$  cường độ phanh cao, sự điều khiển của người lái có thể giảm tốc xe một cách nhanh chóng. Hàm mục tiêu lúc này lại phụ thuộc chính vào độ ổn định khi phanh,  $k_1$  lúc này lớn hơn  $k_2$ .

**Các điều kiện ràng buộc:** Trong quá trình phanh, lực phanh tái sinh không chỉ bị giới hạn bởi mô men cản của máy phát mà còn bị giới hạn bởi khả năng sạc của ắc quy và lực phanh của cầu trước. Thêm vào đó, để đảm bảo an toàn khi phanh thì sự phân phối lực phanh cho các bánh xe trước và sau phải nằm trong vùng an toàn. Do đó các ràng buộc của hàm mục tiêu là:

$$F_{b1}, F_{b2} \in P_{OABC}; T_m \leq T_{avail}; F_m V \eta_m \eta_b \eta_{tl} \leq P_{cmax}; F_m \leq F_{b1}$$

Trong đó,  $T_m$  là mô-men phanh tái sinh.  $T_{avail}$  là mô-men xoắn của mô tơ/máy phát.  $P_{cmax}$  là năng lượng sạc tối đa của ắc quy.

### 3.1.2 Áp dụng thuật toán PSO

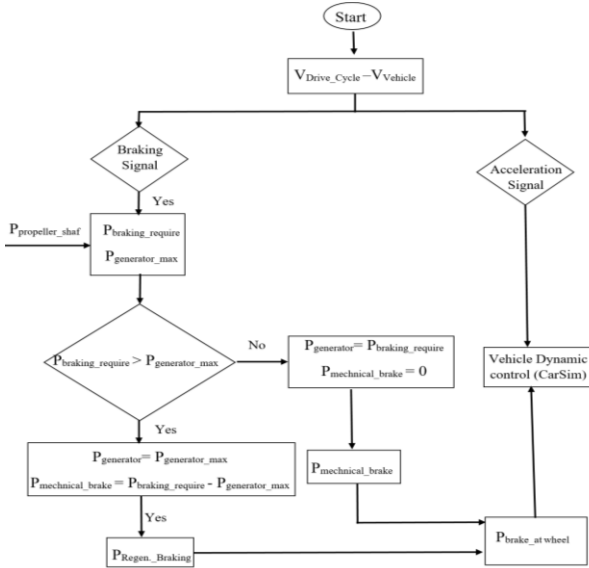
Để bắt đầu, PSO đã khởi tạo một nhóm các phần tử trong không gian giải pháp khả thi, mỗi phần tử là một giải pháp tối ưu tiềm năng. Sau đó, thuật toán sử dụng các tính toán để tìm ra giá trị tối ưu. Các phần tử được cập nhật liên tục bằng cách theo dõi hai yếu tố được gọi là pbest và gbest theo công thức sau:

$$\begin{aligned} v_d^i(k+1) &= wv_d^i(k) + c_1 \cdot r_1 \cdot [pbest_i(k) - x_d^i(k)] + c_2 \cdot r_2 \cdot [gbest_i(k) - x_d^i(k)] \\ v_d^i(k+1) &= v_d^{\max}, \text{if } v_d^i(k+1) > v_d^{\max}; v_d^i(k+1) = v_d^{\min}, \text{if } v_d^i(k+1) < v_d^{\min} \\ x_d^i(k+1) &= x_d^i(k) + v_d^i(k+1) \\ x_d^i(k+1) &= x_d^{\max}, \text{if } x_d^i(k+1) > x_d^{\max}; x_d^i(k+1) = x_d^{\min}, \text{if } v_d^i(k+1) < v_d^{\min} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Trong đó:  $v_d^i(k), x_d^i(k)$  là vận tốc và các vị trí các bộ phận của thể hệ thứ k và phần tử thứ i trong quần thể có kích thước là d;  $v_d^{\max}, x_d^{\max}$  là giá trị vận tốc vị trí các bộ phận cực đại trong quần thể d,  $r_1$  và  $r_2$  là những con số ngẫu nhiên giữa 0 và 1,  $c_1$  và  $c_2$  là các nhân tố học theo và w là khối lượng ban đầu.

