

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

DƯƠNG TUẤN TÙNG

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

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ**

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 06/2020

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

DƯƠNG TUẤN TÙNG

**NGHIÊN CỨU NÂNG CAO HIỆU QUẢ THU HỒI NĂNG
LƯỢNG CỦA HỆ THỐNG PHANH TÁI SINH TRÊN Ô TÔ
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ - 9520103**

Hướng dẫn khoa học:

- 1. PGS-TS. ĐỖ VĂN DŨNG**
- 2. PGS-TS. NGUYỄN TRƯỜNG THỊNH**

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

QUYẾT ĐỊNH

Về việc giao đề tài luận án và người hướng dẫn nghiên cứu sinh khóa 2014-2017 HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 426/QĐ-TTg ngày 27/10/1976 của Thủ tướng Chính phủ quy định về mạng lưới tổ chức và nhiệm vụ của các trường đại học;

Căn cứ Chương 6 Điều lệ Trường Đại học ban hành kèm theo Quyết định số 58/2010/QĐ-TTg ngày 22 tháng 9 năm 2010 của Thủ tướng Chính phủ;

Căn cứ Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc Ban hành Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ;

Căn cứ Thông tư số 05/2012/TT-BGDĐT ngày 15/02/2012 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc sửa đổi, bổ sung một số điều của Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ ban hành kèm theo Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ trưởng Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

Xét đề nghị của Trường phòng Đào tạo,

QUYẾT ĐỊNH

Điều 1: Giao đề tài luận án tiến sĩ và người hướng dẫn cho:

Nghiên cứu sinh : **Dương Tuấn Tùng**

Ngành : Kỹ thuật Cơ khí

Khoá: 2014 – 2017

Tên luận án : **Nghiên cứu cải thiện hiệu quả tái tạo năng lượng của hệ thống phanh tái sinh trên ô tô**

Người HD thứ nhất (HD chính): **PGS.TS Đỗ Văn Dũng**

Người HD thứ hai : **PGS.TS Nguyễn Trường Thịnh**

Thời gian thực hiện : **06/10/2014 đến 06/10/2017**

Điều 2: Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo đã ban hành.

Điều 3: - Trưởng các đơn vị và các Ông (Bà) có tên ở Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành quyết định này.

- Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký.

Nơi nhận:

- BGH (để biết);
- Như điều 2, 3;
- Lưu P.ĐT



HIỆU TRƯỞNG
(Signature)
PGS.TS. LA HIẾN GIANG

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Số: 1260/QĐ-ĐHSPKT

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 10 tháng 3 năm 2016

QUYẾT ĐỊNH

VỀ VIỆC ĐỔI TÊN LUẬN ÁN VÀ NGƯỜI HƯỚNG DẪN NGHIÊN CỨU SINH KHÓA 2013 HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 118/2000/QĐ-TTg ngày 10 tháng 10 năm 2000 của Thủ tướng Chính phủ về việc thay đổi tổ chức của Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, tách Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh trực thuộc Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Căn cứ Quyết định số 70/2014/QĐ-TTg ngày 10/12/2014 của Thủ tướng Chính phủ về ban hành Điều lệ trường Đại học;

Căn cứ Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc Ban hành Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ;

Căn cứ Thông tư số 05/2012/TT-BGDĐT ngày 15/02/2012 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc sửa đổi, bổ sung một số điều của Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ ban hành kèm theo Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ trưởng Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

Xét đề nghị của Trưởng phòng Đào tạo,

QUYẾT ĐỊNH

Điều 1: Đổi tên đề tài luận án tiến sĩ và người hướng dẫn cho:

Nghiên cứu sinh : **Dương Tuấn Tùng**

Ngành : Kỹ thuật Cơ khí

Khoá: 2014 - 2017

Tên luận án mới : **Nghiên cứu nâng cao hiệu quả thu hồi năng lượng của hệ thống phanh tái sinh trên ô tô**

Người HD thứ nhất (HD chính): **PGS.TS Đỗ Văn Dũng**

Người HD thứ hai : **PGS.TS Nguyễn Trường Thịnh**

Thời gian thực hiện : **06/10/2014 đến 06/10/2017**

Điều 2: Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo đã ban hành.

Điều 3: Trưởng các đơn vị: phòng Đào tạo, khoa quản ngành, phòng KHTC và các Ông (Bà) có tên ở Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành quyết định này. Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký.

Nơi nhận:

- BGH (để chỉ đạo);
- Như điều 3;
- Lưu: VT, SBH.

KT. HIỆU TRƯỞNG



TRƯỜNG
ĐẠI HỌC SƯ PHẠM
KỸ THUẬT
TP. HỒ CHÍ MINH

PGS.TS. LÊ HIỆU GIANG

LÝ LỊCH KHOA HỌC CỦA NGHIÊN CỨU SINH

I. LÝ LỊCH SƠ LƯỢC

Họ và tên: DƯƠNG TUẤN TÙNG Giới tính: Nam
Ngày, tháng, năm sinh: 15/07/1980 Nơi sinh: Hà Nam
Quê quán: Hà Nam Dân tộc: Kinh
Học vị cao nhất: Thạc Sĩ Năm, nước nhận học vị: 2010, Việt Nam
Chức vụ: Trưởng ngành CNKT ô tô Khoa Đào tạo Chất lượng cao
Đơn vị công tác : Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.Hồ Chí Minh
Chỗ ở riêng hoặc địa chỉ liên lạc: 40A, tổ 9, khu phố 3, phường An Bình, TP. Biên Hòa, Tỉnh Đồng Nai
Điện thoại liên hệ: 0914805623 Email: tungdt@hcmute.edu.vn

II. QUÁ TRÌNH ĐÀO TẠO

1. Đại học

- Hệ đào tạo: Chính qui
- Nơi đào tạo: Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM
- Ngành học: Cơ khí động lực
- Nước đào tạo: Việt Nam Năm tốt nghiệp: 2004

2. Sau đại học

- Thạc sĩ chuyên ngành: Cơ khí ô tô Năm cấp bằng: 2010
- Nơi đào tạo: trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. HCM – Việt Nam
- Ngoại ngữ: Tiếng Anh Mức độ sử dụng: Giao tiếp tốt

III. QUÁ TRÌNH CÔNG TÁC

- 2004-2005: Làm việc tại công ty ô tô TOYOTA Biên Hòa
- 2005 đến nay: Giảng viên Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

IV. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU/CHUYÊN MÔN

- Hệ thống truyền lực ô tô
- Hệ thống điều khiển chuyên động ô tô
- Hệ thống phanh tái sinh trên ô tô
- Kỹ thuật sửa chữa thân vỏ và sơn xe

V. CÁC CÔNG TRÌNH NGHIÊN CỨU KHOA HỌC

5.1. Các công trình đã công bố

TT	Tên công trình	Tên tác giả	Nơi công bố (tên tạp chí, tuyển tập)	Năm công bố
1	Thiết kế, chế tạo máy phân tích màu sơn ô tô	Dương Tuấn Tùng	Tạp chí khoa học và công nghệ các trường Đại học Kỹ thuật số 85-2011, ĐH Bách khoa Hà Nội	2011
2	An overview of research and proposed experiment model of regenerative braking system based on the conventional vehicle powertrain	Duong Tuan Tung	The International Conference of Green Technology and Sustainable Development 2 nd , HCMUTE, 2014	2014
3	Nghiên cứu thiết kế và mô phỏng động lực học bộ thu hồi năng lượng từ hệ thống phanh trên ô tô	Dương Tuấn Tùng	Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ 4 Tp.Hồ Chí Minh, ngày 06 tháng 11 năm 2015	2015
4	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	Dương Tuấn Tùng	Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ 4 Tp.Hồ Chí Minh, ngày 06 tháng 11 năm 2015	2015
5	Nghiên cứu mô phỏng các đặc tính động lực của ô tô dựa trên phần mềm AVL Cruise	Dương Tuấn Tùng	Tạp chí khoa học giáo dục kỹ thuật, Đại học SPKT Tp.HCM	2016
6	Research on kinetic energy recovery of conventional vehicle based on regenerative braking system	Duong Tuan Tung	The Fifth International Multi-Conference on Engineering and Technology Innovation 2016 (IMETI2016),	2016

			Taichung Taiwan, November, 2016	
7	Research on using PID algorithm to control the inertial energy recovery of vehicle based on regenerative braking system	Duong Tuan Tung	IEEE International Conference on Systems Science and Engineering, July 21-23, 2017, HCMUTE.	2017
8	Research on braking force distribution in regenerative braking system apply to conventional vehicle	Duong Tuan Tung	IEEE International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD) December 2018	2018
9	Research on controlling of experiment model to evaluate of kinetic energy recovery system based on driving cycles	Duong Tuan Tung	Journal of Technical Education Science, 2018	2018
10	Research on Designing the Regenerative Braking System Apply to Conventional Vehicle	Duong Tuan Tung	Journal of Science & Technology, Technical University No 135 (2019)	2019
11	Research on improving the fuel consumption of conventional powertrain vehicle by using a kinetic energy recovery system	Duong Tuan Tung	IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development Vol. 7, Issue 03, 2019 ISSN (online): 2321-0613	2019

5.2. Các đề tài nghiên cứu khoa học đã thực hiện

TT	Tên đề tài nghiên cứu/ Lĩnh vực ứng dụng	Năm hoàn thành	Đề tài cấp (NN, Bộ, ngành, trường)	Trách nhiệm tham gia trong đề tài
1.	Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo các mô hình hệ thống sơn tự động	2006	Nghiên cứu khoa học cấp Trường T2006-64	Chủ trì

2.	Thiết kế phần mềm tra công thức màu sơn ô tô.	2010	Nghiên cứu khoa học cấp Trường T2010-22	Chủ trì
3.	Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo máy phân tích màu sơn ô tô	2012	Nghiên cứu khoa học cấp Trường trọng điểm T2011-12TĐ	Chủ trì
4.	Thiết kế mạch điều khiển mô hình hệ thống phanh ABS bằng máy tính	2013	Nghiên cứu khoa học cấp Trường T2012-13	Chủ trì
5	Nghiên cứu đề xuất phương án tích trữ năng lượng khi phanh trên ô tô	2014	Nghiên cứu khoa học cấp Trường T2014-60	Chủ trì
6	Nghiên cứu, tính toán mô hình thử nghiệm bánh đà siêu tốc ứng dụng cho hệ thống phanh tái tạo năng lượng trên ô tô.	2015	Nghiên cứu khoa học cấp Trường T2015-63	Chủ trì
7	Nghiên cứu thiết kế và chế tạo thử nghiệm hệ thống phanh tái tạo năng lượng áp dụng cho xe ô tô có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống	2016	Nghiên cứu khoa học cấp Trường trọng điểm T2016-63TĐ	Chủ trì
8	Nghiên cứu điều khiển hệ thống thu hồi năng lượng quán tính của ô tô dựa trên hệ thống phanh tái tạo năng lượng	2017	Nghiên cứu khoa học cấp Trường trọng điểm T2017-28TĐ	Chủ trì
9	Nghiên cứu vấn đề quản lý năng lượng thu hồi và phân phối lực phanh trong hệ thống phanh tái sinh trên ô tô	2018	Nghiên cứu khoa học cấp Trường trọng điểm T2018-97TĐ	Chủ trì
10	Nghiên cứu tối ưu hóa năng lượng thu hồi từ hệ thống phanh tái sinh trên ô tô	2019	Nghiên cứu khoa học cấp Trường trọng điểm T2019-97TĐ	Chủ trì

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)

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, Khoa Đào tạo Chất lượng cao và 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

Nghiên cứu sinh

Dương Tuấn Tùng

TÓM TẮT

Thu hồi năng lượng khi phanh là một hướng nghiên 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

phông 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.

ABSTRACT

The brake energy regeneration is a new direction in doing researches of the automotive industry domestically and globally. These researches usually use the electric vehicle, hybrid vehicle and internal combustion engine vehicle as the main subject to go deep. One of the main objects of this study is to recover the wasted energy in the braking system for reusing which will solve the energy problem on automobiles in general. Besides, this study does not only deal with the energy problems but also the pollution that internal combustion engine vehicles produce during their working process. This Doctoral thesis has already calculated, designed and run experiments on a regenerative braking system when the brake was installed on a vehicle having a traditional powertrain system. Based on the mathematic model, PSO, the control algorithm distributing regenerative braking energy, was built in order to maximize the regenerative energy efficiency and stabilize the vehicle during the braking phase. More than that, the standard driving cycles were also put into the model simulations and real-world experiments which were to find out the laws of regenerative energy distribution in the braking or deceleration phase. The results pointed out clearly that the vehicles equipped with the regenerative braking system were capable of increasing the fuel consumption efficiency from 10.49% to 24.44% based on the cycles applied.

This thesis is divided into 5 chapters including 112 pages (exclude the preferences and appendix). Chapter 1 showed a general perspective on the regenerative braking system study and a proposal on researching direction and model. Chapter 2 has done the calculations and constructions of the system's mathematic model which clearly pointed out the relationship between these input data: rotating mass coefficient; vehicle deceleration velocity; energy regenerative system parameters in term of current intensity (A) and voltage (V) of the alternator whenever the brake pedal is pressed. From that fundament, the PID control module is built to optimize the regenerative braking system based on standard driving cycles.

One of the most important aspects directly affecting the energy restoration efficiency and vehicle stability while braking is the strategic control method on distributing mechanical braking force along with the regenerative one which will be discussed further in chapter 3. The regenerative energy distribution is a multi-objectives efficiency problem. The researcher has analyzed and compared the control algorithm to ensure the two following objects are met: the regenerative energy is maximized while the safety and stability conditions while braking are maintained. Therefore, using the PSO algorithm in optimizing the control method for braking force distribution played a vital role in enhancing the system efficiency.

To evaluate the efficiency of the system while braking, an experimental model was designed and calculated in chapter 4. An empirical model was used in the two following stages: run an experiment to calculate the regenerative energy in various velocity ranges when starting the braking process and on the dynamometer (semi-empirical model) to meet with the standard driving cycles. From the experiment results, the tendency curve of energy distribution based on vehicle velocity was established by the interpolation method in order to clarify the energy distributing area of the vehicle when deceleration or braking happened.

CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ ĐƯỢC 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 2nd, 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

MỤC LỤC

Trang tựa	TRANG
Quyết định giao đề tài	
Lý lịch cá nhân	i
Lời cam đoan	v
Lời cảm ơn	vi
Tóm tắt	vii
Các công trình công bố	xi
Mục lục	xii
Danh sách các chữ viết tắt	xv
Danh sách các bảng	xvi
Danh sách các hình	xvii
Chương 1: TỔNG QUAN	1
1.1. Đặt vấn đề	1
1.2. Phân loại hệ thống phanh tái sinh	3
1.3. Phân tích và so sánh các phương án tích trữ năng lượng của hệ thống RBS	8
1.4. Các hướng nghiên cứu về thu hồi năng lượng khi phanh	11
1.5. Đề xuất phương án nghiên cứu	17
1.6. Mục tiêu nghiên cứu	19
1.7. Nội dung nghiên cứu	20
1.8. Đối tượng nghiên cứu	20
1.9. Phạm vi nghiên cứu	20
1.10. Tính mới của luận án	21
1.11. Bố cục của luận án	22
Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN	
2.1. Đặt vấn đề	24
2.2. Xác định các thông số của bộ thu hồi năng lượng khi phanh	24
2.2.1. Xác định mô men quán tính của xe trong quá trình phanh hoặc giảm tốc	26
2.2.2. Xác định δ_I theo công thức thực nghiệm	28

2.3.	Thiết lập phương trình toán cho hệ thống	30
2.4.	Tính toán mô hình hóa ắc quy	33
2.5.	Xây dựng mô hình mô phỏng các thông số động lực học của xe	34
2.6.	Tính toán và mô phỏng các giá trị tổn hao	37
2.7.	Xây dựng bộ điều khiển	40
2.7.1.	Phân tích các chu trình lái xe được sử dụng trong mô phỏng và tính toán bộ điều khiển	40
2.7.2.	Thiết kế bộ điều khiển PID cho hệ thống RBS theo các chu trình lái xe	43
2.8.	Các kết quả mô phỏng và tính toán năng lượng thu hồi	48
Chương 3: TỐI ƯU HÓA THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN PHÂN PHỐI LỰC PHANH TÁI SINH		
3.1.	Tổng quan về các hướng nghiên cứu nhằm tăng hiệu quả thu hồi năng lượng khi phanh	57
3.1.1.	Tối ưu hóa kỹ thuật điều khiển hệ thống phanh tái sinh	58
3.1.2.	Các hướng nghiên cứu trong việc tăng hiệu suất thu hồi năng lượng và hiệu suất tích lũy năng lượng của ắc quy	58
3.1.3.	Tối ưu hóa việc sử dụng năng lượng và không gian sử dụng của ắc quy	59
3.2.	Cơ sở lý thuyết về điều khiển phân phối lực phanh tái sinh	60
3.2.1.	Phương pháp tối đa hóa năng lượng thu hồi khi phanh	62
3.2.2.	Phương pháp tối ưu sự phân phối lực phanh	63
3.2.3.	Phương pháp điều khiển phối hợp	64
3.3.	Phân tích các thuật toán điều khiển tối ưu phân phối lực phanh tái sinh	65
3.4.	Tối ưu hóa thuật toán điều khiển bằng phương pháp Particle Swarm Optimization – PSO	66
3.4.1.	Mô tả thuật toán PSO	66
3.4.2.	Các bước giải thuật toán PSO	69
3.4.3.	Áp dụng giải thuật PSO tối ưu hóa thuật toán điều khiển hệ thống phanh tái sinh	70
3.4.3.1.	Chiến lược kiểm soát phanh tái tạo trước khi tối ưu hóa	70

3.4.3.2.	Mô hình tối ưu hóa chiến lược điều khiển phanh tái sinh	71
3.5.	Mô phỏng và phân tích kết quả	80
Chương 4: MÔ HÌNH THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG		
4.1	Đặt vấn đề	82
4.2	Thiết kế các cụm chi tiết trong hệ thống phanh tái tạo năng lượng	82
4.3	Thí nghiệm đánh giá hệ thống trên xe với các tốc độ bắt đầu quá trình phanh khác nhau	84
4.3.1	Mô tả điều kiện thực nghiệm	84
4.3.2	Tính toán năng lượng thu được	87
4.3.3	Tính hiệu suất bộ thu hồi năng lượng	89
4.4	Tính toán xây dựng mô hình thực nghiệm theo các chu trình lái xe	91
4.4.1	Các thông số của mô hình thí nghiệm	92
4.4.2	Mô tả quá trình thí nghiệm	94
4.5	Kết quả thực nghiệm và phân tích kết quả	97
4.6	Xử lý số liệu thực nghiệm và tìm vùng phân bố năng lượng theo tốc độ xe đối với từng chu trình thử nghiệm	101
4.6.1	Xác định xu hướng của năng lượng theo vận tốc chu trình EUDC	104
4.6.2	Xác định đường xu hướng năng lượng theo vận tốc chu trình ECE-R15	106
4.6.3	Xác định đường xu hướng của năng lượng theo vận tốc chu trình NEDC	107
4.6.4	Xác định đường xu hướng của năng lượng theo vận tốc chu trình FTP 75	109
Chương 5: KẾT LUẬN – KIẾN NGHỊ		
5.1.	Kết luận	111
5.2.	Kiến nghị	112

DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT

Ký hiệu và chữ viết tắt	Giải thích ý nghĩa	Ghi chú
RBS	Regenerative Braking System	Hệ thống phanh tái sinh
CVT	Continuously Variable Transmission	Hộp số vô cấp
EV	Electric Vehicles	Các xe điện
HEV	Hybrid Electric Vehicles	Các xe lai điện
HHV	Hydraulic Hybrid Vehicles	Các xe lai thủy lực
CICE	Conventional Internal Combustion Engine	Động cơ đốt trong truyền thống
KERS	Kinetic Energy Recovery System	Hệ thống thu hồi năng lượng động năng
FCV	Fuel Cell Vehicles	Các xe sử dụng pin nhiên liệu
FWB	Flywheel Battery	Bánh đà tích điện
PGS	Planetary Gear System	Hệ bánh răng hành tinh
FPT-75	Federal Test Procedure	Chu trình thử nghiệm của Mỹ
EUDC	Extra Urban Driving Cycle	Chu trình thử nghiệm Châu Âu
NEDC	New European Driving Cycle	Chu trình thử nghiệm Châu Âu
PID	Proportional, Integral, Derivative	Bộ điều khiển vi tích phân tỷ lệ
GPS	Global Positioning System	Hệ thống định vị
PSO	Particle Swarm Optimization	Tối ưu hóa bầy đàn
MOPSO	Multiple Objective Particle Swarm Optimization	Tối ưu hóa bầy đàn đa mục tiêu

DANH SÁCH CÁC BẢNG

BẢNG	TRANG
Bảng 2.1: Tính δ_i theo công thức thực nghiệm	29
Bảng 2.2: Công suất tổn hao từ các bộ phận	31
Bảng 2.3: Tốc độ máy phát điện và các công thức tổn hao	32
Bảng 2.4: Hằng số hao tổn	34
Bảng 2.5: Thông số cơ bản của xe Toyota Hiace	34
Bảng 2.6: Các giá trị δ_i từng tay số	36
Bảng 2.7: Công suất tổn hao từ các bộ phận	37
Bảng 2.8: Tính toán năng lượng thu hồi được trên các chu trình	56
Bảng 3.1: So sánh giá trị bằng hai bộ điều khiển	65
Bảng 3.2: Kết quả tính toán các thông số sau khi điều khiển tối ưu	80
Bảng 4.1: Các thông cơ bản của bộ thu hồi năng lượng	83
Bảng 4.2: Bảng giá trị năng lượng thu được theo vận tốc xe tại thời điểm phanh	80
Bảng 4.3: Hiệu suất của bộ thu hồi năng lượng ở các chế độ giảm tốc	90
Bảng 4.4: Công suất và số vòng quay cực đại của mô tơ điện theo từng chu trình	99
Bảng 4.5: Thông số các thiết bị trong thí nghiệm	93
Bảng 4.5: Kết quả thực nghiệm	101