Khi bắt đầu chương trình mô phỏng các chu trình lái xe tiêu chuẩn được nạp vào mô hình mô phỏng. Bộ điều khiển PID sẽ điều khiển quá trình tăng tốc và giảm tốc của xe cho phù hợp với vận tốc và gia tốc đã cho trước của chu trình. Khi có tín hiệu phanh hoặc giảm tốc công suất phanh cần thiết được tính toán. Nếu công suất phanh cần thiết lớn hơn công suất phanh của hệ thống phanh tái sinh thì lực phanh tái sinh cực đại được tác dụng nhằm thu hồi năng lượng tối đa và lực phanh còn lại là do hệ thống phanh cơ khí tác dụng. Ngược lại, nếu lực phanh cần thiết nhỏ hơn hoặc bằng lực phanh tái sinh thì lúc này lực phanh cơ

khí bằng không và chỉ có phanh tái sinh hoạt động. Mô hình mô phỏng được kết hợp giữa MathLab Simulink và Carsim với lưu đồ giải thuật như hình 3.7.

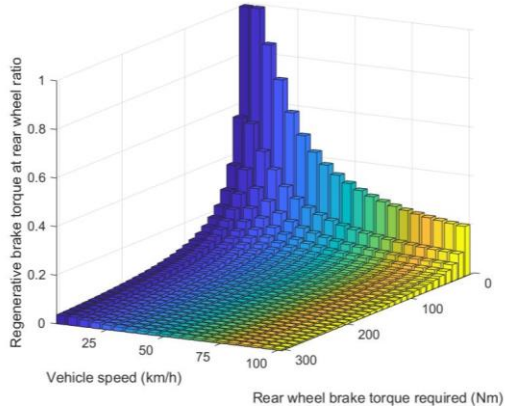


**Hình 3.7:** Lưu đồ giải thuật điều khiển phân phối lực phanh tái sinh

Các tham số của PSO được thiết lập với số lượng các nhóm là 600. Số lần lặp tối đa là 100. Cả  $c_1$  và  $c_2$  được đặt thành 2. Tối ưu hóa PSO với khối lượng quán tính giảm tuyến tính đã được áp dụng để tìm kiếm các điểm phân phối lực phanh tái sinh tối ưu.

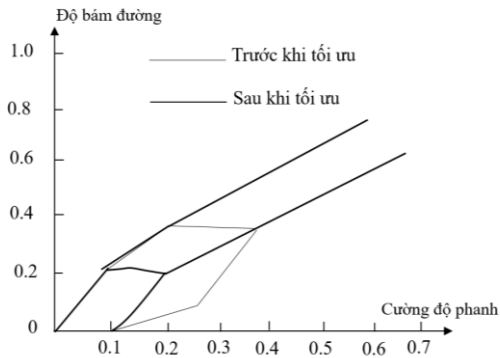
### 3.2 Phân tích kết quả

Các kết quả tối ưu tỷ lệ phân phối lực phanh được hiển thị trong hình 3.2. Theo như bản đồ phân phối lực phanh tối ưu thì khi ở dải tốc độ xe thấp nếu lực phanh yêu cầu cần thiết tại cầu sau thấp thì bộ điều khiển cho phép tăng tối đa lực phanh tái sinh bằng cách điều chỉnh hệ số nạp SOC làm cho tỷ lệ lực phanh tái sinh tăng lên và hầu như không sử dụng lực phanh cơ khí. Khi tốc độ xe tăng lên, lực phanh yêu cầu cần thiết cũng tăng theo, nên nếu chỉ sử dụng lực phanh tái sinh thì mô men phanh không đủ lớn nên trong trường hợp này bộ điều khiển kích hoạt thêm hệ thống phanh cơ khí nhằm đảm bảo ổn định khi phanh. Lúc này tỷ lệ lực phanh tái sinh được giảm xuống.



**Hình 3.8:** Bản đồ phân phối lực phanh tối ưu

Xét về độ ổn định phanh, mô hình mô phỏng được thiết lập dựa trên kết quả tối ưu hóa lực phanh phân phối. Xe bắt đầu phanh ở các điểm tốc độ ban đầu khác nhau từ 5 km/h đến 100 km/h theo chu trình lái xe tiêu chuẩn với cường độ phanh tăng dần từ 0 đến 0,7. Đường cong mối quan hệ giữa hệ số bám và cường độ phanh được thể hiện trong hình 3.9.



**Hình 3.9:** Hiệu quả sử dụng hệ số bám trước và sau tối ưu

Hệ số bám càng lớn thì cho phép cường độ phanh càng cao thỏa mãn điều kiện bám do đó phân phối lực phanh hợp lý hơn. Theo hình 3.9 thì phân phối lực phanh trước và sau khi tối ưu hóa đều có thể đáp ứng các yêu cầu của quy định về phân phối lực phanh nhưng đường đặc tính sau khi tối ưu hóa hợp lý hơn.

Điều đó cho thấy chiến lược điều khiển tối ưu hóa có thể cải thiện hiệu quả ổn định phanh xe.

**Bảng 3.2:** Kết quả tính toán các thông số sau khi điều khiển tối ưu

Các chu trình thử nghiệm	Thời gian toàn chu trình [s]	Thời gian RBS hoạt động [s]		% thời gian bộ RBS hoạt động (%)		Tổng năng lượng thu hồi được [kJ]		Tiêu hao nhiên liệu (l/100km)	
		Trước khi tối ưu	Sau khi tối ưu	Trước khi tối ưu	Sau khi tối ưu	Trước khi tối ưu	Sau khi tối ưu	Trước khi tối ưu	Sau khi tối ưu
FTP-75	3748	1145	1455	30,5	38,7	18038,4	22915,5	9,82	7,73
NEDC	1180	238	312	20,2	26,5	2478,1	3252,9	9,53	7,26
EUDC	400	94	124	23,5	31,1	1745,5	2309,4	9,42	7,12
ECE R15	195	36	40	18,5	20,7	209,1	233,6	8,48	7,59

**Nhận xét:**

- Theo như kết tính toán sau khi sử dụng thuật toán điều khiển PSO với mục tiêu tối ưu hóa năng lượng thu hồi và đảm bảo ổn định khi phanh ta thấy thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động có tăng lên tùy theo mỗi chu trình do đó năng lượng thu hồi được cũng tăng theo.
- Tỷ lệ tiêu hao nhiên liệu của xe có trang bị thêm hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh sau khi tối ưu có thể được cải thiện từ 10,49% đến 24,44% tùy thuộc vào từng chu trình thử nghiệm. Kết quả cải thiện đạt được đó là nhờ vào việc tối ưu hóa sự phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh cơ khí.
- Nhờ vào thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tối ưu nên mô men tái sinh được tận dụng lớn nhất có thể ở dải tốc độ thấp khi mà mô men phanh cần thiết yêu cầu nhỏ dẫn đến tăng năng lượng thu hồi mà vẫn đảm bảo vùng phân phối lực phanh giữa cầu xe trước và cầu xe sau vẫn nằm trong phạm vi cho phép theo tiêu chuẩn ECE về phân phối lực phanh tái sinh.
- Kết quả mô phỏng cho thấy nhờ vào hệ thống RBS giúp góp phần cải thiện suất tiêu hao nhiên liệu của xe và giảm khí thải ô nhiễm môi trường. Để đánh giá hiệu suất của bộ thu hồi năng lượng một cách chính xác hơn, cần phải xây dựng mô hình thực nghiệm ứng dụng trên xe hoặc trên các băng thử.

## Chương 4: MÔ HÌNH THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG

Từ cơ sở tính toán tác động số của hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh dựa trên xe thí nghiệm là Toyota Hiace và các kết quả mô phỏng theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn với thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tối ưu được thực hiện ở các phần trước, chương này sẽ tập trung vào việc thiết kế và xây dựng mô hình thực nghiệm để tiến hành đánh giá hiệu quả của hệ thống RBS khi được lắp thêm trên xe có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống. Thực nghiệm được thực hiện ở cả hai giai đoạn. Giai đoạn 1 một được thử nghiệm trên xe ở các vận tốc khác nhau mỗi khi quá trình phanh. Giai đoạn 2 hệ thống sẽ được lắp đặt lên băng thử và chạy thử nghiệm theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn.

### 4.1 Thí nghiệm đánh giá hệ thống trên xe ở các tốc độ bắt đầu quá trình phanh khác nhau.

#### 4.1.1 Mô tả điều kiện thực nghiệm.

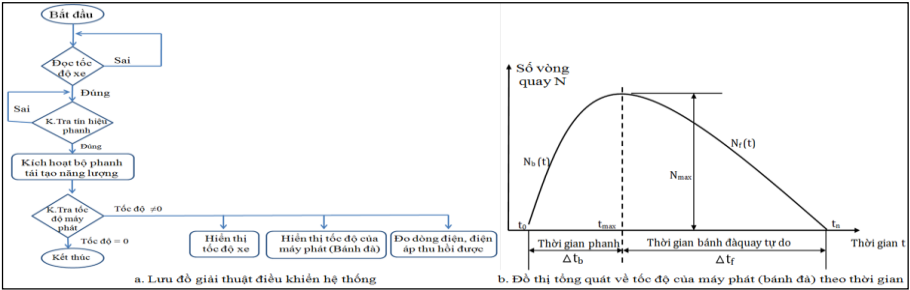
Các thiết bị thí nghiệm bao gồm bộ bánh răng hành tinh kép được lắp đồng trục với bánh đà và máy phát điện. Bộ bánh răng hành tinh kép được kết nối với hệ thống truyền lực thông qua bộ truyền xích. Khi xe hoạt động ở chế độ tăng tốc thì bộ bánh răng hành tinh quay tròn. Khi bắt đầu quá trình giảm tốc hệ thống điều khiển sẽ kích hoạt hãm bánh răng bao làm lực quán tính truyền từ bánh xe qua trục các đăng tới hệ thống thu hồi năng lượng làm quay máy phát, quá trình thu hồi năng lượng được bắt đầu.