DANH SÁCH CÁC HÌNH

HÌNH	TRANG
Hình 1.1: Các hướng nghiên cứu tích trữ năng lượng tái tạo khi phanh	2
Hình 1.2: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng phanh tái sinh dạng điện năng	3
Hình 1.3: Sơ đồ hệ thống điều khiển bộ converter	4
Hình 1.4: Sơ đồ hệ thống phanh tái sinh với siêu tụ	4
Hình 1.5: Hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng thủy lực	5
Hình 1.6: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng bánh đà	6
Hình 1.7: Bánh đà tích điện trên xe Porches 918 RSR concept	7
Hình 1.8: Hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng lò xo cuộn	8
Hình 1.9: Độ ổn định điện áp của các phương án tích trữ năng lượng khi phanh	9
Hình 1.10: Khả năng chịu nhiệt của các phương án	9
Hình 1.11: Hiệu suất của các phương án tích trữ năng lượng khi phanh	10
Hình 1.12: Suất tiêu hao nhiên liệu của các phương án	10
Hình 1.13: Giá thành của các phương án tích trữ năng lượng khi phanh	11
Hình 1.14: Sơ đồ thử nghiệm của các tác giả Jefferson and Ackerman	14
Hình 1.15: Sơ đồ thử nghiệm của của tác giả R.J. Hayes	15
Hình 1.16: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh	15
Hình 1.17: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng cơ khí	16
Hình 1.18: Bánh đà siêu tốc của hãng Flybird	16
Hình 1.19: Sơ đồ thử nghiệm trong hệ thống SJSU-RBS	17
Hình 1.20: Tổng quan về các hướng nghiên cứu về RBS	18
Hình 1.21: Mô hình nghiên cứu được đề xuất	19
Hình 2.1: Các lực tác dụng lên xe	24
Hình 2.2: Sơ đồ mô hình hóa ắc quy và các phụ tải	33
Hình 2.3: Lực cản gió	35
Hình 2.4: Lực cản lăn	35
Hình 2.5: Lực cản dốc	35

Hình 2.6: Mô hình tính toán lực quán tính có sự thay đổi hệ số δ_i ở từng tay số	36
Hình 2.7: Mô hình mô phỏng bộ CVT	37
Hình 2.8: Mô hình phỏng tổn hao về điện	38
Hình 2.9: Mô phỏng tổn hao về từ tính	38
Hình 2.10: Mô phỏng tổn hao về cơ khí của máy phát	39
Hình 2.11: Mô hình mô phỏng tổn hao về cơ khí của bộ truyền xích và BRHT	39
Hình 2.12: Các thông số động lực học của xe	39
Hình 2.13: Sơ đồ mô phỏng cụm thu hồi năng lượng	40
Hình 2.14: Chu trình thử FTP – 75	41
Hình 2.15: Chu trình thử EUDC	41
Hình 2.16: Chu trình thử ECE- R15	42
Hình 2.17: Chu trình thử NEDC	43
Hình 2.18: Sơ đồ khối mô phỏng hệ thống	43
Hình 2.19: Sơ đồ điều khiển kín	44
Hình 2.20: Sơ đồ khối hệ thống điều khiển mô hình mô phỏng	46
Hình 2.21: Sơ đồ khối hệ thống điều khiển	47
Hình 2.22: Sơ đồ giải thuật điều khiển phân phối lực phanh	48
Hình 2.23: Tốc độ xe so với chu trình chuẩn FTP-75 sau khi điều khiển bằng PID	49
Hình 2.24: Kết quả tốc độ máy phát khi mô phỏng theo chu trình FTP-75	49
Hình 2.25: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình FTP-75	50
Hình 2.26: Năng lượng thu được trên toàn chu trình FTP-75	50
Hình 2.27: Tốc độ xe theo chu trình chuẩn ECE-R15 sau khi điều khiển bằng PID	51
Hình 2.28: Kết quả tốc độ máy phát khi mô phỏng theo chu trình ECE-R15	51
Hình 2.30: Năng lượng thu được trên toàn chu trình ECE-R15	52
Hình 2.31: Tốc độ xe so với chu trình chuẩn NEDC sau khi điều khiển bằng PID	52
Hình 2.32: Kết quả tốc độ máy phát sau khi mô phỏng theo chu trình NEDC	53
Hình 2.33: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình NEDC	53
Hình 2.34: Năng lượng thu được trên toàn chu trình NEDC	53

Hình 2.35: Tốc độ xe so với chu trình chuẩn EUDC sau khi điều khiển bằng PID	54
Hình 2.36: Kết quả tốc độ máy phát sau khi mô phỏng theo chu trình EUDC	54
Hình 2.37: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình EUDC	54
Hình 2.38: Năng lượng thu được trên toàn chu trình EUDC	55
Hình 2.39: Biểu đồ so sánh kết quả mô phỏng giữa các chu trình	55
Hình 3.1: Đặc tính phân phối lực phanh	61
Hình 3.2: Biểu đồ các phương pháp điều khiển phanh tái sinh	62
Hình 3.3: Sơ đồ phạm vi phanh an toàn khi phanh	64
Hình 3.4: Bầy đàn với 10 cá thể trong không gian tìm kiếm 2 chiều	67
Hình 3.5: Quan hệ vị trí – vận tốc trong không gian 2 chiều	68
Hình 3.6: Vùng phân phối lực phanh an toàn	70
Hình 3.7: Lưu đồ giải thuật điều khiển phân phối lực phanh tái sinh	74
Hình 3.8: Bản đồ phân phối lực phanh tối ưu	75
Hình 3.9: Hiệu quả sử dụng hệ số bám trước và sau tối ưu	76
Hình 3.10: Phân phối lực phanh tại các bánh xe	76
Hình 3.11: Đồ thị tỷ lệ tiêu hao nhiên liệu theo chu trình mô phỏng	78
Hình 3.12: Sơ đồ dòng năng lượng trên xe	79
Hình 4.1: Mô hình được thiết kế bằng Solidworks	82
Hình 4.2: Mô hình được thiết kế bằng Solidworks	84
Hình 4.3: Các bộ phận của hệ thống phanh tái tạo năng lượng được lắp trên xe	85
Hình 4.4: Hình ảnh quá trình thực nghiệm trên xe	85
Hình 4.5: Lưu đồ điều khiển và đồ thị tốc độ của máy phát theo thời gian	86
Hình 4.6: Đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa điện áp, dòng điện theo thời gian phanh ở các tốc độ xe khác nhau	86
Hình 4.7: Đồ thị công suất thu được theo thời gian	88
Hình 4.8: Biểu đồ năng lượng thu hồi được theo từng dải tốc độ	89
Hình 4.9: Mô hình thực nghiệm	91
Hình 4.10: Mô hình thực nghiệm	94
Hình 4.11: Thực nghiệm thu thập dữ liệu trên băng thử	95

Hình 4.12: Thuật toán điều khiển hệ thống trên mô hình thực nghiệm	96
Hình 4.13: Đồ thị thể hiện sự thay đổi tốc độ bánh xe và tốc độ máy phát	97
Hình 4.14: Đồ thị các thông số sau khi thực nghiệm chu trình FTP 75	97
Hình 4.15: Đồ thị thể hiện sự thay đổi của tốc độ bánh xe và tốc độ máy phát	98
Hình 4.16: Đồ thị các thông số sau khi thực nghiệm chu trình ECE-R15	98
Hình 4.17: Biểu đồ cho thấy hệ thống kích hoạt khi tốc độ xe giảm	99
Hình 4.18: Đồ thị các thông số sau khi thực nghiệm chu trình NEDC	99
Hình 4.19: Biểu đồ cho thấy hệ thống kích hoạt khi tốc độ xe giảm	100
Hình 4.21: Đường xu hướng năng lượng theo vận tốc xe chu trình EUDC	104
Hình 4.22: Đường xu hướng năng lượng sau khi sử dụng smoothingspline	105
Hình 4.23: Đường xu hướng năng lượng theo vận tốc chu trình ECE-R15	106
Hình 4.24: Đường xu hướng khi sử dụng smoothingspline chu trình ECE-R15	107
Hình 4.25: Đường xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc chu trình NEDC	107
Hình 4.26: Đường xu hướng sau khi sử dụng smoothingspline chu trình NEDC	108
Hình 4.27: Đường xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc chu trình FTP-75	109
Hình 4.28: Đường xu hướng sau khi sử dụng smoothingspline chu trình FTP-75	110

Chương 1

TỔNG QUAN

1.1 Đặt vấn đề

Như chúng ta đã biết 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 mang tính toàn cầu. Một trong những giải pháp để giảm thiểu vấn đề nêu trên được các hãng xe đưa ra là chế tạo ra những dòng xe điện (EV: Electric Vehicle) và xe lai điện (HEV: Hybrid Electric Vehicle). Một chiếc xe sử dụng hai nguồn động lượng (một động cơ đốt trong (Internal Combustion Engine: ICE) và một thiết bị tích trữ năng lượng thì được gọi là hệ thống Hybrid [1]. Hiện nay, hệ thống xe hybrid kết hợp giữa động cơ đốt trong và động cơ điện được sử dụng khá phổ biến. Hệ thống này thường được chia làm 3 kiểu truyền lực: kiểu nối tiếp, kiểu song song và kiểu hỗn hợp [1]. Dù là kiểu hệ thống truyền lực nào đi nữa thì hệ thống Hybrid đều phải có các bộ phận như động cơ đốt trong ICE, mô tơ điện/máy phát điện (Motor/Generator: MG) và ắc quy cao áp (HVB: Hybrid Vehicle Battery). Một trong những yếu tố giúp dòng xe này tiết kiệm nhiên liệu đó là nó tận dụng được năng lượng tái tạo khi xe giảm tốc thông qua hệ thống phanh tái sinh (Regenerative Brake System: RBS).

Như vậy, hệ thống phanh trên ô tô là một hệ thống an toàn. Quá trình phanh là quá trình chuyển hóa năng lượng từ cơ năng thành nhiệt năng tại các cơ cấu phanh. Quá trình chuyển hóa này làm tổn hao năng lượng động năng mà xe ô tô phải tiêu tốn một lượng nhiên liệu nhất định mới đạt được. Tuy nhiên, vì lý do an toàn mà hệ thống phanh cơ khí vẫn được sử dụng mặc dù năng lượng tiêu tán này là không hề nhỏ. Hệ thống phanh tái sinh RBS ra đời với mục đích thu hồi để tái sử dụng lại năng lượng quán tính của xe trong quá trình phanh hoặc giảm tốc, giúp tiết kiệm nhiên liệu và tăng tuổi thọ cho cơ cấu phanh [1].

Đã có nghiên cứu đã chỉ ra rằng: Một chiếc xe ô tô có khối lượng bản thân 300kg đang di chuyển với vận tốc 72km/h, sử dụng hệ thống phanh thông thường để giảm

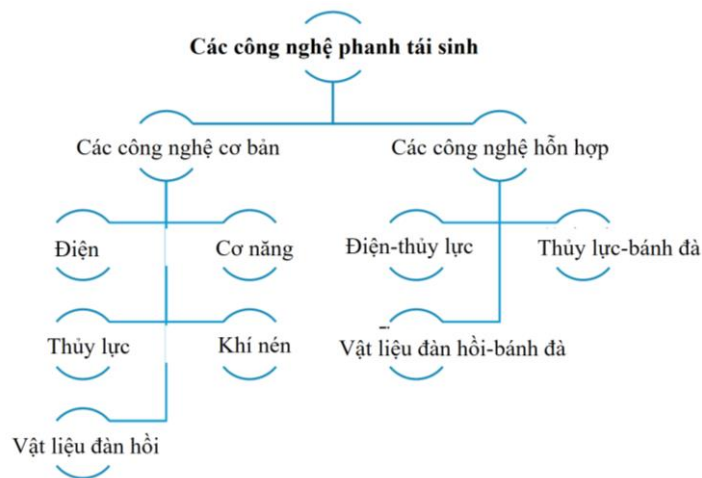
tốc xe xuống còn 32km/h thì giá trị năng lượng tiêu tốn được tính theo công thức:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \text{ sẽ là } 47,8 \text{ kJ. Trong đó } E_k \text{ là động năng của xe; } m \text{ là khối lượng của xe}$$

và v là vận tốc của xe. Nếu như năng lượng này được thu hồi và tích trữ để sử dụng lại cho việc tăng tốc của xe thay vì tiêu tán thành nhiệt năng và tiếng ồn ở cơ cấu phanh. Giả sử thu hồi lại được 25% năng lượng đó (tức là 25 % của 47,8 kJ = 11,95kJ). Năng lượng này đủ để gia tốc chiếc xe đó lên tốc độ từ 0 đến 32 km/h [2].

Trên thực tế, ý tưởng về hệ thống phanh tái sinh năng lượng đã được nghiên cứu và được sử dụng trên tàu điện bằng việc sử dụng các mô tơ điện hoạt động với chức năng như là các máy phát điện trong khi tác động phanh. Với việc cải tiến công nghệ chế tạo các chi tiết và kỹ thuật điều khiển đã làm tăng hiệu suất của hệ thống phanh tái sinh trên tàu điện cho thấy có thể giảm được 37% năng lượng điện tiêu hao khi tàu điện sử dụng phanh tái sinh [1] [3] [4].

Ô tô sử dụng động cơ đốt trong khó có thể đạt được đến mức nêu trên bằng việc sử dụng phanh tái sinh bởi vì không giống như mô tơ điện, quá trình chuyển đổi năng lượng trong động cơ đốt trong không thể được phục hồi. Mặt khác khối lượng của ô tô nhỏ hơn tàu điện do đó năng lượng quán tính của nó nhỏ hơn và lượng năng lượng thu hồi và tích trữ khi phanh sẽ ít hơn. Thêm vào đó, cần phải có các thiết bị biến đổi và tích trữ năng lượng. Theo các nghiên cứu gần đây thì năng lượng được tái tạo, biến đổi và tích trữ dưới các dạng khác nhau được mô tả như trong hình 1.1 [5].

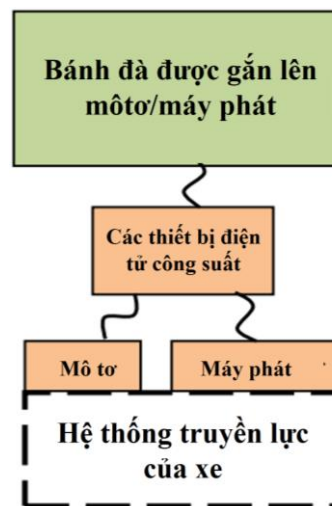


Hình 1.1: Các hướng nghiên cứu tích trữ năng lượng khi phanh [5]

1.2 Phân loại hệ thống phanh tái sinh

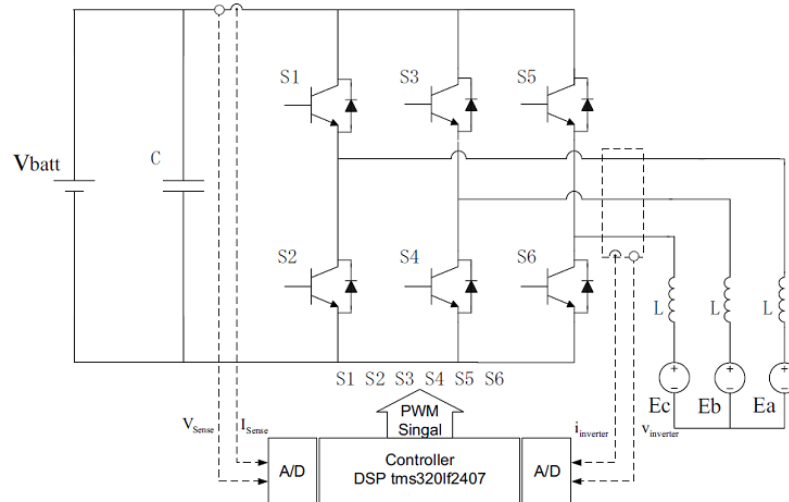
1.2.1 Hệ thống RBS với kiểu tích trữ năng lượng dưới dạng điện năng.

Kiểu tích trữ năng lượng này được áp dụng rộng rãi trên xe điện (EV) và xe lai điện (HEV). Năng lượng điện để dẫn động xe có thể được tích trữ bằng các thiết bị lưu trữ điện. Hệ thống này biến đổi động năng khi phanh thành điện năng lưu trữ vào ắc quy để có thể sử dụng lại. Mô tơ dẫn động có thể hoạt động như một máy phát điện cung cấp một tải cản trở lại sự quay của bánh xe có tác dụng như mô men phanh. Trong khi phanh tái sinh mô tơ điện hoạt động như một máy phát để nạp cho ắc quy [6] do đó hiệu suất nạp thấp khi xe ở tốc độ thấp nên ở dải tốc độ này thường dùng hệ thống phanh bằng cơ khí.



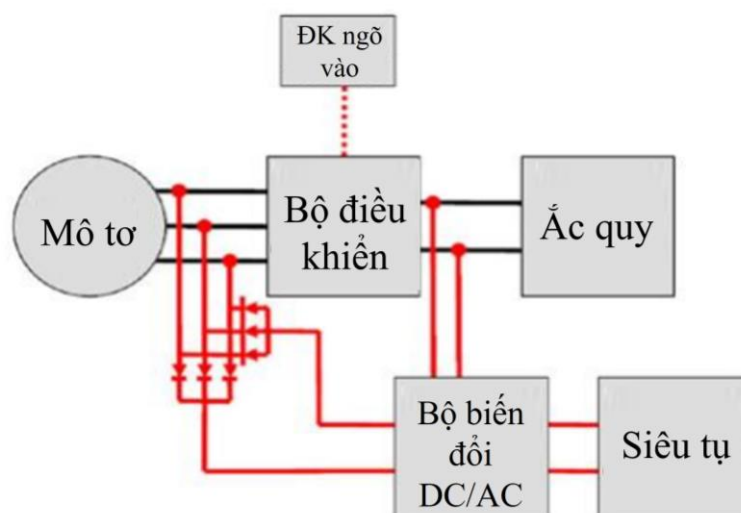
Hình 1.2: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng phanh tái sinh dạng điện năng [7]

Trên những xe điện các bộ chấp hành phanh RBS là các mô tơ/máy phát hoạt động ở các chế độ khác nhau, có thể hoạt động với điện áp một chiều hoặc xoay chiều. Các thiết bị tích trữ năng lượng tái tạo khi phanh là ắc quy, siêu tụ hoặc kết hợp cả hai [7]. Hệ thống RBS với thiết bị tích trữ năng lượng là ắc quy thường được sử dụng cho các xe EV và HEV và cần phải có các bộ biến đổi điện (Inverter và Converter) [7].



Hình 1.3: Sơ đồ hệ thống điều khiển bộ converter [7]

Nhược điểm của kiểu tích trữ năng lượng bằng ắc quy là ắc quy cung cấp điện DC trong khi các mô tơ điện lại sử dụng điện AC, do đó, cần phải sử dụng một bộ biến đổi (inverter và converter). Điện áp và dòng điện sử dụng lớn nên cần phải có các linh kiện công suất dẫn dòng điện có thể lên đến 750A và điện áp 600V, kỹ thuật điều khiển phức tạp và tuổi thọ của ắc quy ngắn [1]. Do đó giá thành rất cao. Ngoài ra, khi sử dụng ắc quy thì mật độ tích trữ năng lượng trong một thời gian ngắn là thấp trong khi quá trình giảm tốc hoặc phanh của xe yêu cầu thời gian nạp điện lại ngắn có thể tính bằng giây trong khi thời gian nạp của ắc quy lại tính bằng giờ. Đó là lý do cần thiết phải có sự phối hợp giữa ắc quy và siêu tụ [7].

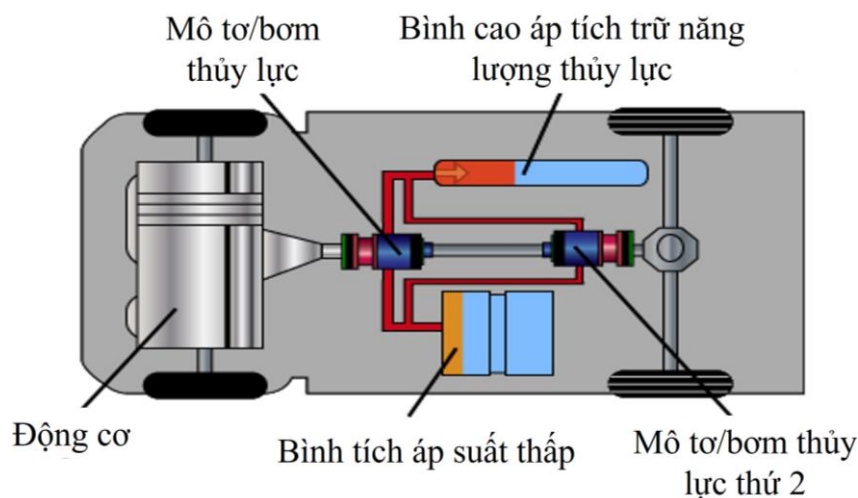


Hình 1.4: Sơ đồ hệ thống phanh tái sinh với siêu tụ [7]

1.2.2 Hệ thống RBS với kiểu tích trữ năng lượng dưới dạng các bộ tích năng thủy lực

Các hệ thống tích trữ năng lượng dưới dạng thủy lực đã được nghiên cứu và ứng dụng trong công nghiệp ô tô trong nhiều năm [1]. Một bộ tích trữ thủy lực có thể tích trữ được một lượng dầu áp suất lớn. Thiết bị này tích trữ năng lượng bằng việc nén một chất khí (thường là khí Nitơ) [8]. Một hệ thống hybrid thủy lực thường có một bộ tích năng, một bình chứa dầu, và một bơm/mô tơ thủy lực (bơm thủy lực có thể hoạt động như một mô tơ thủy lực).

Cũng giống như xe điện, hệ thống hybrid thủy lực này cũng ít hiệu quả ở tốc độ thấp bởi vì tổn hao cơ lớn. Thêm vào đó, dung lượng và kết cấu của bộ tích trữ thủy lực cũng cần được cải thiện về trọng lượng bản thân. Có 2 kiểu kết cấu hệ thống truyền lực Hybrid thủy lực [1]. Kiểu thủy tĩnh thuần túy (tích hợp hay nối tiếp) được dựa trên hộp số thủy tĩnh thuần túy và cần một bơm và bơm/mô tơ bơm. Chức năng của mô tơ/bơm hoạt động phụ thuộc vào xe và sẽ dẫn động xe khi phanh tái sinh được tác dụng [8].



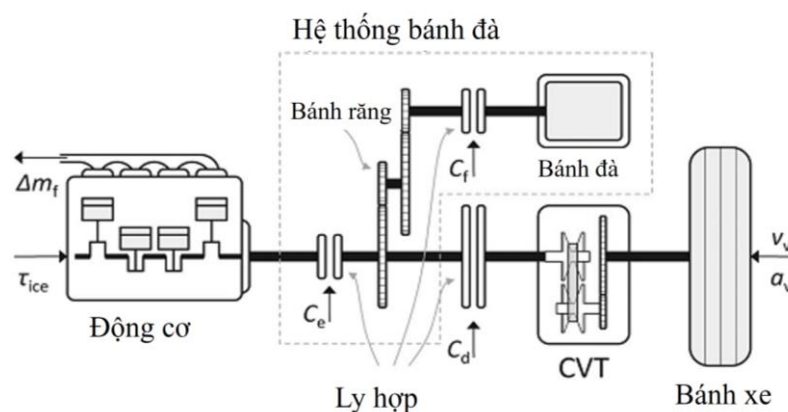
Hình 1.5: Hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng thủy lực [8]

Ưu điểm của hệ thống tích trữ năng lượng kiểu thủy lực là dễ vận hành, công suất thu hồi cao. Tuy nhiên, kết cấu của các bộ chấp hành thủy lực thường lớn do đó hiệu suất về tiết kiệm nhiên liệu không cao khi áp dụng cho các xe tải trọng nhỏ. Hệ thống này thường được áp dụng cho các xe tải trọng lớn [7].

1.2.3 Hệ thống RBS với kiểu tích trữ năng lượng bằng bánh đà (Flywheel).

Năng lượng được tích trữ vào bánh đà được tính theo công thức $E = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2$

trong đó J là mô men quán tính và ω là tốc độ góc của bánh đà. Năng lượng này tỷ lệ với bình phương tốc độ quay do đó tăng tốc độ lên sẽ có thể tích trữ năng lượng nhiều hơn [1]. Do đó một bánh đà được sử dụng như một thiết bị tích trữ năng lượng. Hiện nay có hai kiểu bánh đà siêu tốc dựa trên công nghệ KERS (Kinetic Energy Recovery System) lần đầu tiên được áp dụng trên xe đua F1 đó là hãng Flybird và Williams Hybrid Power. Bánh đà của Flybird là một hệ thống cơ khí đơn thuần. Có thể được gắn với một số bộ phận quay trong hệ thống truyền lực, từ trục tốc độ động cơ cho tới vi sai, bánh đà kết hợp với hộp số có dải tỷ số truyền rộng để phù hợp với tốc độ của động cơ. Trong các ứng dụng với xe du lịch người ta sử dụng hộp số vô cấp CVT (Continuously Variable Transmission).



Hình 1.6: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng bánh đà [9]

Ngoài ra, hệ thống bánh đà Williams Hybrid Power (WHP) sử dụng composite từ tính (MLC) để đạt hiệu suất chuyển đổi rất cao nên có giá thành cao hơn, hệ thống này được ứng dụng cho xe cao cấp [9].



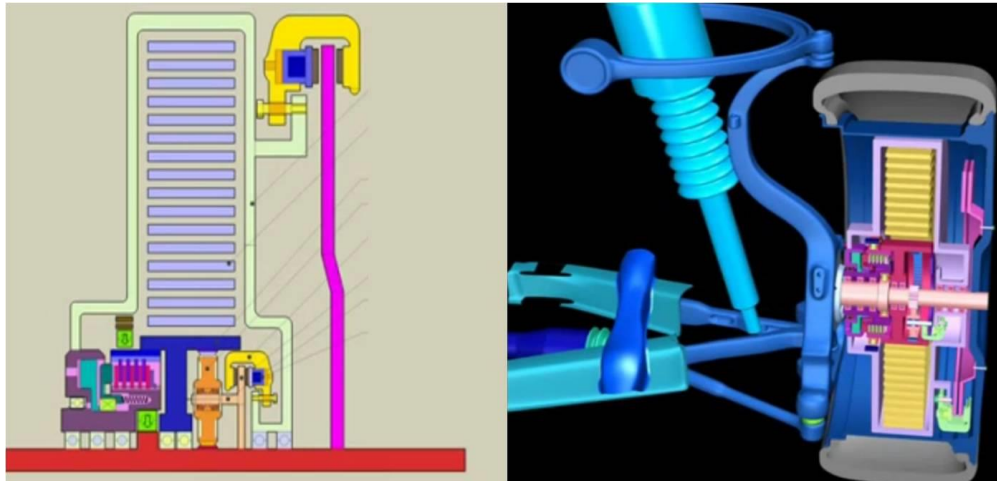
Hình 1.7: Bánh đà tích điện trên xe Porches 918 RSR concept [9]

Bánh đà thường được sử dụng để cung cấp năng lượng liên tục cho những bộ phận mà động lực được cung cấp bị ngắt quãng. Khi phanh, bánh đà có tác dụng thu hồi năng lượng, sau đó “góp” động năng cùng với động cơ khi xe tăng tốc, điều này có thể làm giảm tiêu hao 25% nhiên liệu. Động cơ 4 xi-lanh vận hành sẽ sinh ra lực tương đương với động cơ 6 xi-lanh [10].

Các ưu điểm của phương pháp tích trữ năng lượng bằng bánh đà là: Mật độ tích trữ năng lượng cao; tích trữ và giải phóng năng lượng một cách trực tiếp dưới dạng cơ năng mà không cần các thiết bị chuyển đổi do đó ít tổn hao; quá trình nạp năng lượng nhanh. Tuy nhiên, phương pháp này lại không tích trữ năng lượng được trong một khoảng thời gian dài do đó cần phải kết hợp với một số thiết bị khác để tích trữ năng lượng lâu hơn.

1.2.4 Hệ thống RBS với kiểu tích trữ năng lượng dưới dạng vật liệu đàn hồi

Phương pháp này được ứng dụng mô phỏng trên dòng xe Mercedes Benz với kết cấu được mô tả như hình 1.8. Trên mỗi trục bánh xe được lắp một bộ tích trữ năng lượng KERS (Kinetic Energy Recovery System) bao gồm một bộ bánh răng hành tinh, bộ lò xo đàn hồi để tích trữ năng lượng và các khớp một chiều.

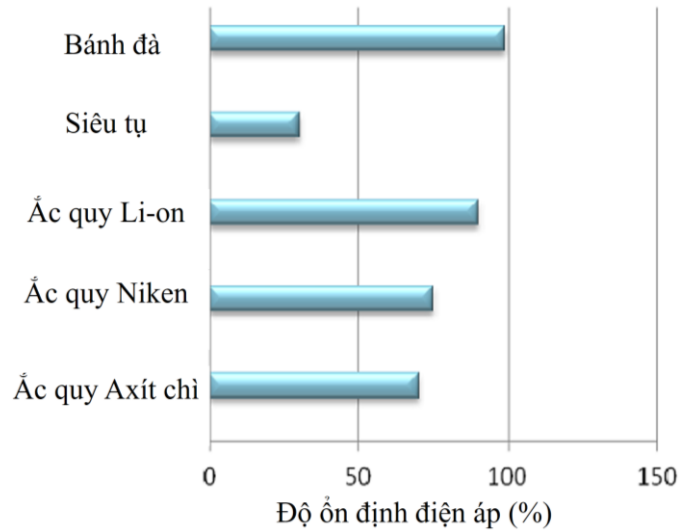


Hình 1.8: Hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng lò xo cuộn [9]

Trên bán trục của mỗi bánh xe được lắp một bộ bánh răng hành tinh. Khi xe chuyển động trên đường bình thường thì hệ bánh răng hành tinh này quay lồng không (quay trơn). Khi bàn đạp phanh được tác dụng áp suất dầu phanh được đưa tới một xy lanh phanh được lắp trên cần dẫn của bộ bánh răng hành tinh. Lúc này cần dẫn được hãm cố định làm cho lực được truyền từ trục bánh xe qua bánh răng mặt trời tới bánh răng hành tinh và làm cho bánh răng bao quay ngược chiều kim đồng hồ. Trên bánh răng bao được lắp một cụm lò xo cuộn và các khớp một chiều. Lúc này năng lượng làm cho xe giảm tốc được tích trữ vào cụm lò xo cuộn. Khi bàn đạp phanh được nhả ra, lò xo giải phóng năng lượng tác dụng lên trục bánh xe làm cho xe chuyển động. Với kết cấu này, năng lượng khi phanh đã được tích trữ và sử dụng lại cho việc tăng tốc của xe nên giảm tiêu hao nhiên liệu. Trong trường hợp phanh khẩn cấp để đảm bảo an toàn thì hệ thống phanh chính trên xe sẽ làm việc.

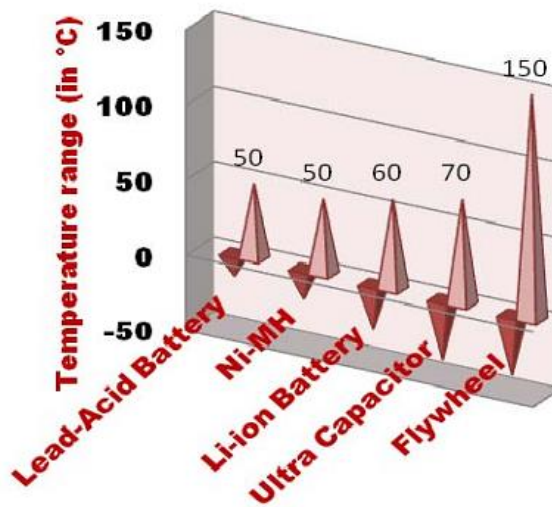
1.3 Phân tích và so sánh các phương án tích trữ năng lượng của hệ thống RBS

Qua phân tích các nghiên cứu về hệ thống phanh tái sinh năng lượng RBS ta thấy rằng: tất cả các phương án tích trữ năng lượng khi phanh đều giúp cho xe tiết kiệm nhiên liệu hơn những dòng xe truyền thống. Tuy nhiên, mỗi kiểu hệ thống có những ưu và nhược điểm riêng của nó.



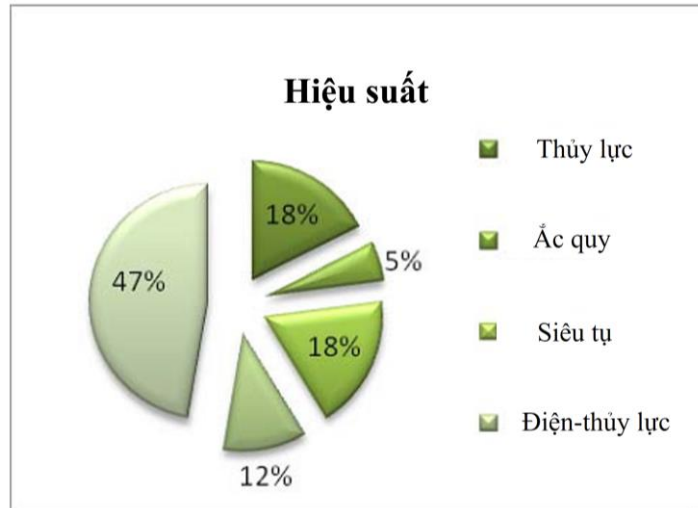
Hình 1.9: Độ ổn định điện áp của các phương án tích trữ năng lượng khi phanh [11]

Xét về độ ổn định điện áp thì bánh đà là phương án cho độ ổn định cao nhất không phụ thuộc vào tải, nhiệt độ và trạng thái sạc. Tiếp theo là ắc quy Li-ion, ắc quy axit-chì. Siêu tụ đạt mức độ ổn định thấp nhất với 30% [11].



Hình 1.10: Khả năng chịu nhiệt của các phương án [11]

Khi các thiết bị tích trữ năng lượng phóng nạp sẽ sinh nhiệt. Do đó xét về khả năng chịu nhiệt thì bánh đà có khả năng chịu nhiệt tốt nhất từ -40°C đến 150°C ; kế tiếp là đến siêu tụ và sau cùng là ắc quy axit-chì với giải nhiệt độ từ -15°C đến 50°C [11]

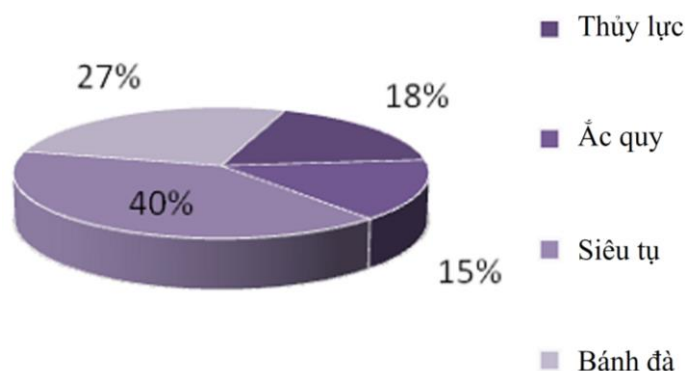


Hình 1.11: Hiệu suất của các phương án tích trữ năng lượng khi phanh [11]

Xét về hiệu suất của các công nghệ tích trữ năng lượng thì Hydro-Electric là phương án có hiệu suất lớn nhất, kế đến là siêu tụ có hiệu suất tương đương với phương án tích trữ bằng thủy lực. Ắc quy có hiệu suất thấp nhất bởi vì khả năng phóng của nó nhanh nhưng khả năng nạp lại rất lâu [11].

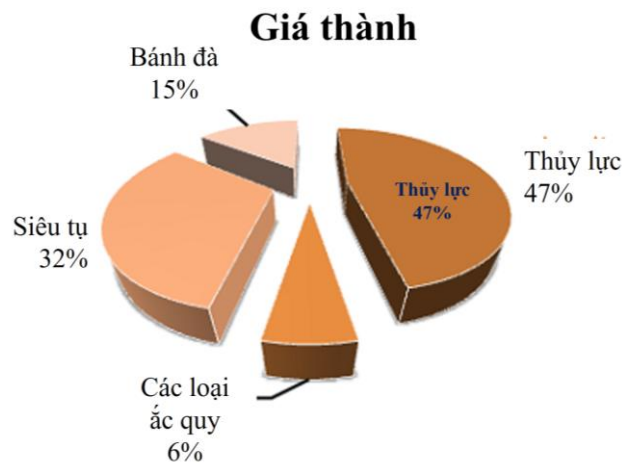
Xét về suất tiêu hao nhiên liệu, theo kết quả nghiên cứu của tác giả Radhika Kapoor áp dụng trên xe Hybrid HEV trong hình 1.12 cho thấy siêu tụ cho phép giảm 40% suất tiêu hao nhiên liệu, kế tiếp là bánh đà với 27%, phương án tích trữ bằng thủy lực và ắc quy lần lượt là 18% và 15%.

Tiêu hao nhiên liệu



Hình 1.12: Suất tiêu hao nhiên liệu của các phương án [11]

Giá thành luôn là nhược điểm của xe Hybrid [11]. Các nguyên nhân làm cho giá thành tăng cao đó là các vật liệu sử dụng để chế tạo các thiết bị tích trữ năng lượng có giá rất cao. Cũng theo nghiên cứu của tác giả Radhika Kapoor cho thấy trong hình 1.13. Bánh đà là phương án rẻ nhất với 15% sau ắc quy là 6% kế tiếp đến là siêu tụ 32% và sau cùng là thủy lực 47%.



Hình 1.13: Giá thành của các phương án tích trữ năng lượng khi phanh [11]

Tóm lại, hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh dưới dạng điện năng cần phải sử dụng ắc quy và siêu tụ với dung lượng lớn, bộ biến đổi điện áp cao và chỉ ứng dụng được cho những dòng xe điện hoặc xe lai điện với giá thành rất cao và hệ thống điều khiển phức tạp. Kiểu hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh dưới dạng thủy lực chỉ ứng dụng trên những xe tải trọng lớn với kết cấu phức tạp. Trong khi đó, phương án tích trữ năng lượng bằng bánh đà là một phương án tốt và hiệu quả càng cao khi tốc độ của bánh đà được nâng lên càng cao. Các hướng nghiên cứu mới hiện nay đang tập trung vào dòng xe lai xăng - điện sử dụng bánh đà như là một thiết bị tích trữ cơ năng để rồi sau đó sử dụng các bộ biến đổi chuyển hóa thành điện năng nạp lại cho ắc quy mỗi khi quá trình phanh xảy ra. Bên cạnh đó cũng có hướng nghiên cứu về phương án tích trữ năng lượng khi phanh sử dụng bánh đà áp dụng cho các dòng xe có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống.

1.4 Các hướng nghiên cứu về thu hồi năng lượng khi phanh.

Theo các kết quả nghiên cứu được công bố gần đây, những nghiên cứu về hệ thống phanh tái sinh 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 EV; xe lai điện HEV và xe sử dụng động cơ đốt trong thuần túy có hệ thống truyền lực kiểu truyền thống.

1.4.1 Hướng nghiên cứu thu hồi năng lượng khi phanh áp dụng trên xe EV và HEV.

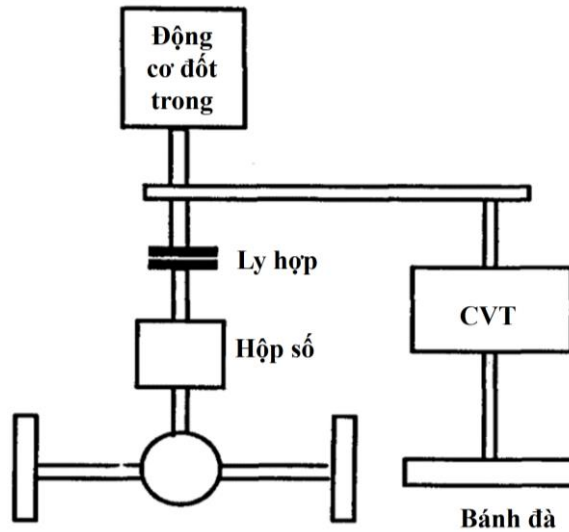
Các nghiên cứu tập trung theo các hướng như: thu hồi năng lượng khi phanh; sự phân phối lực phanh giữa hệ thống phanh tái sinh và hệ thống phanh cơ khí; nghiên cứu các thuật toán điều khiển hệ thống phanh tái sinh; nghiên cứu tối ưu hóa lực phanh tái sinh; điều khiển thích ứng hệ số SOC (State of Charge) với điều kiện phanh của ô tô... Với nghiên cứu phân tích và sử dụng phần mềm AMESim để mô phỏng năng lượng thu hồi được từ hệ thống phanh tái sinh áp dụng cho xe điện, tác giả Li-qiang Jin đã cho thấy kết quả nghiên cứu cải thiện được 30% hiệu quả sử dụng năng lượng của xe điện với 4 bánh chủ động được dẫn động bởi 4 mô tơ điện [12]. Cùng đối tượng nghiên cứu là xe điện với bốn bánh chủ động là các mô tơ tích hợp, các công trình nghiên cứu của tác giả G. Le Sollic, A. Chasse, M. Geamanu tập trung vào các thuật toán điều khiển để tối ưu hóa năng lượng được thu hồi khi phanh mà vẫn đảm bảo sự phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh cơ khí tới các bánh xe một cách hiệu quả nhất [12] [13]. Jinhyun Park, Houn Jeong, In Gyu Jang và Sung-Ho Hwang đã sử dụng MATLAB/Simulink và CarSim để mô phỏng điều khiển sự phân phối mô men phanh cho xe điện sử dụng phương pháp điều khiển lô gíc mờ [14].

Đối với các dòng xe lai điện HEV: Cũng tương tự như dòng xe điện, các nghiên cứu gần đây cũng tập trung vào việc tính toán năng lượng thu hồi được từ hệ thống phanh tái sinh, các thuật toán điều khiển trên cơ sở tối ưu hóa năng lượng thu hồi được khi phanh mà vẫn đảm bảo các quy luật về phân phối lực phanh, các vấn đề về quản lý phân phối năng lượng phanh tái sinh... Trong số đó phải kể tới các nghiên cứu tiêu biểu như: Công trình nghiên cứu thuật toán điều khiển hệ thống phanh tái

sinh dựa trên nguyên tắc tối ưu hóa lực phanh áp dụng cho xe HEV của các tác giả XIAO Wen-yong, WANG Feng và ZHUO Bin [15]. Cũng nghiên cứu về thuật toán điều khiển, tác giả Sanketh S. Shetty nghiên cứu điều khiển hệ thống phanh tái tạo năng lượng áp dụng cho xe HEV bằng việc sử dụng mạng thần kinh nhân tạo. Theo kết quả mô phỏng của nghiên cứu này thì có thể thu hồi từ 30% đến 37% năng lượng của quá trình phanh tùy theo chu trình mô phỏng [16]. Ngoài ra cũng phải kể tới tác giả Piranavan Suntharalingam với công trình nghiên cứu thu hồi và quản lý năng lượng phanh tái sinh áp dụng trên xe HEV. Trong nghiên cứu này tác giả đã sử dụng siêu tụ (Ultra Capacitor) để tích trữ năng lượng mỗi khi quá trình phanh xảy ra. Kết quả thực nghiệm cho thấy tùy theo tốc độ giảm tốc khi phanh của xe mà năng lượng thu hồi được khoảng từ 16,33% đến 17,46% [17].