**Hình 4.4:** Hình ảnh quá trình thực nghiệm trên xe

Thí nghiệm được thực hiện trên đường với quy trình như sau: Lần lượt tăng tốc xe lên từng tốc độ khác nhau. Khi xe đạt được tốc độ mong muốn nhất định,

khi nhận được tín hiệu từ bàn đạp ga và bàn đạp phanh bộ điều khiển bắt đầu kích hoạt cho hãm bánh răng bao trên bộ truyền bánh răng hành tinh kép làm quay bánh đà và máy phát. Quá trình thu hồi năng lượng bắt đầu diễn ra. Các tín hiệu về tốc độ xe; tốc độ máy phát; điện áp; dòng điện được truyền liên tục lên máy tính thông qua giao diện của phần mềm LabVIEW.



**Hình 4.5:** Lưu đồ điều khiển và đồ thị tốc độ của máy phát theo thời gian

4.1.2 Các kết quả thực nghiệm

Dựa trên lưu đồ giải thuật điều khiển được lập trình cho vi xử lý, các thí nghiệm được thực hiện ở các tốc độ xe tại thời điểm bắt đầu phanh là 30km/h; 40km/h; 50 km/h và 60km/h. Các thông số dữ liệu thu hồi được như tốc độ xe, tốc độ máy phát, dòng điện và điện áp phát ra được cập nhật một cách liên tục. Các kết quả thực nghiệm thu được như bảng 4.2.

**Bảng 4.2:** Bảng giá trị năng lượng thu được theo vận tốc xe

Tốc độ bắt đầu phanh (km/h)	Năng lượng thu được (J)
30	3293,98
40	4846,91
50	6179,5
60	7612,61

Nhận xét:

- Kết quả thực nghiệm cho thấy vận tốc xe tại thời điểm bắt đầu quá trình phanh càng cao thì năng lượng thu hồi được từ hệ thống RBS càng lớn. Năng lượng thu được theo thực nghiệm phụ thuộc vào nhiều yếu tố trong đó có gia tốc



chậm dần khi phanh, tổn hao cơ khí và tổn hao về điện trong quá trình chuyển hóa năng lượng từ cơ năng thành điện năng và kỹ thuật điều khiển.

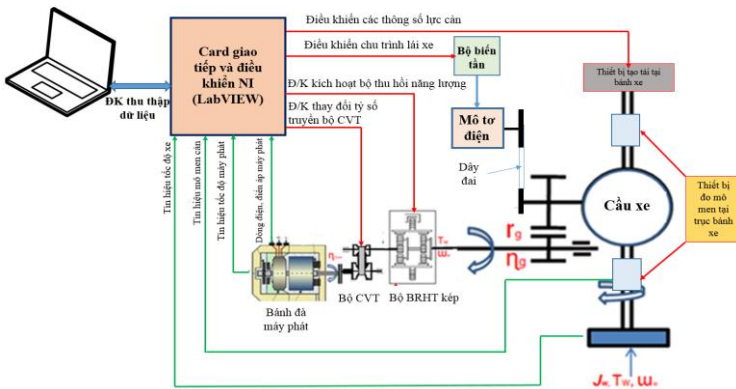
- Năng lượng cơ năng từ quá trình phanh là rất lớn, năng lượng này sẽ được chuyển hóa thành nhiệt năng tại các cơ cấu phanh làm giảm tuổi thọ các chi tiết. Với bộ thu hồi năng lượng khi phanh bước đầu thực nghiệm đã thu hồi được 10% đến 11.5% năng lượng cơ năng được biến thành điện năng.

- Trong các thí nghiệm trên mới chỉ dừng lại ở việc thử nghiệm điều khiển và tính toán năng lượng thu hồi được ở từng dải tốc độ khác nhau, chưa đánh giá được hệ thống trên toàn bộ chu trình thử nghiệm. Do đó việc thực nghiệm theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn cần phải được thực hiện.