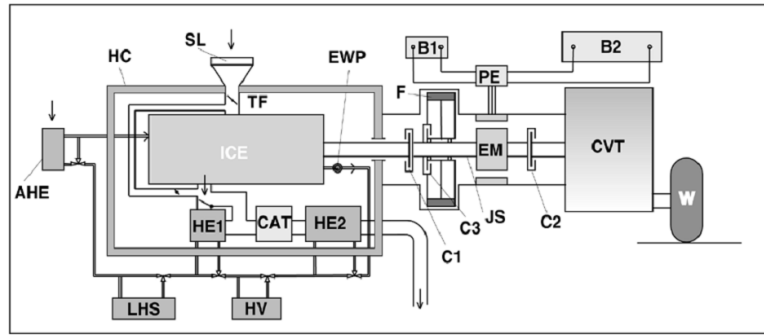
1.4.2 Hướng nghiên cứu thu hồi năng lượng khi phanh áp dụng trên các dòng xe có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống.

Hệ thống phanh tái tạo năng lượng sử dụng bánh đà như là một thiết bị tích trữ năng lượng đã được nghiên cứu từ những thập niên 1940. Năm 1996 Jefferson và Ackerman thiết kế và thử nghiệm hệ thống phanh tái sinh với bánh đà bằng composite với mô men quán tính là 1.05 kg.m^2 và hộp số CVT KOPP thay đổi tỷ số truyền liên tục (tỷ số truyền 9.5-1) được kết nối với hệ thống truyền lực. Bánh đà được thử nghiệm quay với tốc độ từ 440 đến 4200 vòng/phút. Mô hình thử nghiệm trên xe điện chạy trên đường ray với các thông số: Tổng trọng lượng xe là 6 tấn, tốc độ cực đại 50km/h, diện tích cản chính diện 6m^2 . Tổng thời gian thử nghiệm theo chu trình là 125s. Trong nghiên cứu này tác giả đã đưa bánh đà vào buồng chân không để giảm lực cản gió và sử dụng thuật toán điều khiển vòng lặp kín (Close-Loop Control). Tuy nhiên chu trình thử nghiệm rất ngắn chỉ trong phạm vi 1 km (chưa theo chu trình chuẩn quốc tế). Năng lượng thu hồi được tích trữ dưới dạng cơ năng cần phải giải phóng ngay sau mỗi lần phanh hoặc giảm tốc.



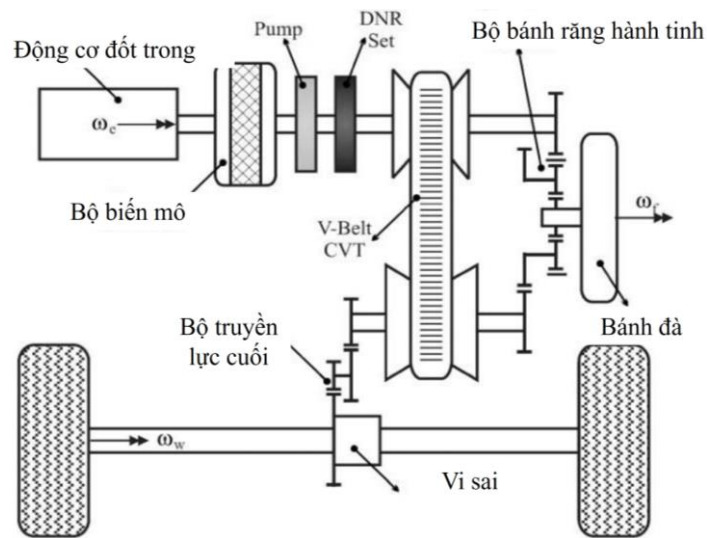
Hình 1.14: Sơ đồ thử nghiệm của các tác giả Jefferson and Ackerman [18]

Dự án nghiên cứu Flywheel Battery (FWB) cho xe buýt chạy bằng điện của trung tâm nghiên cứu cơ điện tử Đại học Texas. Nghiên cứu này sử dụng bánh đà phát điện nạp lại cho ắc quy và sau đó cung cấp cho mô tơ điện để tăng tốc xe. Bánh đà sử dụng làm bằng composite có công suất 2kWh và mô tơ/máy phát nam châm vĩnh cửu với các ô bi từ [9]. Ngoài ra, dự án nghiên cứu, thiết kế hệ thống truyền lực Hybrid song song của viện nghiên cứu công nghệ liên bang Thụy Sĩ (Swiss Federal Institute of Technology: ETH) đã nghiên cứu và thử nghiệm hệ thống phanh tái sinh bao gồm: một động cơ đốt trong, một mô tơ/máy phát điện, một bánh đà, một hộp số CVT và một ắc quy có dung lượng 5kA.h. Hệ thống truyền lực này được thử nghiệm với các chế độ lái xe khác nhau như: chế độ chỉ có mình động cơ đốt trong ICE dẫn động xe, hoặc chế độ kết hợp giữa mô tơ và bánh đà. Hệ thống điều khiển sẽ điều khiển cho bánh đà được nạp năng lượng thông qua động cơ đốt trong và trong quá trình phanh tái sinh xảy ra. Hệ thống này được thử nghiệm trên băng thử và sau đó được tích hợp và thử nghiệm trên xe. Kết quả thử nghiệm theo chu trình châu Âu (ECE-R15/04) cho thấy suất tiêu hao nhiên liệu giảm gần một nửa so với xe không sử dụng năng lượng điện từ hệ thống phanh tái sinh [19].



Hình 1.15: Sơ đồ thử nghiệm của của tác giả R.J. Hayes [19]

Nghiên cứu của trường Đại học công nghệ Eindhoven từ năm 2001-2006 cho thấy một khái niệm mới về hệ thống truyền lực được gọi là “The Zero Inertia powertrain (ZI)” với mục đích cải thiện tính kinh tế nhiên liệu của xe bằng phương pháp điều khiển chia sẻ tải trọng với động cơ. Tối ưu hóa các chế độ hoạt động của động cơ bằng việc sử dụng hộp số CVT và bộ bánh đà tích trữ năng lượng [20] [21] [22].

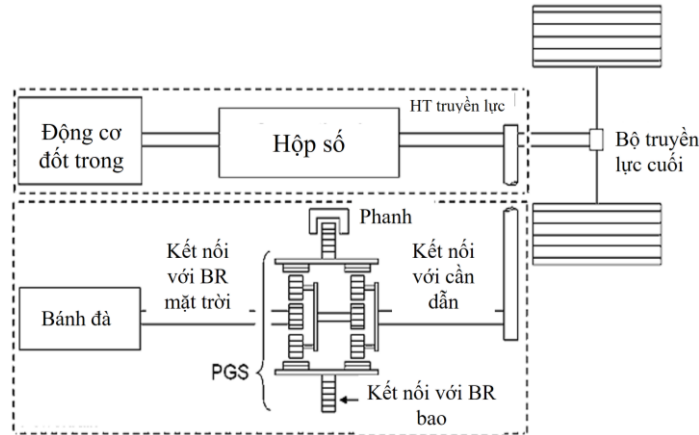


Hình 1.16: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh ZI [20]

Một ứng dụng của hệ thống truyền lực được gọi là hệ thống truyền lực “Idle Stop and Go” cho phép xe hoạt động ở chế độ start – stop và động cơ có thể được tắt khi năng lượng từ bánh đà được giải phóng để dẫn động xe. Bánh đà được nạp lại và tích trữ năng lượng khi phanh do đó giảm tiêu hao nhiên liệu cho xe.

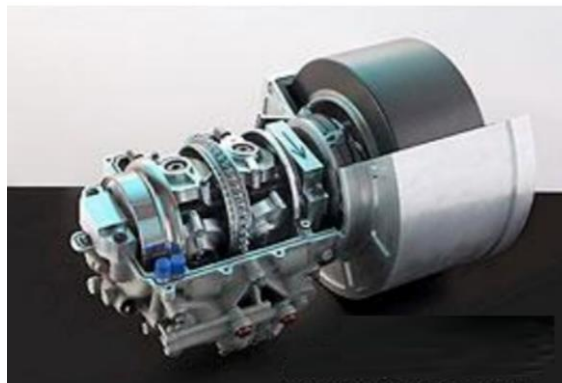
Nghiên cứu của Ayala thiết kế và thử nghiệm một hệ thống tích trữ năng lượng sử dụng một bánh đà để tích trữ năng lượng khi phanh. Bánh đà được sử dụng là bánh

đĩa sợi cac-bon với mô men quán tính là 0.11 kg.m^2 , bộ bánh răng hành tinh kép (Planetary Gear System: PGS) được kết nối với hệ thống truyền lực của xe truyền thống.



Hình 1.17: Sơ đồ hệ thống tích trữ năng lượng khi phanh bằng cơ khí [23]

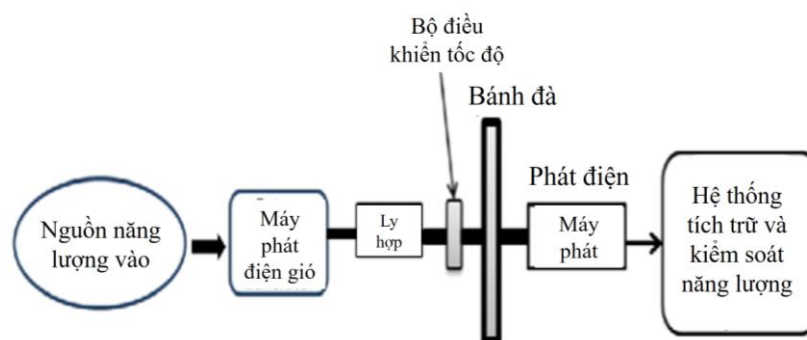
Kết quả mô phỏng của nghiên cứu cho thấy: với hệ thống này suất tiêu hao nhiên liệu của xe giảm và giảm khí thải gây ô nhiễm môi trường do giảm thời gian làm việc của động cơ đốt trong [23]. Với sự phát triển của vật liệu composite được sử dụng làm bánh đà càng ngày càng có nhiều nghiên cứu mới về bánh đà sử dụng cho hệ thống phanh tái tạo năng lượng. Hệ thống này có tên gọi “Kinetic Energy Recovery System (KERS)” sử dụng bánh đà sợi cacbon của hãng Flybrid LLP và hộp số CVT của Torotrak với công suất cực đại đạt 60kW tại số vòng quay 64.500 vòng/phút. Kết quả thử nghiệm trên băng thử sử dụng thắng điện từ (Dynamometer) và động cơ V8 kết hợp với mô phỏng máy tính được thực hiện theo chu trình FTP 75. Kết quả cho thấy hệ thống KERS có thể góp 21% năng lượng vào việc hoạt động của xe.



Hình 1.18: Bánh đà siêu tốc của hãng Flybird

Với công trình nghiên cứu: “Cải thiện tính kinh tế nhiên liệu của xe ô tô bằng việc sử dụng hệ thống phanh tái sinh kiểu cơ khí” tác giả Boretta đã sử dụng bánh đà như là một thiết bị tích trữ năng lượng cùng với hộp số CVT để thay đổi tỷ số truyền. Nghiên cứu mô phỏng theo chu trình NEDC được thực hiện trên xe khách có trang bị động cơ đốt trong 6 xy lanh thẳng hàng với kết quả giảm suất tiêu hao nhiên liệu 25% đối với động cơ có dung tích xy lanh 4L và 33% đối với động cơ có dung tích xy lanh là 3.3L [24].

Ngoài ra, tác giả Tai-Ran Hsu trong nghiên cứu của mình đã trình bày một hệ thống tái sinh năng lượng dùng một bánh đà để thu hồi, lưu trữ năng lượng tái sinh và việc giải phóng năng lượng tái sinh được dự trữ trong bánh đà được chuyển đổi thành điện năng bởi một máy phát xoay chiều được gắn đồng trục với bánh đà, hệ thống được gọi là SJSU-RBS.



Hình 1.19: Sơ đồ thử nghiệm trong hệ thống SJSU-RBS [25]

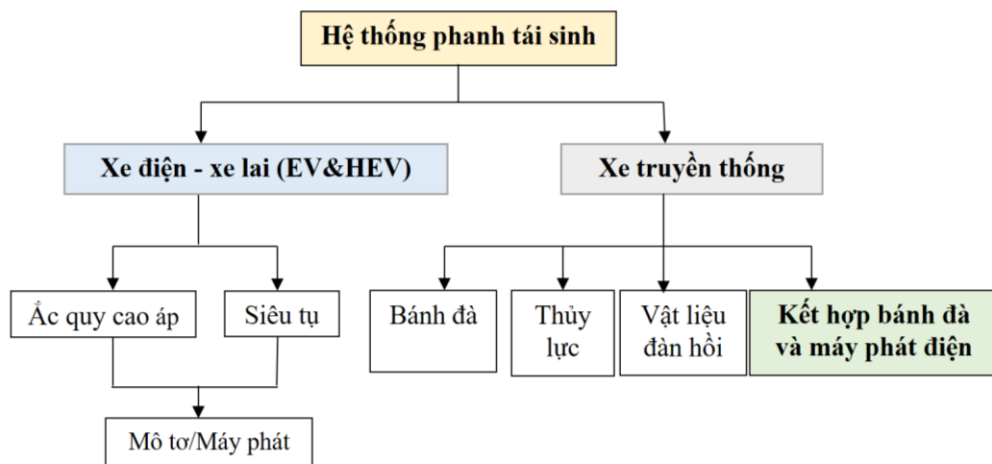
Trong nghiên cứu này, tác giả Tai-Ran Hsu cùng các cộng sự đã sử dụng mô tơ điện để dẫn động bánh đà mỗi khi quá trình phanh hoặc giảm tốc xảy ra. Thực nghiệm được thử trên băng thử với bánh đà không được đặt trong buồng chân không nên tốc độ thử nghiệm của bánh đà thấp từ khoảng 300 đến 500 vòng/phút do đó, năng lượng thu được cũng chưa cao. Phương pháp điều khiển theo vòng hở, chưa thực nghiệm theo một chu trình chuẩn.

1.5 Đề xuất phương án nghiên cứu.

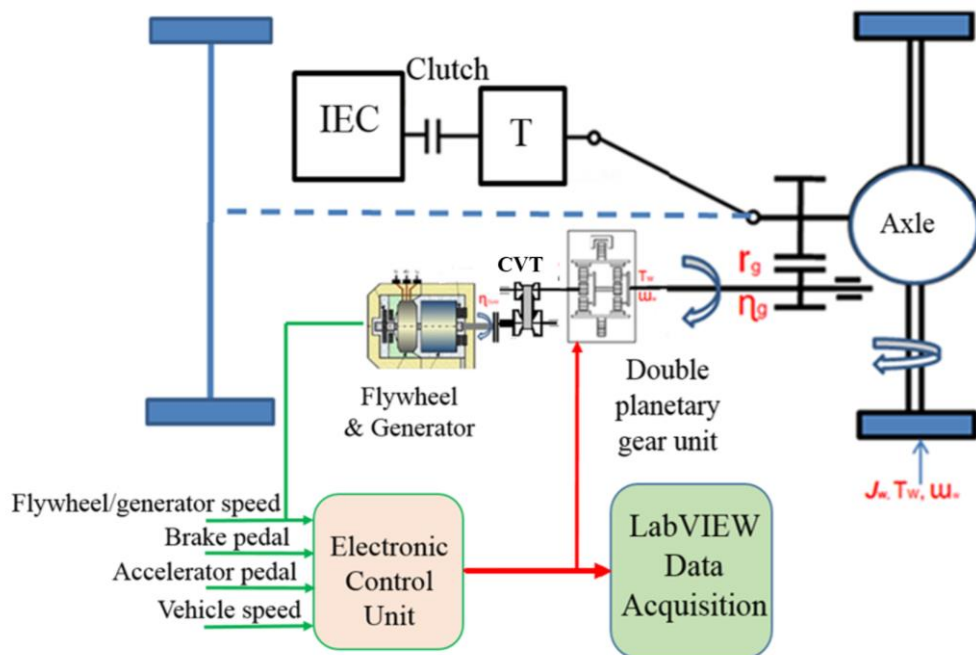
Qua phân tích các nghiên cứu về hệ thống phanh tái tạo năng lượng cho thấy đa số các nghiên cứu này đều mới đưa ra kết quả mô phỏng bằng máy tính và ứng dụng trên các xe buýt, xe điện, xe lai điện và xe đua F1. Đa phần các nghiên cứu đều tích

trữ năng lượng thu hồi được dưới dạng cơ năng do đó cần thiết phải giải phóng năng lượng ngay sau khi quá trình phanh hoặc giảm tốc xảy ra. Trong khi đó, số lượng xe có kiểu hệ thống truyền lực kiểu truyền thống trên thị trường chiếm một số lượng rất lớn nên dòng xe này cũng rất cần cải thiện về tính kinh tế nhiên liệu và chống ô nhiễm môi trường. Những xe này hoạt động ở những vùng đô thị đông đúc với tốc độ tăng giảm một cách liên tục, do đó, cần phải có hệ thống tích trữ lại năng lượng mỗi khi xe phanh để giúp giảm tiêu hao nhiên liệu và ô nhiễm môi trường. Tuy nhiên, với đối tượng nghiên cứu này, các nghiên cứu của các tác giả được phân tích ở trên vẫn còn một số hạn chế như: hệ thống truyền lực hybrid thuần cơ khí với bánh đà là thiết bị tích trữ năng lượng nên năng lượng được tích trữ là cơ năng cần được phải giải phóng ngay sau khi quá trình phanh hay giảm tốc kết thúc mà không tích trữ được lâu. Mặt khác với máy phát điện xoay chiều 3 pha trên ô tô, [Tai-Ran Hsu] ở các số vòng quay thấp (300 đến 500 vòng/phút), hiệu suất của máy phát không cao. Ngoài ra, do quá trình phanh trên ô tô diễn ra nhanh do đó, cần phải thu hồi năng lượng một cách nhanh chóng nhưng quá trình nạp lại cho ắc quy lại diễn ra rất chậm nên cần phải có các thiết bị phụ trợ và kỹ thuật điều khiển linh hoạt.

Dựa trên các cơ sở phân tích đó, 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 sơ đồ như sau:



Hình 1.20: Tổng quan về các hướng nghiên cứu về RBS



Hình 1.21: Mô hình nghiên cứu được đề xuất

Mô tả chung về hệ thống: từ hệ thống truyền lực của xe ô tô truyền thống được kết nối với hệ thống phanh tái tạo năng lượng thông qua bộ bánh răng hành tinh kép. Bộ bánh răng hành tinh này cho phép truyền hay không truyền lực tới cụm CVT thông qua bộ phanh được điều khiển để 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 độ 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.

1.6 Mục tiêu nghiên cứu.

Qua những phân tích các nghiên cứu về việc thu hồi năng lượng khi phanh, với đối tượng nghiên cứu là xe du lịch truyền thống vẫn còn nhiều hạn chế trong việc giảm lượng khí thải ra môi trường cũng như thu hồi năng lượng khi phanh với hiệu

suất chưa cao. 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.

1.7 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.

1.8 Đối tượng nghiên cứu.

Đề tài sẽ tập trung nghiên cứu về mô hình hóa, mô phỏng và thực nghiệm hệ thống thu hồi năng lượng trong quá trình phanh hoặc giảm tốc được thực hiện trên xe có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống. Tiến hành mô phỏng và thực nghiệm hệ thống theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn để từ đó có các so sánh và phân tích tối ưu. Đối tượng được lựa chọn để tính toán cũng như là nghiên cứu thực nghiệm là xe Toyota Hiace.

1.9 Phạm vi nghiên cứu.

Nghiên cứu này tập trung tính toán và đánh giá thực nghiệm năng lượng thu hồi được trong quá trình xe phanh hoặc giảm tốc. Năng lượng này được dựa trên sự kết hợp giữa các thiết bị thu hồi và tích trữ năng lượng như bánh đà để tích trữ năng lượng quán tính (cơ năng) và ắc quy là các thiết bị tích trữ dưới dạng điện năng thông qua máy phát điện biến cơ năng thành điện năng. Đây là sự phối hợp giữa các kiểu tích trữ năng lượng dạng cơ điện được ứng dụng trên các xe ô tô có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống mà các nghiên cứu trước đây chưa thực hiện được.

Phạm vi nghiên cứu của luận án được xác định đó là tính toán các thông số của hệ thống thu hồi năng lượng dựa trên đối tượng nghiên cứu là xe Toyota Hiace.

1.10 Tính mới của luận án.

Đây là vấn đề nghiên cứu mới trong lĩnh vực ô tô, trong nước chưa có nhiều công trình nghiên cứu về vấn đề này. Do đó, các tài liệu tham khảo đều được tác giả lựa chọn và tìm hiểu thông qua các công trình công bố của nước ngoài. Dựa trên sự phân tích các nghiên cứu trước, tác giả lựa chọn và đề xuất mô hình nghiên cứu theo hướng khắc phục các hạn chế của nghiên cứu trước từ đó tính toán, xây dựng mô hình toán và các thông số của bộ thu hồi năng lượng khi phanh, xây dựng thuật toán điều khiển hệ thống dựa trên các yêu cầu về thu hồi tối đa năng lượng quán tính của xe mà vẫn đảm bảo được sự phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh cơ khí. Thực nghiệm thu thập số liệu để xây dựng phương trình năng lượng thu hồi dựa trên các thông số đầu vào khi xe vận hành trên đường.

Thông qua các nội dung nghiên cứu, tính mới của luận án được tổng hợp và thể hiện trong từng chương của luận án với các điểm nổi bật như sau:

- Đã xây dựng được mô hình toán của hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh, 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.
- 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 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.

1.11 Bố cục của luận án

Luận án bao gồm 113 trang (không kể phần tài liệu tham khảo và phụ lục), 100 hình và 16 bảng biểu. Ngoài phần mở đầu, luận án bao gồm 5 chương:

- **Chương 1** trình bày tổng quan các vấn đề nghiên cứu về hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh. Dựa trên các phân tích tổng quan đề xuất hướng nghiên cứu và mô hình nghiên cứu.

- **Chương 2:** Tác giả 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. Các thông số này có ý nghĩa rất quan trọng và là cơ sở cho việc xây dựng mô hình mô phỏng cũng như là thực nghiệm để đánh giá hệ thống. Ngoài ra, chương này cũng trình bày về việc xây dựng mô hình mô phỏng dựa trên các phương trình toán đã xây dựng được, trên cơ sở đó, xây dựng bộ điều khiển PID để điều khiển mô hình hệ thống phanh tái sinh theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn. Kết quả mô phỏng trong chương 2 là cơ sở cho việc xây dựng thuật toán điều khiển phân phối lực phanh trong chương 3.

- **Chương 3:** Tập trung phân tích về các yếu tố ảnh hưởng tới hiệu quả của việc thu hồi năng lượng khi phanh. Một trong những yếu tố quan trọng liên quan đến vấn đề hiệu quả thu hồi năng lượng đó là chiến lược điều khiển phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh cơ khí. 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.

- **Chương 4** trình bày về việc tính toán các thông số của mô hình thực nghiệm, được thực hiện ở cả hai thí nghiệm: Thí nghiệm 1 một được thử nghiệm trên xe và thực hiện thí nghiệm thu thập dữ liệu và tính toán năng lượng thu hồi được ở các vận tốc khác nhau mỗi khi quá trình phanh xảy ra. Thí nghiệm 2 hệ thống sẽ được lắp đặt lên băng thử (Mô hình bán thực nghiệm) và chạy thử nghiệm theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn để từ đó đánh giá hiệu quả và so sánh kết quả thu được với các nghiên cứu khác. Dựa trên các kết quả thực nghiệm thu được tác giả đã ứng dụng phương pháp nội suy để tìm hàm và đường cong xu hướng của sự phân phối năng lượng theo vận tốc xe.

- **Chương 5** đưa ra các kết quả đạt được của luận án và đề ra các hướng phát triển tiếp theo.

Chương 2

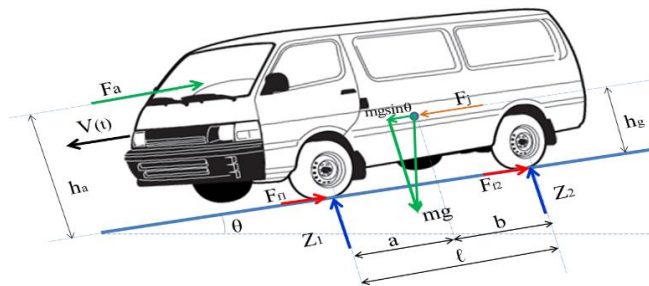
CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN

2.1. Đặt vấn đề

Theo mô hình nghiên cứu được đề xuất trong chương một, để có cơ sở tính toán cũng như thiết kế hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh, chương 2 sẽ xác định các lực quán tính của xe bao gồm quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và các khối lượng quay, đặc biệt là hệ số khối lượng quay phải được xác định dựa trên thông số của xe nghiên cứu là xe Toyota Hiace. Từ đó tính toán được các thông số của bộ thu hồi năng lượng như thông số về tỷ số truyền của bộ truyền động bánh răng hành tinh, kích thước bánh đà (mô men quán tính), công suất của máy phát điện và bộ điều khiển điện tử... Việc xây dựng phương trình cân bằng năng lượng khi phanh đóng vai trò hết sức quan trọng trong việc xây dựng mô hình mô phỏng và mô hình thực nghiệm nhằm đánh giá hiệu quả thu hồi năng lượng của hệ thống.

2.2. Xác định các thông số của bộ thu hồi năng lượng quán tính của xe khi phanh.

Để có cơ sở tính toán và thiết kế các thông số của bộ thu hồi năng lượng khi phanh, chúng ta phân tích động lực học cũng như công suất phanh cần thiết đối với một chiếc xe khi phanh hoặc giảm tốc. Thông qua việc xem xét 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 θ , 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 2.1.



Hình 2.1: Các lực tác dụng lên xe

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

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

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]; ρ 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]; A là diện tích cản chính diện [m^2].

Lực cản lăn:

$$F_{f_1} + F_{f_2} = f (Z_1 + Z_2) \quad (2.3)$$

Với: F_{f_1} , F_{f_2} : lực cản lăn ở các bánh xe trước và bánh xe sau [N]

Hệ số cản lăn f được tính theo công thức:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) \quad (2.4)$$

Trong đó: f_0 là hệ số cản lăn ứng với tốc độ chuyển động của xe $v < 22,2 m/s$. Tốc độ chuyển động của xe càng tăng thì tốc độ biến dạng càng tăng, nội ma sát trong lốp tăng do đó cũng làm tăng lực cản lăn. Theo thực nghiệm cho thấy, khi tốc độ của xe còn nhỏ hơn $80 km/h$ (tương ứng $22,2 m/s$) thì hệ số cản lăn hầu như không thay đổi nhưng khi tốc độ xe lớn hơn $80 km/h$ thì hệ số cản lăn sẽ thay đổi và tăng theo công thức 2.4

$$Z_1 = \frac{-F_a \cdot h_a + m \frac{dv}{dt} h_g + mgh_g \sin\theta + mgbcos\theta}{1} \quad (2.5)$$

$$Z_2 = \frac{F_a \cdot h_a - m \frac{dv}{dt} h_g - mgh_g \sin\theta + mgacos\theta}{1} \quad (2.6)$$

Trong đó: m là khối lượng của xe [kg]; g là gia tốc trọng trường [m/s^2]; θ 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]

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

Trước tiên ta phải đi xác định mô men quán tính của xe trong quá trình phanh hoặc giảm tốc. Khi xe bắt đầu quá trình giảm tốc thì lực làm cho xe đang chuyển động là lực quán tính tại thời điểm đó trừ đi các lực cản gió, lực cản lăn... Lúc này mô men đặt vào bánh xe chủ động (xe cầu sau chủ động) sẽ là:

Mô men tại bánh xe chủ động = Mô men quán tính của xe + Mô men cản dốc –
Mô men cản lăn – Mô men cản gió.

$$M_b = M_j + M_\theta - M_f - M_a \quad (2.7)$$

Trong đó:

$$M_f = f.m.g.\cos\theta.r_b \quad \text{với } r_b \text{ là bán kính bánh xe}$$

$$M_a = 0,5\rho.A.C_D.V_t^2.r_b$$

$$M_\theta = m.g.\sin\theta.r_b$$

M_j là mô men quán tính của xe được quy về bánh xe chủ động bao gồm mô men quán tính của chuyển động tịnh tiến và mô men quán tính của các chi tiết chuyển động quay trong hệ thống truyền lực bao gồm từ động cơ, ly hợp, hộp số, trục các đăng và bánh xe chủ động. Để xác định được mô men quán tính của xe ta đi tính lực quán tính trong trường hợp này.

Lực quán tính F_j tác động lên ô tô khi chuyển động sẽ là:

$$F_j = F_j' + F_j'' \quad (2.8)$$

Trong đó lực quán tính chuyển động tịnh tiến F_j' được xác định như sau :

$$F_j' = m \frac{dv}{dt} \quad (2.9)$$

F_j'' là lực quán tính của các chi tiết chuyển động quay. Lực này phụ thuộc vào số lượng các chi tiết chuyển động quay trong hệ thống và được xác định như sau: [8]

$$F_j'' = \frac{M_j}{r_b} = \frac{1}{r_b^2} \cdot \frac{dv}{dt} \left(I_e \cdot i_t^2 \cdot \eta_t + \sum I_n \cdot i_n^2 \cdot \eta_n + \sum I_b \right) \quad (2.10)$$

Trong đó:

I_e – mômen quán tính của bánh đà động cơ và các chi tiết quay khác của động cơ quy dẫn về trục khuỷu;

I_n – mômen quán tính của chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực đối với trục quay của chính nó.

I_b – mômen quán tính của bánh xe chủ động đối với trục quay của nó.

i_t - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

i_n - tỷ số truyền tính từ chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực đến bánh xe chủ động.

η_t - hiệu suất của hệ thống truyền lực.

η_n - hiệu suất tính từ chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực tới bánh xe chủ động.

Từ đây ta có lực quán tính tổng cộng của xe sẽ là:

$$F_j = m \frac{dv}{dt} + \frac{1}{r_b^2} \cdot \frac{dv}{dt} \left(I_e \cdot i_t^2 \cdot \eta_t + \sum I_n \cdot i_n^2 \cdot \eta_n + \sum I_b \right) \quad (2.11)$$

$$F_j = m \frac{dv}{dt} \left[1 + \frac{J}{m \cdot r_b^2} \left(I_e \cdot i_t^2 \cdot \eta_t + \sum I_n \cdot i_n^2 \cdot \eta_n + \sum I_b \right) \right]$$

$$\text{Đặt: } \delta_i = 1 + \frac{J}{m \cdot r_b^2} \left(I_e \cdot i_t^2 \cdot \eta_t + \sum I_n \cdot i_n^2 \cdot \eta_n + \sum I_b \right) = 1 + \frac{I}{m \cdot r_b^2} \quad (2.12)$$

Trong đó I là mô men quán tính tổng cộng của các chi tiết chuyển động quay tính từ động cơ tới bánh xe chủ động.

Do đó lực quán tính tổng cộng của xe sẽ là:

$$F_j = m \frac{dv}{dt} \cdot \delta_i \quad (2.13)$$

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

$$M_j = F_j \cdot r_b = r_b \cdot m \frac{dv}{dt} \cdot \delta_i \quad (2.14)$$

δ_i : Hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay quy dẫn về bánh xe chủ động. Như vậy để xác định được chính xác mô men quán tính của xe phục vụ cho việc tính toán ta phải đi xác định hệ số δ_i .

2.2.2 Xác định δ_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]

$$\delta_i = 1 + \frac{j}{m \cdot r_b^2} \left(I_e \cdot i_t^2 \cdot \eta_t + \sum I_n \cdot i_n^2 \cdot \eta_n + \sum I_b \right) = 1 + \frac{I}{m \cdot r_b^2} \quad (2.15)$$

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: [12]

$$I_e = I_{cgi} + I_{fw} = (m_c + m_{cr}) R_c^2 n_{cyl} + I_{fw} \quad (2.16)$$

Với: I_{cgi} là mô men quán tính của trục khuỷu và các chi tiết gắn trên trục [$kg \cdot m^2$]; I_{fw} là mô men quán tính của bánh đà [$kg \cdot m^2$]; m_c là khối lượng trục khuỷu [kg]; m_{cr} là khối lượng đầu to thanh truyền [kg]; R_c là bán kính quay của trục khuỷu [m]; n_{cyl} – số xi lanh của động cơ.

Mô men quán tính của hộp số I_h được xác định theo công thức [12]

$$I_h = I_I + I_{II} i_a^{-2} + \sum_{k=1}^m I_{zk} i_k^{-2} + I_I i_l^{-2} \quad (2.17)$$

Với: I_I là mô men quán tính của trục sơ cấp của hộp số (trục ly hợp) [$kg \cdot m^2$]; I_{II} là mô men quán tính của trục trung gian [$kg \cdot m^2$]; i_a là tỉ số truyền của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp của hộp số; I_{zk} là mô men quán tính của bánh răng quay tron trên trục thứ cấp [$kg \cdot m^2$]; i_k là tỉ số truyền của hộp số ứng với cặp bánh răng gài số thứ k ; m - số lượng bánh răng quay tron trên trục thứ cấp; I_l là mô men quán tính của bánh răng số lùi, [$kg \cdot m^2$]; i_l là tỉ số truyền của các bánh răng số lùi tính từ trục sơ cấp của

hộp số đến bánh răng số lùi thường xuyên có quan hệ động học với bánh răng trên trục trung gian.

I_b là mô men quán tính của bánh xe bị động [kg.m²]

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 δ_i như sau:[12]

$$\delta_i = 1,04 + 0,025 \cdot i_h^2 \quad (2.18)$$

i_h : Tỷ số truyền của hộp số.

Bảng 2.1: Tính δ_i theo công thức thực nghiệm

Tỷ số truyền	$i_{h1} = 4,452$	$i_{h2} = 2,619$	$i_{h3} = 1,517$	$i_{h4} = 1$	$i_{h5} = 0,895$
δ_i	1,5355	1,2115	1,0975	1,065	1,060

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:

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

$$M_b = r_b \left(m \frac{dv}{dt} \delta_i - f m g \cos \theta - 0,5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 + m g \sin \theta \right) \quad (2.19)$$

Tốc độ góc của bánh xe chủ động:

$$\omega_b = \frac{V_t}{r_b} \quad (2.20)$$

Do bộ truyền lực chính có tỷ số truyền là: $i_0 = 4.3$ nên suy ra mô men và vận tốc góc tác dụng lên trục các đăng khi xe phanh là:

$$M_{cd} = \frac{1}{4.3} r_b \left(m \frac{dv}{dt} \delta_i - f m g \cos \theta - 0.5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 + m g \sin \theta \right) \quad (2.21)$$

$$\omega_{cd} = \frac{1}{4.3} \times \frac{V_t}{r_b}$$

Gọi i_{rbs} là tỷ số truyền từ trục các đăng qua bộ truyền xích, bộ bánh răng hành tinh kép và đến trục máy phát. Khi đó mô men đặt vào trục máy phát là:

$$M_{mp} = i_{rbs} \times \frac{1}{4.3} \times r_b \left(m \frac{dv}{dt} \delta_i - fmg \cos \theta - 0.5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 + mg \sin \theta \right) \quad (2.22)$$

2.3. Thiết lập phương trình toán cho hệ thống.

Phương trình mômen tác dụng lên máy phát là:

$$M_{mp} - M_{ton_hao} = J \frac{d\omega_{mp}}{dt} \quad \omega_{mp} = \frac{1}{J} \left(\int M_{mp} - M_{ton_hao} \right) dt \quad (2.23)$$

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.

$$J = J_{bd} + J_{roto_mp} \quad (2.24)$$

Mô men của máy phát điện chính là mô men đặt vào trục máy phát sau khi đã trừ đi tất cả các tổn hao. Phương trình cân bằng năng lượng của máy phát điện được xác định như sau:

$$P_{truc_mp} - P_{ton_hao} = P_{ra} \quad (2.25)$$

$$M_{mp} \omega_{mp} - P_{ton_hao} = 3E_s I_s \cos \varphi \quad (2.26)$$

$$M_{mp} - \frac{P_{ton_hao}}{\omega_{mp}} = 3E_s I_s \cos \varphi \quad (2.27)$$

Trong đó:

$$M_{mp} = i_{rbs} \times \frac{1}{4.3} \cdot r_b \left(m \frac{dv}{dt} \delta_i - fmg \cos \theta - 0.5 \rho A C_D \cdot V_t^2 + mg \sin \theta \right) \quad (2.28)$$

Suy ra 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:

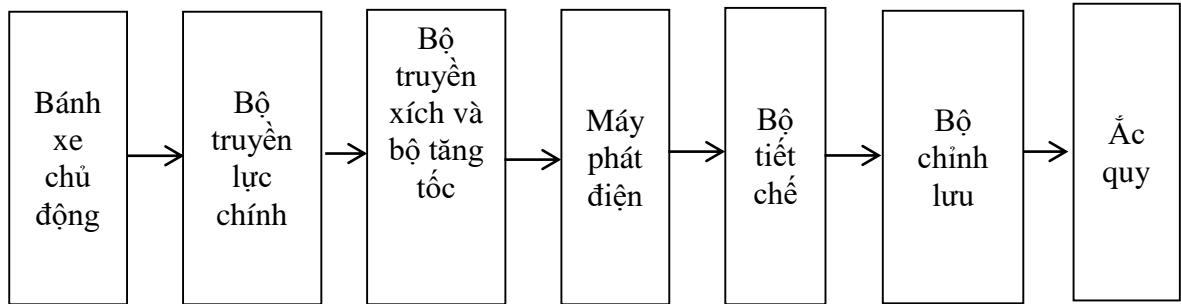
$$\left[i_{rbs} \times \frac{1}{4.3} \times r_b \left(m \frac{dv}{dt} \delta_i - fmg \cos \theta - 0.5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 + mg \sin \theta \right) \right] - \frac{P_{ton_hao}}{\omega_{mp}} = 3E_s I_s \cos \varphi \quad (2.29)$$

Trong đó:

$$E_s = K_M I_s \omega_{mp}$$

i_{rbs} là tỷ số truyền của bộ thu hồi năng lượng. r_b là bán kính bánh xe; δ_i là hệ số khối lượng quay (được xác định theo thực nghiệm); V_t là vận tốc tại thời điểm xảy ra

quá trình phanh tái sinh; $P_{\text{ton_hao}}$ là công suất tổn hao bao gồm cả tổn hao về cơ và về điện; E_s và I_s lần lượt là điện áp và cường độ dòng điện do máy phát phát ra.



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

$$P_{ra} = P_{\text{trục máy phát}} - P_{\text{tổn hao cơ}} - P_{\text{tổn hao máy phát}} - P_{\text{tổn hao bộ biến đổi điện}} \quad (2.30)$$

Tổn hao cơ khí trong máy phát được phân cùng loại với tổn hao cơ khí trong bộ truyền động xích và bộ BRHT. Trong khi đó tổn hao do bộ biến đổi điện được phân cùng loại với tổn hao điện trong máy phát. Các tổn hao này được mô tả trong bảng 2.2.

Bảng 2.2: Công suất tổn hao từ các bộ phận

Tổn hao thuộc về điện	
Tổn hao cuộn dây Stator	$P_{\text{cu,S}} = 3I_s^2 R_s$
Tổn hao cuộn Rotor	$P_{\text{cu,R}} = 3I_f^2 R_f$
Tổn hao do điện áp rơi trên đi-ốt chỉnh lưu	$P_{\text{Rect}} = 3V_d I_s$
Tổn hao do thiết bị công suất của bộ biến đổi điện	$P_{\text{Conv}} = I_{\text{dc}}^2 R_{\text{onD}} + 0.5V_{\text{dc}} I_{\text{dc}} f_S (t_{\text{c(on)}} + t_{\text{c(off)}})$
Tổn hao chổi than	$P_{\text{Brush}} = I_f^2 R_{\text{Brush}}$
Tổn hao thuộc về từ tính	
Tổn hao dòng Eddy	$P_{\text{Eddy}} = K_{\text{Ed}} t^2 \omega_{\text{mp}}^2 B^2$
Tổn hao hiện tượng trễ	$P_{\text{Hyst}} = K_{\text{Hyst}} \omega_{\text{mp}} B^2$

Tổn hao thuộc về cơ khí	
Ma sát ổ bi	$P_{Be} = K_{Be} \omega_{mp}$
Khe hở	$P_{Win} = K_{Win} \omega_{mp}^3$
Xích dẫn động số và bánh răng hành tinh	$P_{Mech,loss} = 0.03 P_{truc_mp}$

Trong đó:

K_{Ed} : Hệ số dòng Eddy

t : Độ dày hay độ dài của đường sức từ trong kim loại

ω_{mp} : Tốc độ máy phát

B : Mật độ từ thông trong mặt cắt ngang

K_{Hyst} : Hệ số tổn hao do hiện tượng trễ

K_{Be} : Hệ số tổn hao ổ bi

K_{Win} : Hệ số tổn hao do khe hở

V_d : Điện áp qua đi-ốt chỉnh lưu

I_s : Dòng điện pha trong cuộn dây stator

f_s : Tần số đóng ngắt

$t_{c(on)} + t_{c(off)}$ = thời gian đóng + thời gian ngắt

Tổn hao do lõi sắt bao gồm tổn hao do lõi của cả stator và rotor. Thục nghiệm được thực hiện bởi Henneberger [13] cho thấy một tỷ lệ tổn hao sắt từ trong rotor thì gấp 2 lần stator. Mật độ từ thông được coi như là hằng số từ khi dòng từ trường ổn định được cung cấp trong quá trình đo. Chiều dài đường sức từ cũng được coi là hằng số.