## 4.2 Xây dựng mô hình thực nghiệm theo các chu trình lái xe.

### 4.2.1 Các thiết bị thí nghiệm

Việc thực hiện thực nghiệm chạy xe theo các chu trình trên đường thực tế khó có thể thực hiện do các thiết bị thí nghiệm cũng như các loại đường tiêu chuẩn. Do đó một băng thử với các bộ phận như trong hình 4.9 được tính toán và xây dựng làm mô hình thực nghiệm hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn.



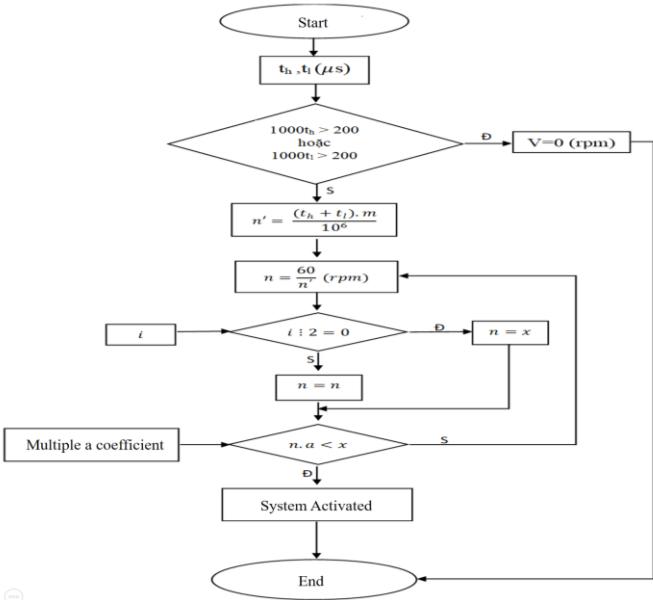
**Hình 4.9:** Sơ đồ khối mô hình thực nghiệm

Theo mô hình thí nghiệm thì mô tơ điện sẽ đóng vai trò dẫn động cầu xe và bộ thu hồi năng lượng mỗi khi quá trình giảm tốc xảy ra. Mô tơ điện này được

điều khiển tốc độ thông qua bộ điều khiển PID và bộ biến tần để điều khiển tốc độ xe tương đương với trường hợp xe đang chạy trên đường thực tế để tốc độ xe bám sát với tốc độ xe trong các chu trình lái xe tiêu chuẩn. Tại các bán trục của xe đặt các cảm biến tốc độ bánh xe, cảm biến mô men để đo lực cản tại bánh xe trong quá trình xe hoạt động. Hai bên bánh xe sẽ được đặt thiết bị phanh điện từ tương ứng với lực phanh cơ khí khi xe chạy trên đường.

#### 4.2.2 Mô tả quá trình thí nghiệm

Dựa trên các chu trình lái xe tiêu chuẩn, khoảng thời gian và vận tốc tại thời điểm xảy ra quá trình phanh của mỗi chu trình được tính toán. Các giá trị này được nạp làm tín hiệu đầu vào cho bộ điều khiển PID để dẫn động mô tơ quay sao cho vận tốc đo được tại các cảm biến tốc độ bánh xe luôn bám sát với vận tốc của chu trình. Khi xe giảm tốc, bộ điều khiển sẽ kích hoạt hệ thống thu hồi năng lượng làm quay máy phát để phát điện. Đồng thời bộ hãm từ cũng được tác động tương ứng như hệ thống phanh cơ khí trên xe nhằm đảm bảo lực tốc độ xe thực tế trên mô hình thí nghiệm luôn bám sát tốc độ của chu trình.



**Hình 4.12:** Thuật toán điều khiển hệ thống trên mô hình thực nghiệm

Điện áp máy phát phát ra được đưa qua tải để tính toán dòng điện cũng như công suất sinh ra trong quá trình giảm tốc. Quá trình thực nghiệm được thực hiện ở các chu trình lái xe tiêu chuẩn khác nhau: FPT75, NEDC, EUDC và ECR15

Trong quá trình thực nghiệm, hệ thống thu thập dữ liệu luôn luôn cập nhật các thông số về máy tính như: tốc độ xe, tốc độ máy phát, điện áp và dòng điện qua tải... Các số liệu đó là cơ sở để tính toán năng lượng thu hồi trong quá trình xe giảm tốc hoặc phanh.