Bảng 2.3: Tốc độ máy phát điện và các công thức tổn hao

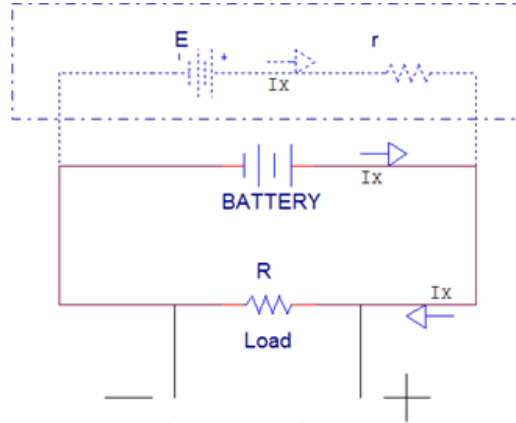
Tốc độ, ω_G (rpm)	Tổn hao sắt (W)
1011	$K_{Ed} (1011^2) + K_{Hyst} (1011) = 21.5$
2612	$K_{Ed} (2612^2) + K_{Hyst} (2612) = 83$
Tốc độ, ω_G (rpm)	Tổn hao cơ khí (W)
1011	$K_{Be} (1011) + K_{Win} (1011^3) = 15.12$
2706	$K_{Be} (2706) + K_{Win} (2706^3) = 52.41$

Các giá trị hằng số được xem trong bảng 2.4

Bảng 2.4: Hằng số hao tổn

K_{Ed}	$6.565e-06 \text{ W/rpm}^2$
K_{Hyst}	$1.463e-02 \text{ W/rpm}$
K_{Be}	$1.424e-02 \text{ W/rpm}$
K_{Win}	$7.002e-10 \text{ W/rpm}^3$

2.4. Tính toán mô hình hóa ắc quy



Hình 2.2: Sơ đồ mô hình hóa ắc quy và các phụ tải

Điện áp sạc vào ắc quy được tính theo công thức [11]

$$P_b = U_c * I_c = U * \frac{E-U}{R} \tag{2.31}$$

Trong đó P_b là công suất sạc, U_c là điện áp sạc, I_c là dòng điện sạc và R là điện trở trong của ắc quy. Theo đó thì U_c , I_c được xác định theo công thức:

$$U_c^2 - E*U + P_b * R = 0 \tag{2.32}$$

$$U_c = \frac{E - \sqrt{E^2 - 4P_b * R}}{2} \tag{2.33}$$

$$I_c = \frac{E - \sqrt{E^2 - 4P_b * R}}{2R} \tag{2.34}$$

Trạng thái sạc của ắc quy được tính theo công thức:

$$SOC = SOC_0 + \frac{\eta_{charge} \int I_c dt}{Q_{total}} \tag{2.35}$$

Trong đó: SOC_0 là giá trị ban đầu của SOC, η_{charge} là hiệu suất sạc và Q_{total} là tổng dung lượng của ắc quy. Để giảm hư hỏng cho ắc quy, công suất sạc cho ắc quy phải được giới hạn. Khi dòng điện sạc đạt cực đại I_{cmax} thì công suất sạc cực đại được tính theo công thức:

$$P_{bmax} = \frac{U_c(U_c - E)}{R} = I_{cmax}^2 \cdot R - I_{cmax} \cdot E \quad (2.36)$$

2.5. Xây dựng mô hình mô phỏng các thông số động lực học của xe

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:

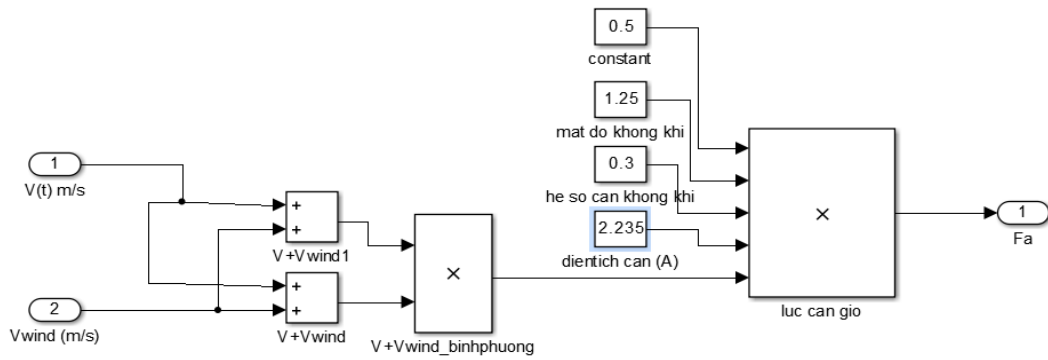
$$\left[i_{rbs} \times \frac{1}{4.3} \times r_b \left(m \frac{dv}{dt} \delta_i - fmg \cos \theta - 0.5 \rho A C_D \cdot V_{(t)}^2 + mg \sin \theta \right) \right] - \frac{P_{ton_hao}}{\omega_{mp}} = 3E_s I_s \cos \varphi \quad (2.37)$$

Các thông số cơ bản của xe phục vụ cho quá trình tính toán và mô phỏng:

Bảng 2.5: Thông số cơ bản của xe Toyota Hiace

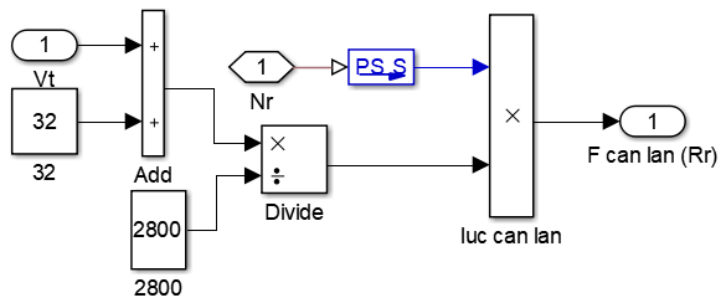
Các thông số cơ bản			Giá trị
Kích thước và trọng lượng chính	Tổng thể	Dài (mm)	4900
		Rộng (mm)	1655
		Cao (mm)	1945
	Chiều dài cơ sở (mm)		2570
	Chiều rộng cơ sở (mm)		1430
	Khoảng sáng gầm (mm)		182
	Trọng lượng bản thân xe (kg)		1905
	Tốc độ tối đa (km/h)		145
Tính năng cơ động	Tốc độ tối đa ở các tay số (km/h)	Số 1	32
		Số 2	54
		Số 3	93
		Số 4	120
		Số 5	145
	Công suất tối đa (kW/rpm)		74/5400
Mômen xoắn cực đại (Nm/rpm)		165/2600	
Tỷ số truyền	Tỷ số truyền ở từng tay số	Số 1	4.452
		Số 2	2.619
		Số 3	1.517
		Số 4	1.000
		Số 5	0,895
		Số lùi	4.472
	Tỷ số truyền bộ truyền lực cuối		4.3

- Diện tích cản chính diện: 2.325 m²
- Bán kính bánh xe: 0.33 m
- Lực cản gió



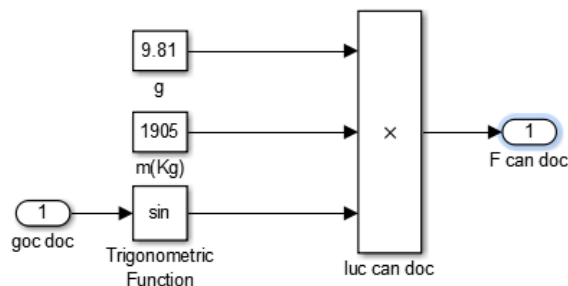
Hình 2.3: Mô hình mô phỏng lực cản gió

- Lực cản lăn



Hình 2.4: Mô hình mô phỏng lực cản lăn

- Lực cản dốc



Hình 2.5: Mô hình mô phỏng lực cản dốc

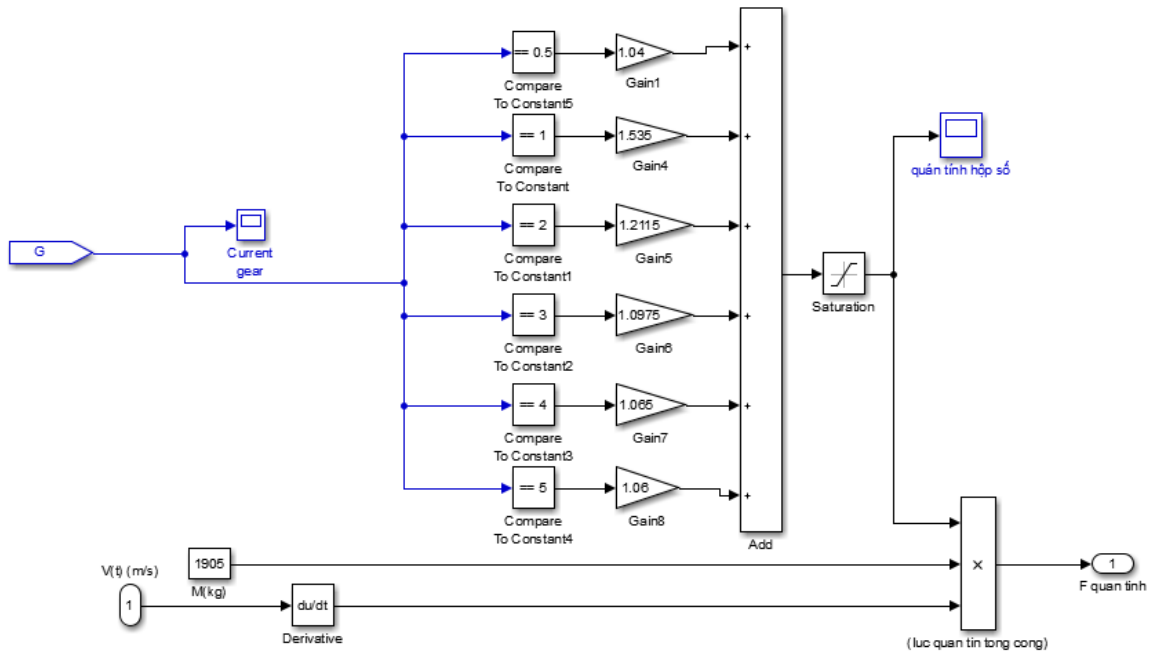
- Lực quán tính

Khi xe chạy trên đường theo chu trình, vận tốc của xe thay đổi tùy theo các tình huống trên đường. Do đó, để đáp ứng được tình trạng lực cản từ mặt đường thì cần thiết phải thay đổi tỷ số truyền của hệ thống truyền lực bằng cách chuyển số. Khi người lái chuyển số, mô men quán tính của các chi tiết chuyển động quay thay đổi dẫn đến hệ số ảnh hưởng của các chi tiết chuyển động quay cũng thay đổi theo, khiến năng lượng thu hồi từ hệ thống cũng thay đổi. Do đó, việc mô phỏng được sự thay

đổi của hệ số δ_i có ý nghĩa rất quan trọng trong việc tính toán năng lượng thu hồi được theo 1 chu trình lái xe.

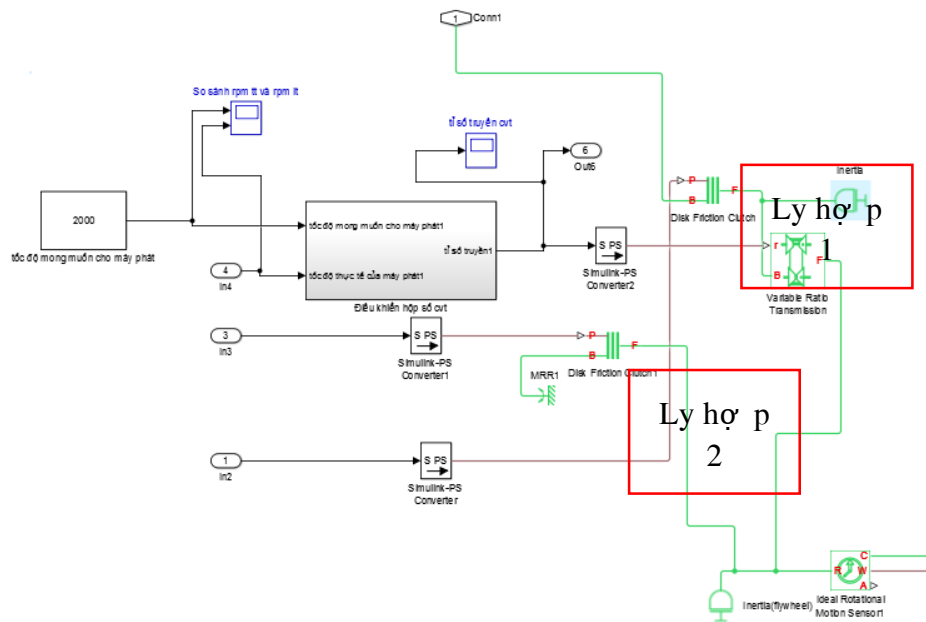
Bảng 2.6: Các giá trị δ_i từng tay số

Tỷ số truyền	$i_{h1}=4,452$	$i_{h2}=2,619$	$i_{h3}=1,517$	$i_{h4}=1$	$i_{h5}=0,895$
δ_i	1,5355	1,2115	1,0975	1,065	1,060



Hình 2.6: Mô hình mô phỏng thay đổi hệ số δ_i ở từng tay số

- Thiết lập mô hình mô phỏng bộ CVT thay đổi tỷ số truyền: Bộ CVT có chức năng thay đổi tỷ số truyền để đưa tốc độ máy phát đạt giới hạn tốc độ hoạt động ổn định của máy phát. Mô hình toán trên hình 2.6 mô phỏng quá trình điều khiển hoạt động bánh đà và máy phát điện mỗi khi quá trình phanh xảy ra.



Hình 2.7: Mô hình mô phỏng bộ CVT

2.6. Tính toán và mô phỏng các giá trị tổn hao

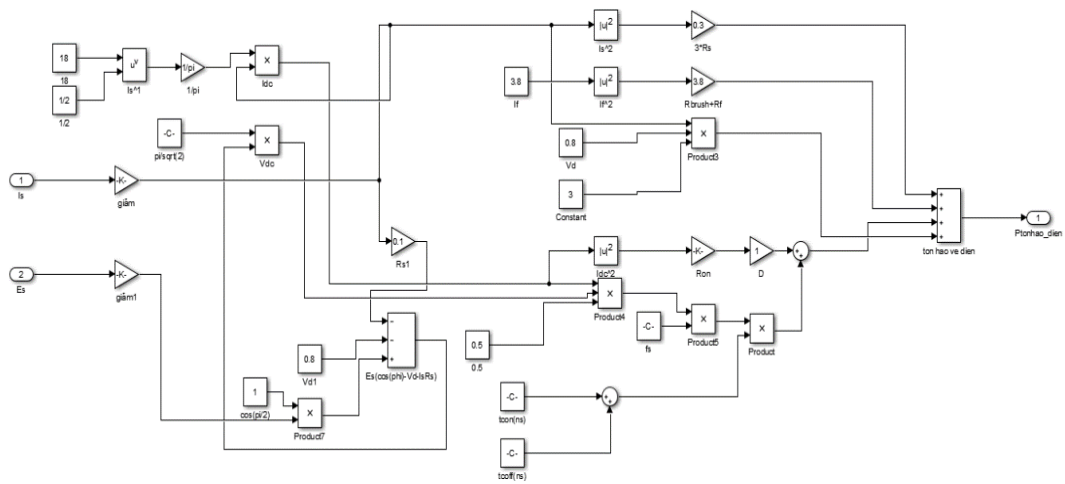
Công suất sử dụng được để phát ra điện được xác định bằng phương trình cân bằng công suất: Công suất đầu ra = Công suất đặt vào trục máy phát – công suất tổn hao cơ của bộ truyền động BRHT - công suất tổn hao máy phát – công suất tổn hao do bộ biến đổi điện

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

Tổn hao cơ khí trong máy phát được phân cùng loại với tổn hao cơ khí trong bộ truyền động xích và bộ BRHT. Trong khi đó tổn hao do bộ biến đổi điện được phân cùng loại với tổn hao điện trong máy phát.

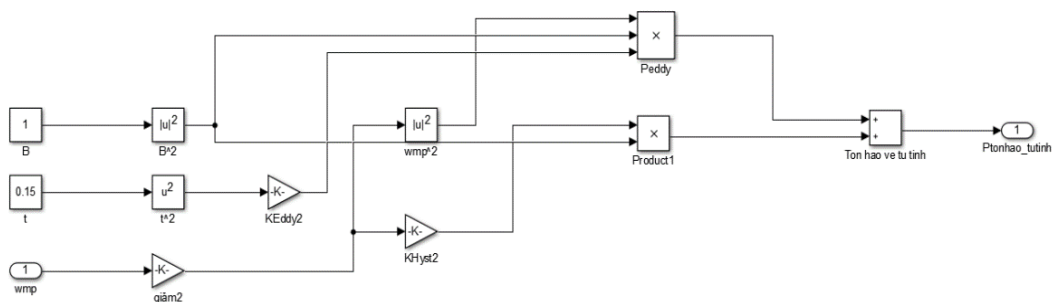
Bảng 2.7: Công suất tổn hao từ các bộ phận [16]

Thuộc về điện	
Tổn hao cuộn dây Stator	$P_{cu,S} = 3I_s^2 R_s$
Tổn hao cuộn Rotor	$P_{cu,R} = 3I_f^2 R_f$
Tổn hao do điện áp rơi trên đi-ốt chỉnh lưu	$P_{Rect} = 3V_d I_s$
Tổn hao do thiết bị công suất của bộ biến đổi điện	$P_{Conv} = I_{dc}^2 R_{on} D + 0.5V_{dc} I_{dc} f_s (t_{c(on)} + t_{c(off)})$
Tổn hao chổi than	$P_{Brush} = I_f^2 R_{Brush}$



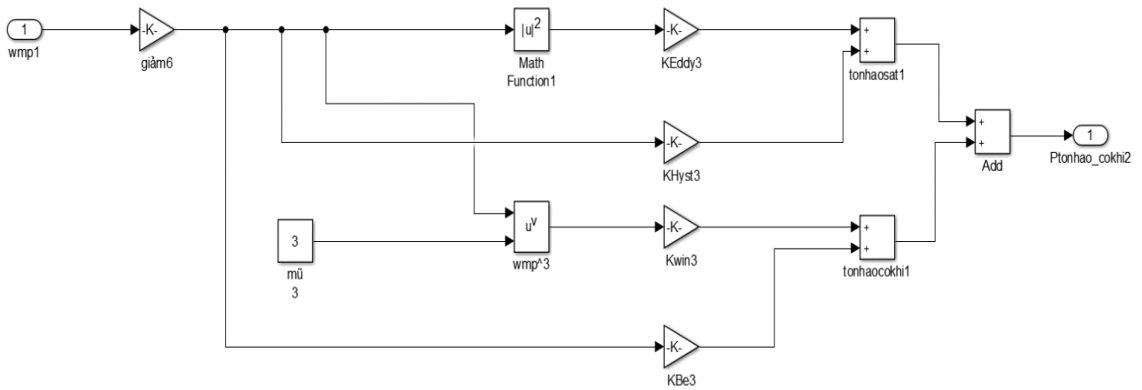
Hình 2.8: Mô hình phỏng tổn hao về điện

Tổn hao liên quan từ tính	
Tổn hao dòng Eddy	$P_{\text{Eddy}} = K_{\text{Ed}} t^2 \omega_{\text{mp}}^2 B^2$
Tổn hao hiện tượng trễ	$P_{\text{Hyst}} = K_{\text{Hyst}} \omega_{\text{mp}} B^2$

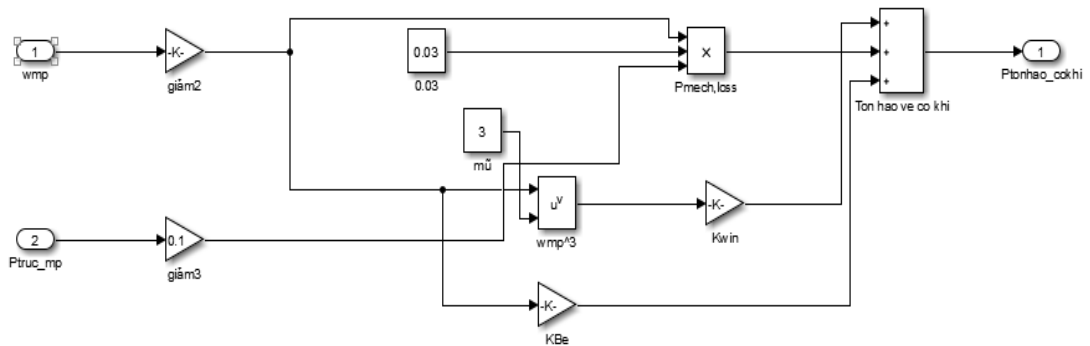


Hình 2.9: Mô phỏng tổn hao về từ tính

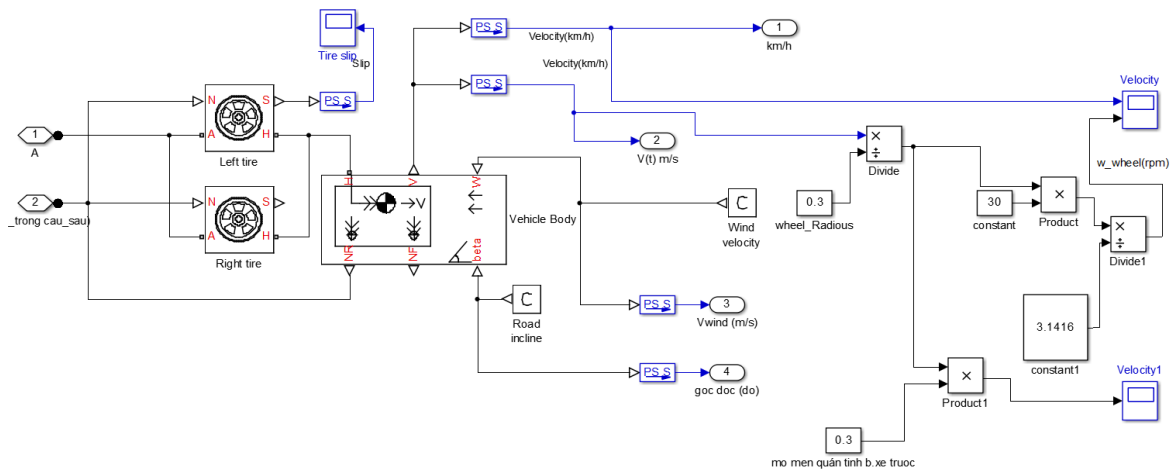
Tổn hao liên quan cơ khí	
Ma sát ổ bi	$P_{\text{Be}} = K_{\text{Be}} \omega_{\text{mp}}$
Khe hở	$P_{\text{Win}} = K_{\text{Win}} \omega_{\text{mp}}^3$
Xích dẫn động số và bánh răng hành tinh	$P_{\text{Mech,loss}} = 0.03 P_{\text{truc_mp}}$



Hình 2.10: Mô phỏng tổn hao về cơ khí của máy phát
Tổn hao về cơ khí của bộ bánh răng hành tinh.