#### 4.2.3 Kết quả và phân tích.

**Bảng 4.5:** Kết quả thực nghiệm.

Các chu trình lái xe		<b>FTP-75</b>	<b>NEDC</b>	<b>EUDC</b>	<b>ECE R15</b>
Quãng đường [km]		35,54	109,314	69,549	0,9941
Thời gian toàn bộ chu trình [s]		3748	1180	400	195
Thời gian bộ RBS hoạt động [s]		1145	238	94	36
Tỷ lệ (%)		30,5%	20,2%	23,5%	18,5%
Vận tốc trung bình [km/h]		34,1	33,35	62,59	18,35
Tổng năng lượng thu hồi [kJ]	Tính toán	22915.5	3252.9	2309.4	233.6
	Thực nghiệm	5050.75	792.99	663.29	45.98
Hiệu suất thu hồi năng lượng		0.22	0.24	0.29	0.20

Theo các kết quả thí nghiệm thì thời gian thu hồi năng lượng theo thực nghiệm ít hơn so với mô phỏng do hiện tượng trễ về cả cơ và điện. Khi hệ thống phát hiện sự giảm tốc của xe thông qua cảm biến tốc độ, bộ điều khiển sẽ kích hoạt ngay hệ thống RBS. Tuy nhiên, do ma sát của hệ thống cơ khí nên năng lượng thu hồi tăng từ từ. Ngoài ra, có các giai đoạn giảm tốc xảy ra trong khoảng thời gian từ 2 đến 3 giây và sau đó chuyển sang chế độ tăng tốc nên những chế độ này trong thực nghiệm đã bỏ qua.

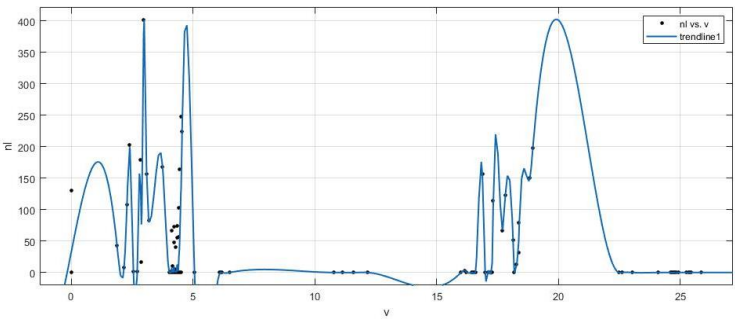
#### 4.3 Xác định vùng phân bố năng lượng theo tốc độ xe.

Kết quả thực nghiệm thu được từ hệ thống thu thập dữ liệu trên mô hình thực nghiệm là các giá trị dòng điện qua phụ tải cũng như là điện áp máy phát mỗi khi có sự giảm tốc của xe. Từ các giá trị này tính toán được công suất thu hồi tại mỗi thời điểm. Do quá trình thử nghiệm theo chu trình lúc xe tăng tốc, giảm tốc ở các

dài tốc độ khác nhau nên công suất thu được cũng là các điểm rời rạc. Ứng với mỗi giá trị vận tốc của quá trình giảm tốc ta sẽ tính toán được năng lượng thu hồi được. Giả sử gọi vận tốc tại mỗi thời điểm giảm tốc là X và Y là năng lượng thu hồi được tương ứng thì Y sẽ là hàm số phụ thuộc vào X.

Tuy nhiên, với số lượng cặp điểm khá nhiều (1240 cặp giá trị của Y theo X) nên không thể sử dụng một dạng đường cong tiêu chuẩn gần đúng nào để áp dụng phương pháp bình phương nhỏ nhất. Trong nghiên cứu này, tác giả sẽ chia bảng số liệu ra thành các phân đoạn và sử dụng phương pháp nội suy Spline ứng với mỗi phân đoạn đó. Sau đó sử dụng hàm Smoothingspline trong công cụ Matlab để làm trơn đường cong và tăng độ chính xác của các giá trị sai số. Số liệu thực nghiệm được xử lý với các kết quả theo từng chu trình như sau:

**Phương trình đường phân bố năng lượng chu trình ECE-R15**



**Hình 4.24:** Đường xu hướng phân bố năng lượng chu trình ECE-R15

- Với các hệ số xác định của hàm hồi quy như sau:
- Bình phương sai số nhỏ nhất R<sup>2</sup> (R-square) = 0.7916
- Hệ số R<sup>2</sup> điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.6933

Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter): p = 0.99998695

$$y = \frac{(p1 \cdot x^5 + p2 \cdot x^4 + p3 \cdot x^3 + p4 \cdot x^2 + p5 \cdot x + p6)}{x^4 + q1 \cdot x^3 + q2 \cdot x^2 + q3 \cdot x + q4}$$