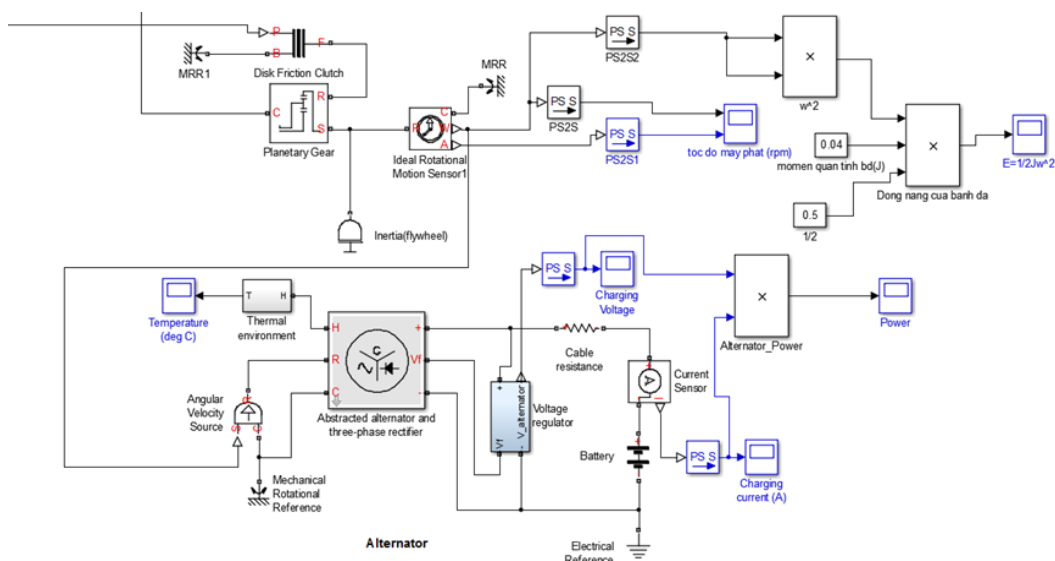


Hình 2.11: Mô hình mô phỏng tổn hao về cơ khí của bộ truyền xích và bánh răng



Hình 2.12: Các thông số động lực học của xe

Sơ đồ mô phỏng cụm thu hồi năng lượng



Hình 2.13: Sơ đồ mô phỏng cụm thu hồi năng lượng

2.7. Xây dựng bộ điều khiển.

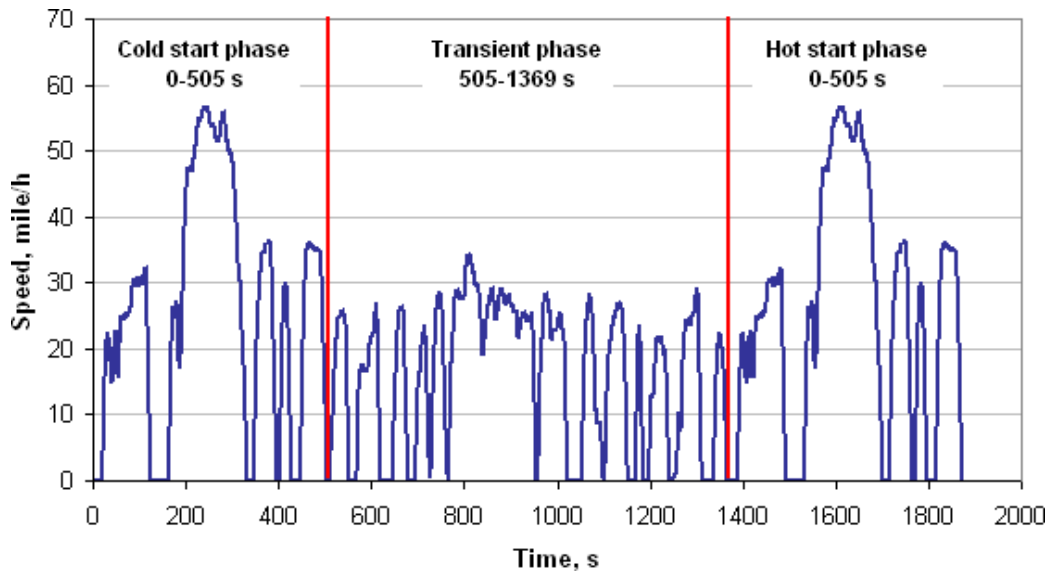
2.7.1 Phân tích các chu trình lái xe được sử dụng trong mô phỏng và tính toán bộ điều khiển

❖ Chu trình FTP – 75

Chu trình FTP-75 là chu trình thử nghiệm xe trong điều kiện thành phố (Urban) của EPA Federal Test Procedure, Mỹ. FTP – 75 Giống với chu trình FTP – 72 nhưng cộng thêm 505 giây. Đặc điểm chu trình là khi bắt đầu thử, động cơ được khởi động ở trạng thái nguội sau một đêm để ở nhiệt độ môi trường (20 °C). Chu trình gồm 3 giai đoạn:

- Giai đoạn 1 (Cold start phase) kéo dài trong 505s, tương ứng với quãng đường 5,78km với tốc độ trung bình 41,2km/h.
- Giai đoạn 2 (Transient phase) kéo dài trong 867s và được bắt đầu sau khi tạm dừng (Hot start phase) hoàn toàn động cơ trong 10 phút .
- Giai đoạn 3 giống như giai đoạn 1 của chu trình trước và được khởi động lại sau khi đã dừng động cơ 10 phút kể từ lúc kết thúc giai đoạn 2.
- Quãng đường di chuyển: 17.77 km
- Khoảng thời gian: 1874s

- Tốc độ trung bình: 34.1 km/h

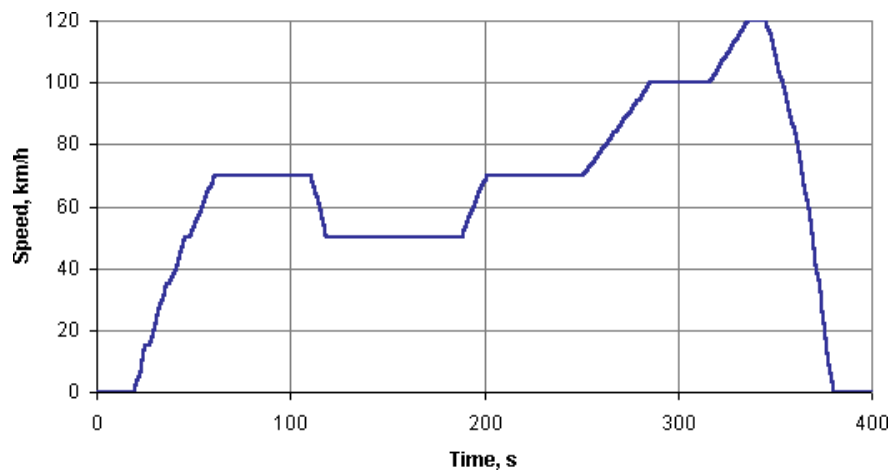


Hình 2.14: Chu trình thử FTP – 75

❖ Chu trình EUDC

Chu trình EUDC là chu trình thử nghiệm thử xe trong điều kiện thành phố của Châu Âu. Được thiết kế linh hoạt hơn và chế độ lái ở tốc độ cao.

- Quãng đường di chuyển: 6.9549 km
- Khoảng thời gian: 400s (6p40s)
- Tốc độ tối đa: 120km/h

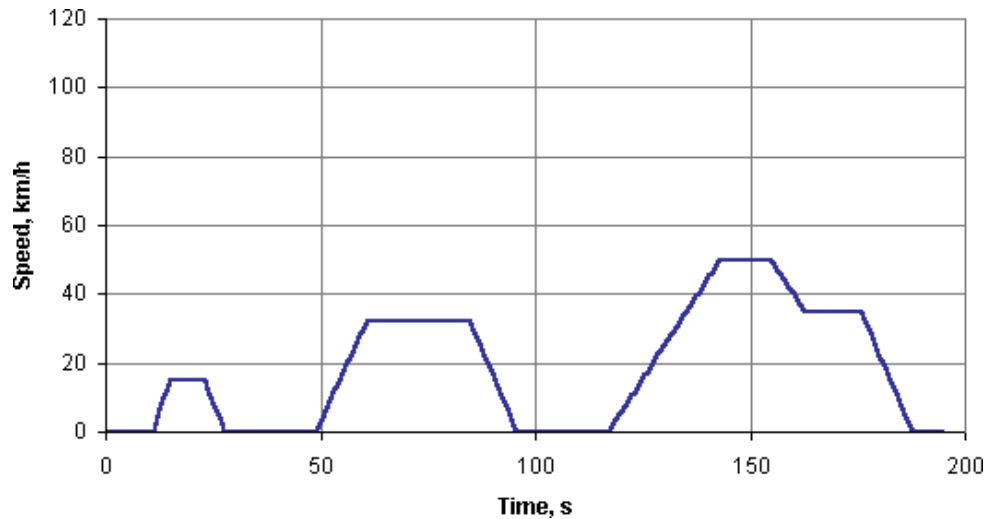


Hình 2.15: Chu trình thử EUDC

❖ Chu trình ECE-R15

Chu trình ECE-R15 là chu trình thử nghiệm trong điều kiện thành phố với điều kiện tải động cơ thấp, nhiệt độ khí thải thấp.

- Quãng đường di chuyển: 0.994 km
- Khoảng thời gian: 195s
- Tốc độ tối đa: 50km/h

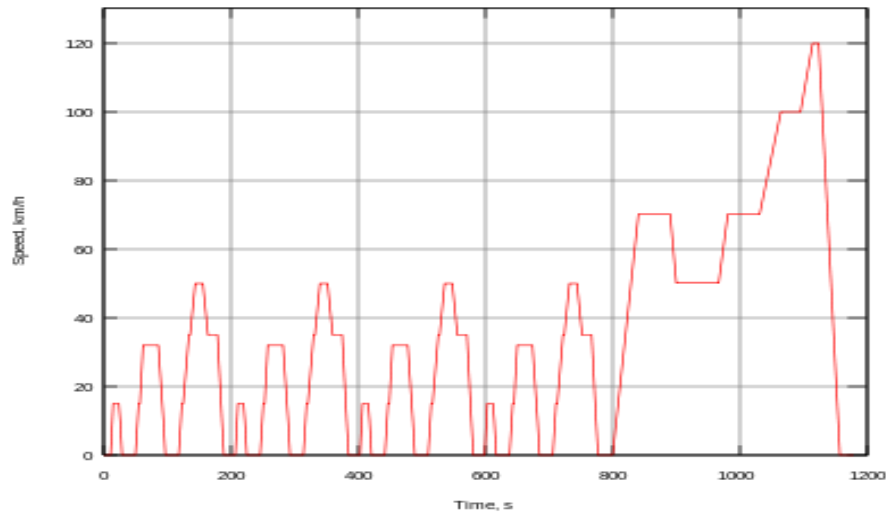


Hình 2.16: Chu trình thử ECE 15

❖ **Chu trình NEDC.**

Chu trình NEDC là chu trình thử nghiệm xe trong điều kiện thành phố. Đặc điểm của chu trình gồm 2 phần:

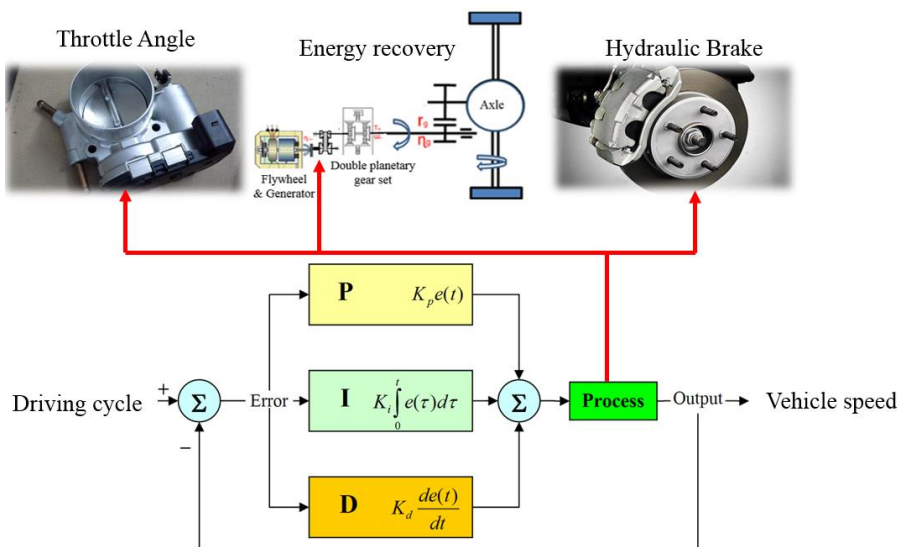
- ECE-R15 lặp lại 4 lần từ 0-780 giây: tốc độ xe thấp, tải thấp và nhiệt độ khí thải thấp.
- EUDC: 781-1180s: tốc độ xe cao
- Quãng đường di chuyển: 10.9314 km
- Khoảng thời gian: 1180s
- Tốc độ tối đa: 120 km/h



Hình 2.17: Chu trình thử NEDC

2.7.2 Thiết kế bộ điều khiển PID cho hệ thống RBS theo các chu trình lái xe

Qua phân tích đặc tính của các chu trình lái xe 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.

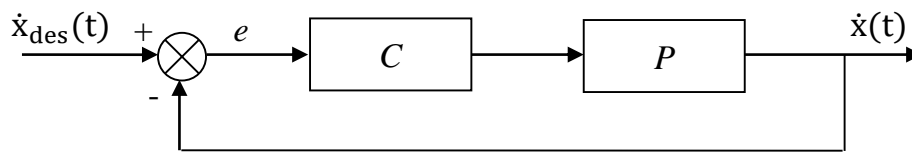


Hình 2.18: Sơ đồ khối mô phỏng hệ thống

❖ Xây dựng bộ điều khiển

Hệ thống RBS được mô phỏng điều khiển tốc độ xe đạt được theo tốc độ mong muốn của chu trình lái xe tiêu chuẩn bằng cách điều chỉnh góc mở cánh bướm ga và hệ thống phanh. Hệ thống được chia làm hai mức điều khiển: mức trên và mức dưới. Bộ điều khiển mức trên xác định gia tốc mong muốn cho xe. Bộ điều khiển mức dưới xác định góc mở cánh bướm ga cần thiết để duy trì gia tốc mong muốn đó. Để tính toán góc mở cánh bướm ga, kỹ thuật điều khiển không tuyến tính liên quan đến động lực học ô tô, động cơ, bản đồ động cơ được sử dụng.

Sơ đồ điều khiển kín được cho như hình bên dưới.



Hình 2.19: Sơ đồ điều khiển kín

Trong đó $\dot{x}_{des}(t)$ là tốc độ xe được cài đặt trước, $\dot{x}(t)$ là vận tốc thực tế của xe. e là sai số giữa tốc độ cài đặt và tốc độ thực tế. Bộ điều khiển C dựa vào giá trị này để xuất tín hiệu điều khiển ô tô P .

Hàm truyền của ô tô là:

$$P(s) = \frac{1}{s(\tau s + 1)} \quad (2.38)$$

Trong đó $\tau = 0.5$.

Bộ điều khiển PID bao gồm khâu P (Proportional), I (Integral) và D (Derivative).

Khâu tỷ lệ P sinh ra tín hiệu đầu ra tỷ lệ thuận với sai số. Khâu tích phân I sinh ra tín hiệu đầu ra bằng cách cộng dồn tất cả những sai số trước đó và nhân cho hệ số điều chỉnh. Ý tưởng của khâu tích phân là việc điều khiển không chỉ phụ thuộc vào độ lớn của sai số hiện tại mà còn dựa vào sai số trong khoảng thời gian trước đó, giúp cho việc điều khiển nhanh chóng đạt được như mong muốn.

Khâu vi phân D sinh ra tín hiệu đầu ra phụ thuộc vào tốc độ biến thiên của sai số. Khi sai số hiện tại lớn hơn sai số trước đó, có nghĩa là sai số có xu hướng tăng lên. Khâu vi phân đóng góp thêm một hiệu chỉnh nhằm dự đoán biến thiên sai số.

Hàm truyền của bộ điều khiển PID:

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad (2.39)$$

Trong đó K_P , K_I , K_D là các hệ số cần phải thay đổi tùy thuộc vào hệ thống để cho được kết quả tốt nhất.

- Hàm truyền hệ thống hệ thống RBS

$$G_{PID(z)} = K_P + K_I T_S \frac{1}{z-1} + K_D \frac{1}{T_S} \frac{z-1}{z} \quad (2.40)$$

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

- Hàm truyền của bướm ga:

$$G(z) = \frac{0,054}{z-0,946} \quad (2.41)$$

- Hàm truyền mạch chính:

$$G_{h(z)} = G_{PID(z)} \cdot G(z) \quad (2.42)$$

$$\begin{aligned} G_{PID(z)} &= \frac{K_P \cdot (z-1) \cdot z \cdot T_S + K_I \cdot T_S^2 \cdot z + K_D \cdot (z-1)^2}{T_S \cdot z \cdot (z-1)} \\ &= \frac{K_P \cdot T_S \cdot (z^2 - z) + K_I \cdot T_S^2 \cdot z + K_D \cdot z^2 - 2K_D \cdot z + K_D}{T_S \cdot z \cdot (z-1)} \\ &= \frac{z^2 \cdot (K_P \cdot T_S + K_D) + z \cdot (K_P T_S - K_I \cdot T_S^2 + 2 \cdot K_D) + K_D}{T_S \cdot z \cdot (z-1)} \\ &= \frac{4,1014 \cdot 10^{-3} \cdot z^2 - 4,089713 \cdot 10^{-3} \cdot z}{0,01z^2 - 0,01z} \\ &= \frac{4,1014 \cdot 10^{-3} \cdot z - 4,089713 \cdot 10^{-3}}{0,01z - 0,01} \\ \Rightarrow G_{h(z)} &= \frac{4,1014 \cdot 10^{-3} \cdot z - 4,089713 \cdot 10^{-3}}{0,01z - 0,01} \cdot \frac{0,054}{z - 0,946} \\ &= \frac{2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}}{(z - 0,946) \cdot (0,01z - 0,01)} \end{aligned}$$

- Hàm truyền hệ thống:

$$G_K(z) = \frac{Y(z)}{R(z)} = \frac{G_{PID(z)} \cdot G(z)}{1 + G_{PID(z)} \cdot G(z)} = \frac{G_{h(z)}}{1 + G_{h(z)}} \quad (2.43)$$

Ta có:

$$\frac{A/B}{1 + A/B} = \frac{A/B}{\frac{A+B}{b}} = \frac{AB}{B(A+B)} = \frac{A}{A+B} \quad (2.44)$$

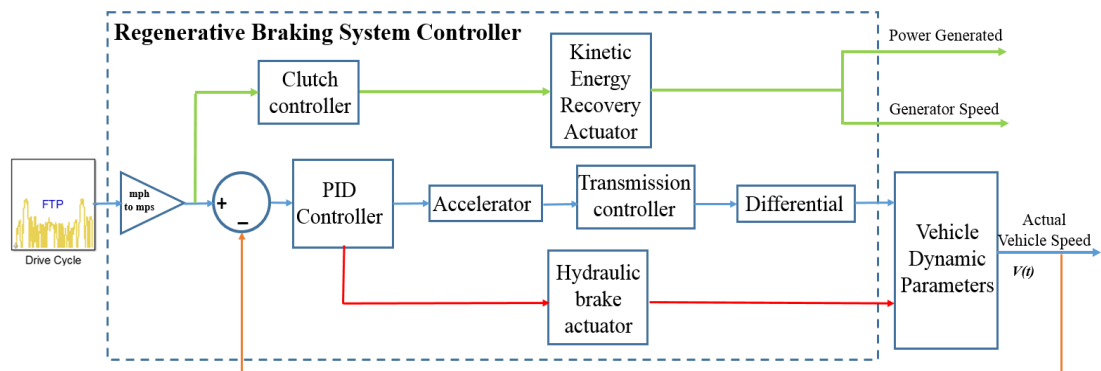
Áp dụng cho:

$$G_k(z) = \frac{G_h(z)}{1+G_h(z)} \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} G_k(z) &= \frac{2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}}{(2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}) + (z - 0,946) \cdot (0,01z - 0,01)} \\ &= \frac{2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}}{(2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}) + 0,01z^2 - 0,01946z + 9,46 \cdot 10^{-3}} \\ &= \frac{2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}}{0,01z^2 - 0,019z + 9,2392 \cdot 10^{-3}} \end{aligned}$$

- Vậy hàm truyền của cả hệ thống điều khiển bướm ga là:

$$G_k(z) = \frac{2,21475610^{-4} \cdot z - 2,20844502 \cdot 10^{-4}}{0,01z^2 - 0,019z + 9,2392 \cdot 10^{-3}}$$

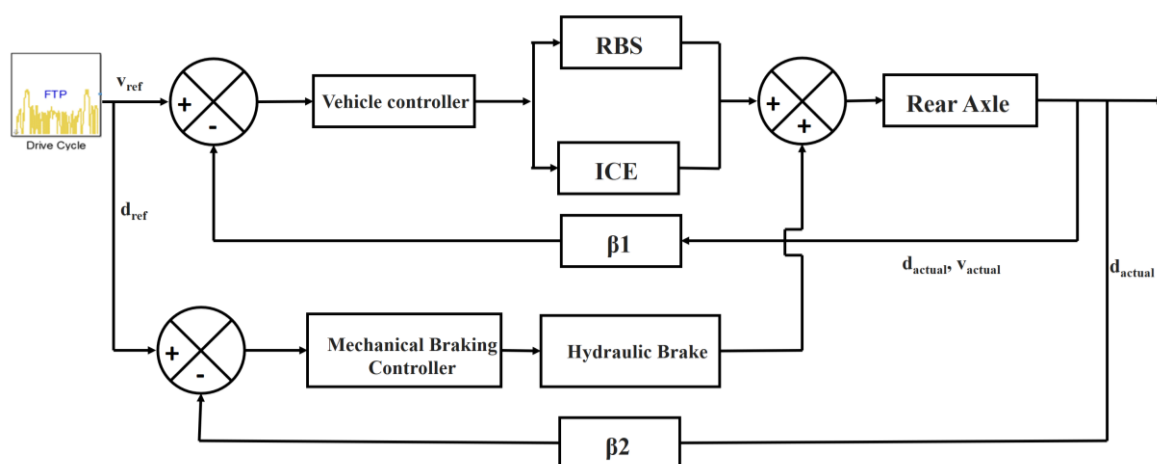


Hình 2.20 : Sơ đồ khối hệ thống điều khiển mô hình mô phỏng

Khi bắt đầu quá trình mô phỏng, tốc độ xe theo chu trình mô phỏng được khởi tạo. Bộ điều khiển xe (Vehicle controller) sẽ điều khiển tốc độ xe thông qua việc tác động ga và phanh. Để nhận biết được quá trình giảm tốc của xe, vận tốc thực tế của xe được cập nhật một cách liên tục thông qua cảm biến tốc độ xe. Trong chu trình thử nghiệm, mỗi khi quá trình giảm tốc xảy ra bộ điều khiển sẽ tác động vào bộ thu hồi năng lượng (RBS), điều khiển công suất động cơ và điều khiển hệ thống phanh thủy lực để đảm bảo vận tốc thực tế của xe bám sát với vận tốc của chu trình lái xe tiêu chuẩn. Như vậy, để thực hiện mô phỏng điều khiển được hệ thống thu hồi năng lượng các tín hiệu đầu vào bao gồm chu trình lái xe tiêu chuẩn (vận tốc và gia tốc của xe)

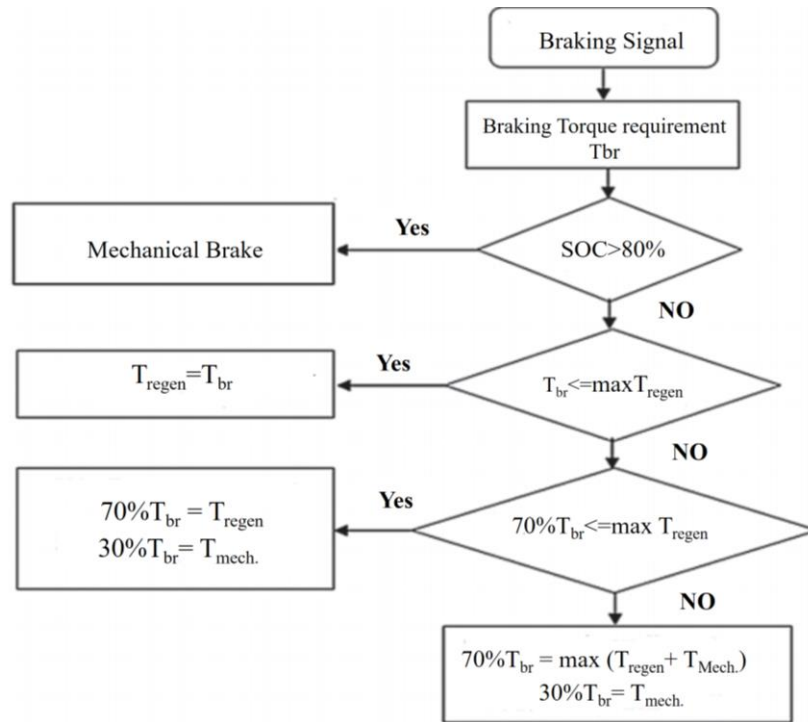
được điều khiển thông qua bàn đạp ga. Dựa trên tín hiệu vận tốc và gia tốc đo được bộ điều khiển được thiết kế sẽ tác động vào hệ thống thu hồi năng lượng trước, sau đó sẽ tác động đến bướm ga và hệ thống phanh thủy lực. Khi hệ thống thu hồi năng lượng được kích hoạt, bộ điều khiển sẽ điều khiển sự thay đổi tỷ số truyền của bộ CVT để duy trì tốc độ máy phát trong dải hoạt động với hiệu suất cao nhất. Dòng điện và điện áp phát ra được thu thập để từ đó tính toán công suất và năng lượng thu hồi được trên toàn bộ chu trình.