Với x là vận tốc xe (km/h); y là năng lượng thu hồi (J); và các hệ số với các giá trị như sau:

p1 = -2.98 (-9.676, 3.715); p2 = 14.66 (2.927, 26.39); p3 = -12.09 (-23.65, -0.5335); p4 = -23.04 (-35.27, -10.82); p5 = 2.876 (0.04494, 5.708); p6 = 5.37

(2.734, 8.005); q1 = -0.8614 (-1.069, -0.6536); q2 = -1.609 (-1.688, -1.53); q3 = 0.1791 (-0.1939, 0.5521); q4 = 0.3818 (0.227, 0.5365)

**Phương trình đường phân bố năng lượng chu trình EUDC:**

$$y = \frac{(p1.x^5 + p2.x^4 + p3.x^3 + p4.x^2 + p5.x + p6)}{x^4 + q1.x^3 + q2.x^2 + q3.x + q4}$$

p1 = -7.478 (-10.59, -4.362); p2 = -19.89 (-28.81, -10.96); p3 = 7.055 (-0.5807, 14.69); p4 = 29.92 (19.31, 40.53); p5 = -9.393 (-17.62, -1.169); p6 = -2.748 (-4.368, -1.129); q1 = 3.066 (3.035, 3.097); q2 = 0.6231 (0.5411, 0.705); q3 = -3.357 (-3.393, -3.322); q4 = -0.6264 (-0.7161, -0.5367)

Với các hệ số xác định của hàm hồi quy như sau:

- Bình phương sai số nhỏ nhất R<sup>2</sup> (R-square) = 0.7161
- Hệ số R<sup>2</sup> điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.5666
- Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter): p = 0.9998888

**Phương trình đường phân bố năng lượng chu trình NEDC:**

$$y = \frac{(p1.x^5 + p2.x^4 + p3.x^3 + p4.x^2 + p5.x + p6)}{x^4 + q1.x^3 + q2.x^2 + q3.x + q4}$$

p1 = -25.74 (-33.66, -17.83); p2 = 5.997 (-3.843, 15.84); p3 = 45.6 (33.4, 57.79); p4 = 17.11 (12.36, 21.86); p5 = -2.283 (-3.433, -1.134); p6 = -0.02415 (-0.1129, 0.06456); q1 = 1.447 (1.372, 1.521); q2 = 0.4274 (0.3201, 0.5348); q3 = -0.07282 (-0.106, -0.03967); q4 = 0.0003272 (-0.00464, 0.005294)

Với các hệ số xác định của hàm hồi quy như sau:

- Bình phương sai số nhỏ nhất R<sup>2</sup> (R-square) = 0.5706
- Hệ số R<sup>2</sup> điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.3148
- Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter): p = 0.99999389

**Phương trình đường phân bố năng lượng chu trình FTP75:**

$$y = \frac{(p1.x^5 + p2.x^4 + p3.x^3 + p4.x^2 + p5.x + p6)}{x^4 + q1.x^3 + q2.x^2 + q3.x + q4}$$

p1 = 2.346 (-13.17, 17.87); p2 = 6.209 (-24.82, 37.24); p3 = -8.18 (-59.42, 43.06); p4 = -22.13 (-112.8, 68.49); p5 = 3.432 (-29.61, 36.47); p6 = 16.13 (-

18.04, 50.29);  $q_1 = 3.376 (2.357, 4.394)$ ;  $q_2 = 4.172 (0.751, 7.592)$ ;  $q_3 = 2.591 (-1.438, 6.62)$ ;  $q_4 = 0.8859 (-0.8798, 2.651)$

Với các hệ số xác định của hàm hồi quy như sau:

- Bình phương sai số nhỏ nhất  $R^2$  (R-square) = 0.6227
- Hệ số  $R^2$  điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.3098
- Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter):  $p = 0.99999809$

### **Nhận xét:**

- Theo các kết quả thực nghiệm và đồ thị đường xu hướng của sự phân bố năng lượng thu hồi được theo vận tốc xe của từng chu trình ta thấy rằng hầu hết năng lượng thu hồi khi phanh được tập trung ở dải tốc độ thấp từ 4km/h đến 45km/h. Khi phanh ở dải tốc độ cao thì hệ thống phanh cơ khí sẽ hoạt động nhiều hơn để đảm bảo các chỉ tiêu phanh tối ưu. Điều này cho thấy thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tối ưu là hợp lý khi lựa chọn cân bằng giữa hai hàm mục tiêu là năng lượng thu hồi được và tính ổn định khi phanh. Nếu như ở tốc độ cao khi lực phanh yêu cầu lớn mà vẫn thu hồi năng lượng tối đa thì lực phanh cơ khí sẽ không đáp ứng được điều kiện an toàn nên dễ mất ổn định khi phanh. Ngược lại khi ở tốc độ thấp mà tăng cường lực phanh cơ khí thì lại giảm hiệu quả thu hồi năng lượng.

- Cũng từ bảng kết quả thực nghiệm, năng lượng thu hồi được có thể dao động từ 20% đến 29% của năng lượng theo kết quả mô phỏng đã được tối ưu hóa thuật toán điều khiển. Năng lượng thu hồi được cũng tùy thuộc vào chế độ hoạt động tăng, giảm tốc của từng chu trình. Với chu kỳ lái FTP75, tỷ lệ hoạt động của bộ thu hồi năng lượng có thể đạt tới 30,5% nhưng năng lượng thu hồi được không lớn do tốc độ bắt đầu quá trình phanh nhỏ. Với chu kỳ lái xe EUDC, mặc dù thời gian bộ RBS hoạt động chỉ chiếm 23,5% nhưng hiệu suất thu hồi năng lượng có thể đạt 29% do vận tốc xe khi bắt đầu quá trình giảm tốc cao hơn chu trình FTP75.

## Chương 5: KẾT LUẬN – KIẾN NGHỊ

### 5.1 Kết luận

Thông qua các kết quả đạt được luận án rút ra một số kết luận như sau:

- Về hướng nghiên cứu: Đây là hướng nghiên cứu mới có ý nghĩa khoa học cao góp phần vào việc nghiên cứu giảm tiêu hao nhiên liệu, giảm khí thải cho các xe ô tô sử dụng động cơ đốt trong và hệ thống truyền lực truyền thống. Hướng nghiên cứu này là phù hợp với xu thế bởi lẽ cũng khá nhiều những công trình nghiên cứu liên quan được tham khảo và trích dẫn.

- Về nội dung mà luận án đã đạt được:

- Đã xây dựng được mô hình toán của hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh.
- Xây dựng mô hình mô phỏng các thông số của bộ thu hồi năng lượng, sự ảnh hưởng giữa vận tốc đầu quá trình phanh, thời gian phanh, phương pháp phân phối lực phanh tới năng lượng thu hồi được.

- Xây dựng được bộ điều khiển PID và điều khiển mô hình mô phỏng hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn.

- Đã nghiên cứu về sự phân phối lực phanh đối với xe có sử dụng hệ thống phanh tái sinh. Đồng thời đã sử dụng thuật toán tối ưu hóa PSO để điều khiển phân phối lực phanh nhằm đảm bảo nâng cao được hiệu quả thu hồi năng lượng đồng thời vẫn giữ ổn định khi phanh.

- Tỷ lệ tiêu hao nhiên liệu của xe có trang bị thêm hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh sau khi tối ưu có thể được cải thiện từ 10,49% đến 24,44% tùy thuộc vào từng chu trình thử nghiệm.

- Đã tính toán, thiết kế được bộ thu hồi năng lượng cho mô hình thực nghiệm nhằm đánh giá hiệu quả của hệ thống.

- Đã thực hiện thành công các thí nghiệm trên xe cũng như trên băng thử để tính toán năng lượng thu hồi được khi trang bị thêm hệ thống thu hồi năng lượng.

- Xây dựng được đường đặc tính xu hướng phân phối năng lượng thu hồi khi phanh theo vận tốc xe trong quá trình hoạt động.

- Các kết quả của luận án là cơ sở cho những nghiên cứu tiếp theo về hướng nghiên cứu thu hồi năng lượng khi phanh trên ô tô.

## **5.2 Kiến nghị.**

Luận án được thực hiện thành công với các nội dung đã được đề cập bên trên. Tuy nhiên, trong quá trình thực hiện còn có một số khó khăn hạn chế sẽ được khắc phục nghiên cứu trong thời gian sắp tới đó là:

- Trong các nghiên cứu mô phỏng chưa tính tới ảnh hưởng của sự thay đổi góc dốc khi thực hiện mô phỏng theo chu trình lái xe.
- Thực hiện thí nghiệm trên xe theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn nhằm đánh giá suất tiêu hao nhiên liệu theo thực nghiệm.
- Nghiên cứu bài toán phân phối năng lượng phanh thu hồi được