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 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 β_1 , đồng thời tăng giá trị β_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

Hệ thống điều khiển phân phối lực phanh được trình bày trong hình 2.22, mô phỏng được thực hiện với n lần lặp với một bước thời gian. Ở lần lặp thứ i, E_{regen} và J là:

$$E_{regen}(i) = I_p(i) \cdot V_p(i) \cdot dt \quad (2.46)$$

$$J_i = \frac{d(i) - d(i-1)}{dt} \quad (2.47)$$

$$E_{regen} = \sum_{i=0}^n E_{regen}(i) \quad (2.48)$$

$$T_{dec} = ndt \quad (2.49)$$

$$J_{Total} = \sum_{i=1}^n J_i \quad (2.50)$$

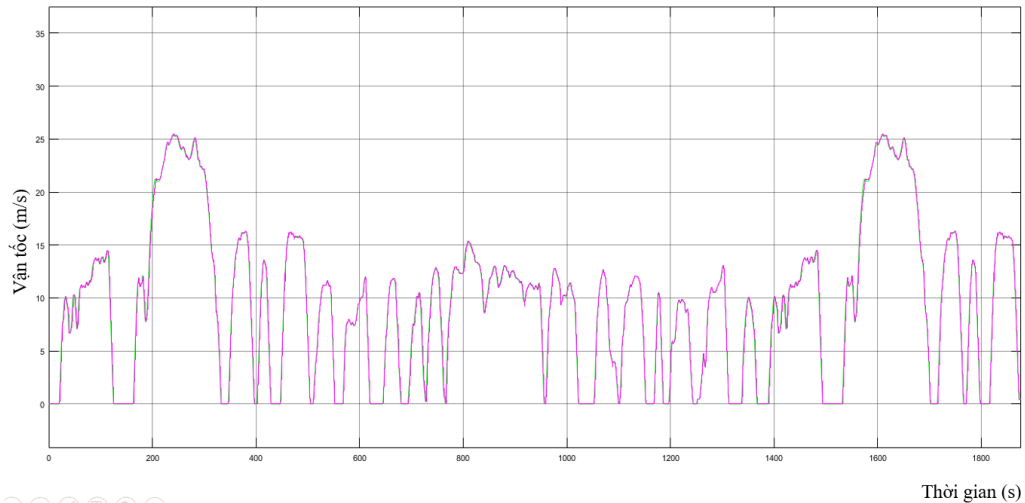
2.8. Các kết quả mô phỏng và tính toán năng lượng thu hồi

Mô hình mô phỏng được thực hiện với bốn chu trình lái xe FTP-75, NEDC, ECE-R15 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 thể hiện thông qua các thông số: Vận tốc thực tế của xe, tốc độ của máy phát trong hệ thống RBS mỗi khi quá trình thu hồi năng lượng xảy ra; công suất của máy phát phát

ra trên toán bộ chu trình thử nghiệm. Từ các thông số đó năng lượng thu hồi được tính toán trên mỗi chu trình lái xe.

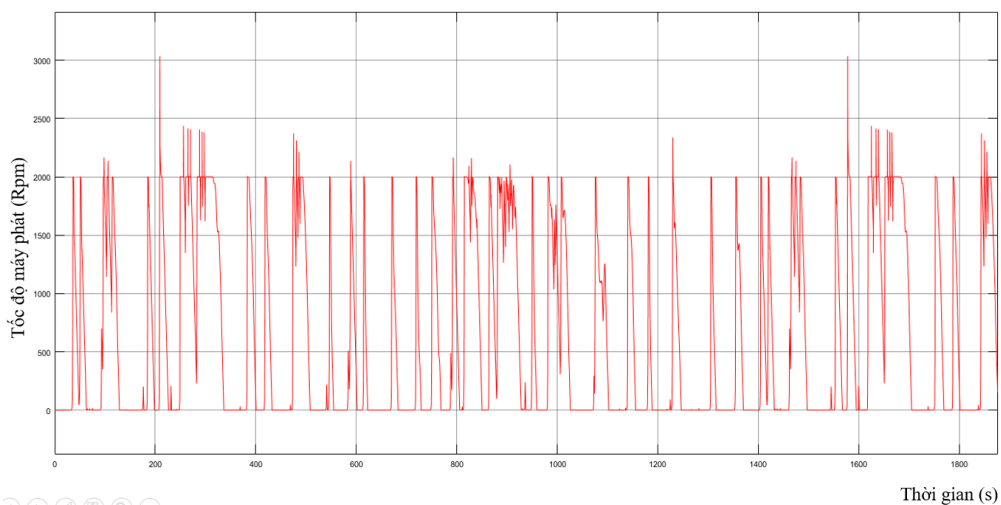
Kết quả mô phỏng đối với Chu trình FTP-75

- Tốc độ xe



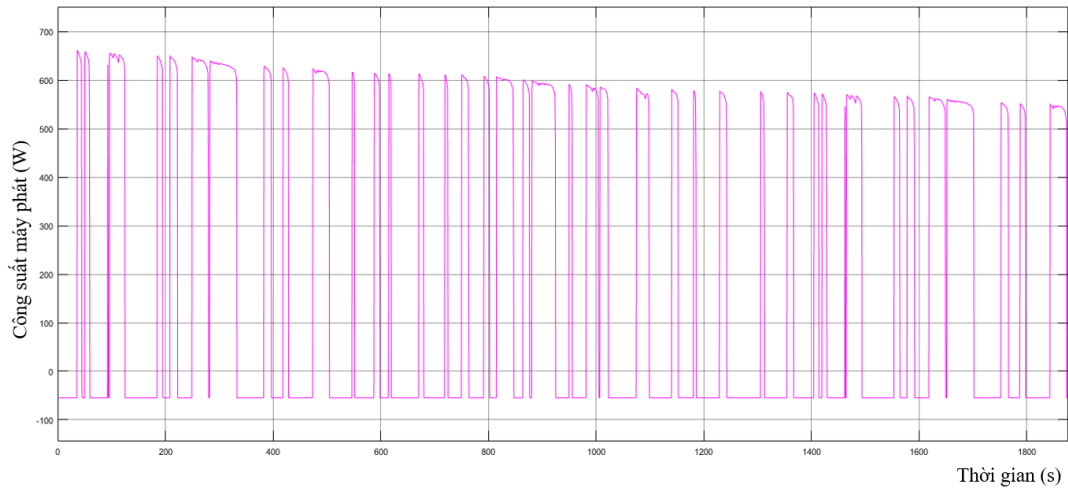
Hình 2.23: Tốc độ xe so với chu trình chuẩn FTP-75 sau khi điều khiển bằng PID

- Tốc độ của máy phát khi quá trình thu hồi năng lượng xảy ra.



Hình 2.24: Kết quả tốc độ máy phát khi mô phỏng theo chu trình FTP-75

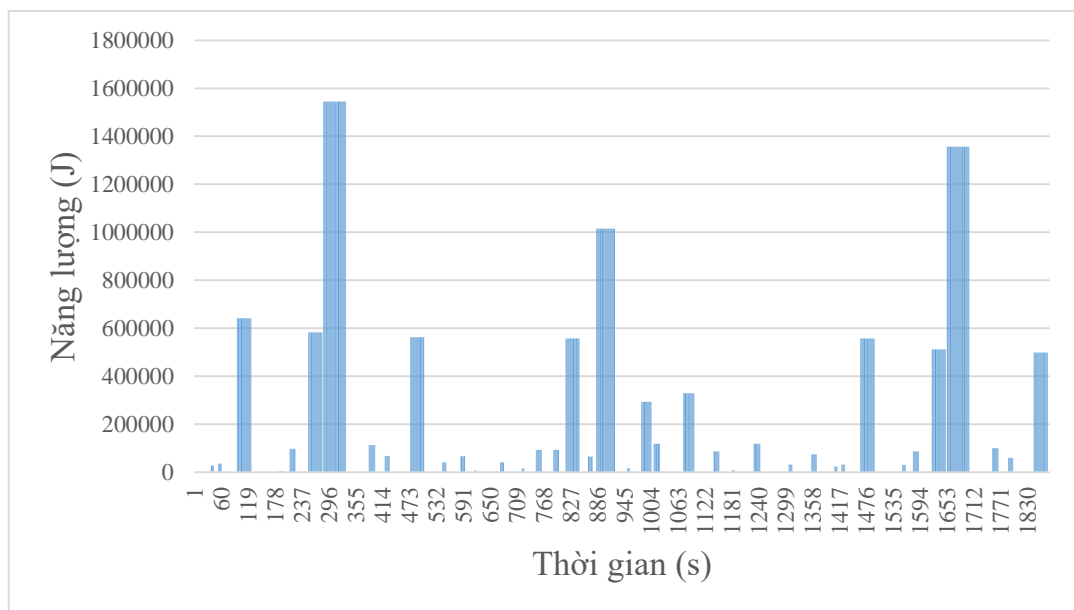
- Công suất máy phát điện



Hình 2.25: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình FTP-75

Dựa trên kết quả mô phỏng trên toàn bộ chu trình lái xe, năng lượng thu hồi được mỗi khi xe giảm tốc được tính toán. Từ kết quả đường cong công suất ta sẽ tính được năng lượng tái tạo khi phanh của xe trong khoảng thời gian bộ thu hồi năng lượng tái tạo hoạt động.

$$E = \int_{t_0}^{t_n} P(t)dt \quad (2.51)$$

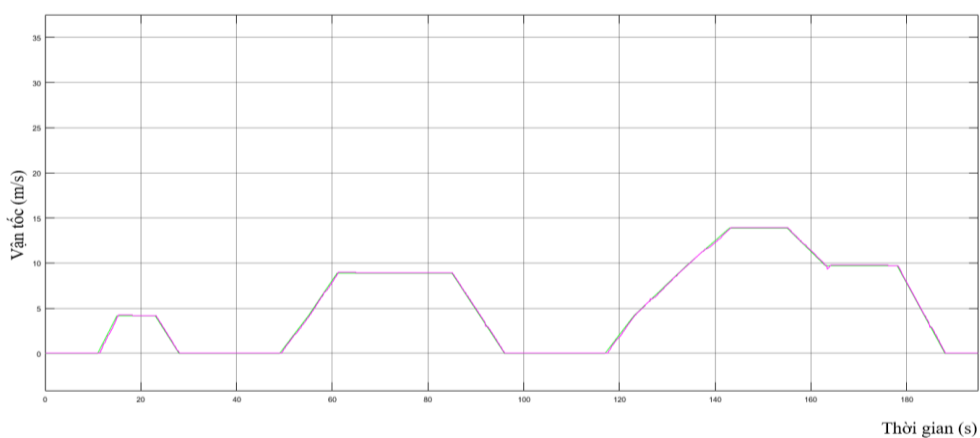


Hình 2.26: Năng lượng thu được trên toàn chu trình FTP-75

Tổng năng lượng trên toàn chu trình là: $\sum E = 18038407.85 \text{ (J)}$ với tổng thời gian toàn bộ chu trình là 3748(s) trong đó thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động là 1145(s)

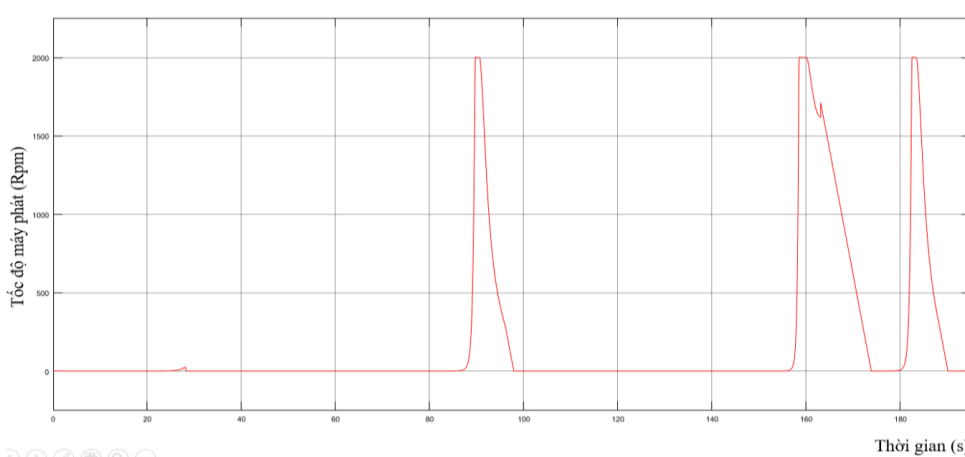
Kết quả mô phỏng đối với Chu trình ECE-R15

- Tốc độ xe



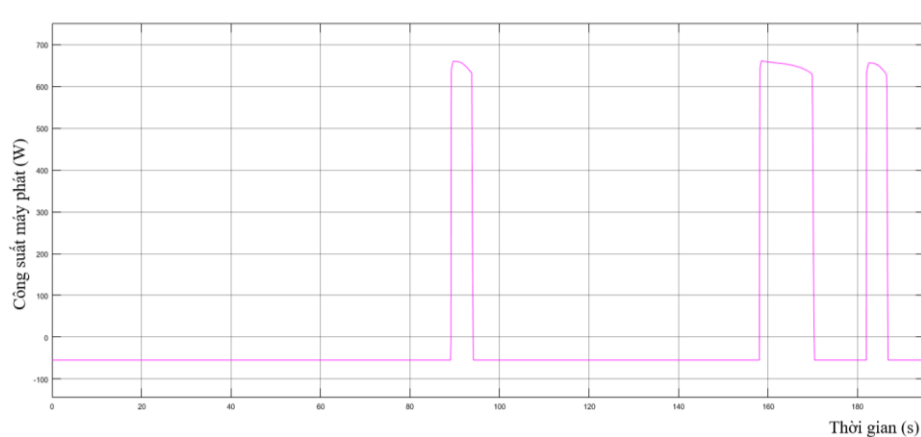
Hình 2.27: Tốc độ xe theo chu trình chuẩn ECE-R15 sau khi điều khiển bằng PID

- Tốc độ của máy phát khi quá trình thu hồi năng lượng xảy ra.

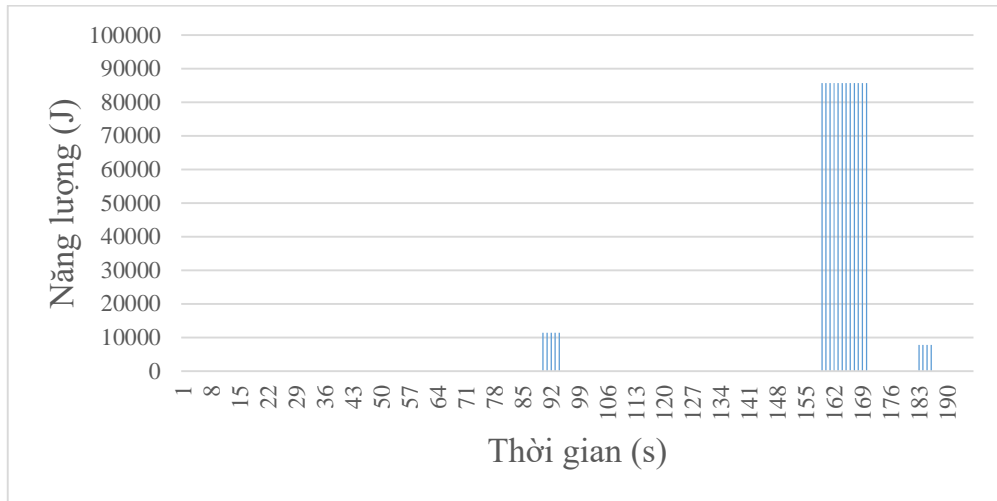


Hình 2.28: Kết quả tốc độ máy phát khi mô phỏng theo chu trình ECE-R15

- Công suất máy phát điện



Hình 2.29: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình ECE-R15

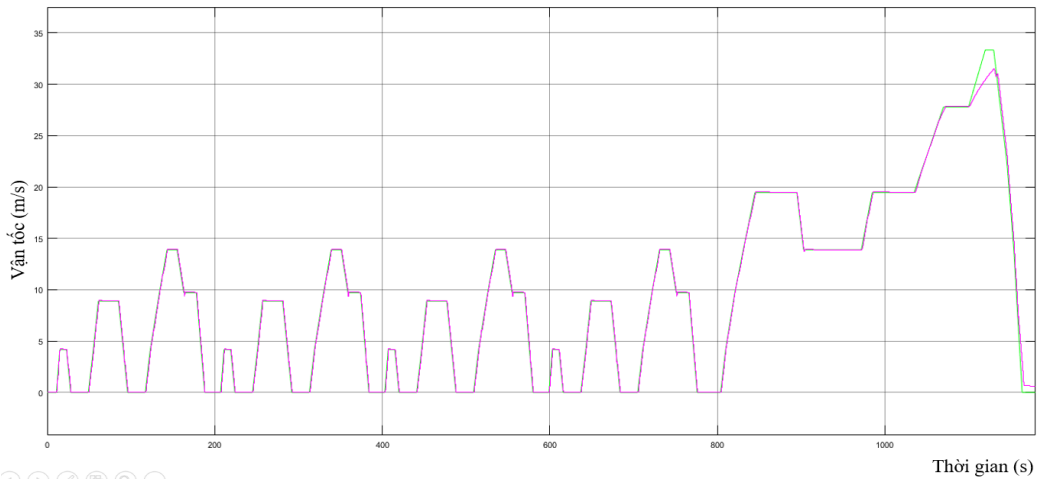


Hình 2.30: Năng lượng thu được trên toàn chu trình ECE-R15

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình ECE 15 là: $\sum E = 209022.28 \text{ (J)}$ với tổng thời gian toàn bộ chu trình là 195 (s) trong đó thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động là 36(s)

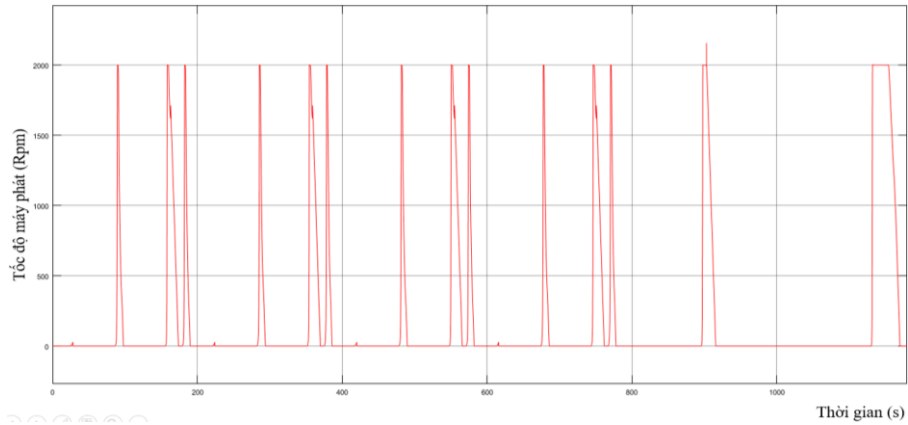
Kết quả mô phỏng đối với Chu trình NEDC

- Tốc độ xe



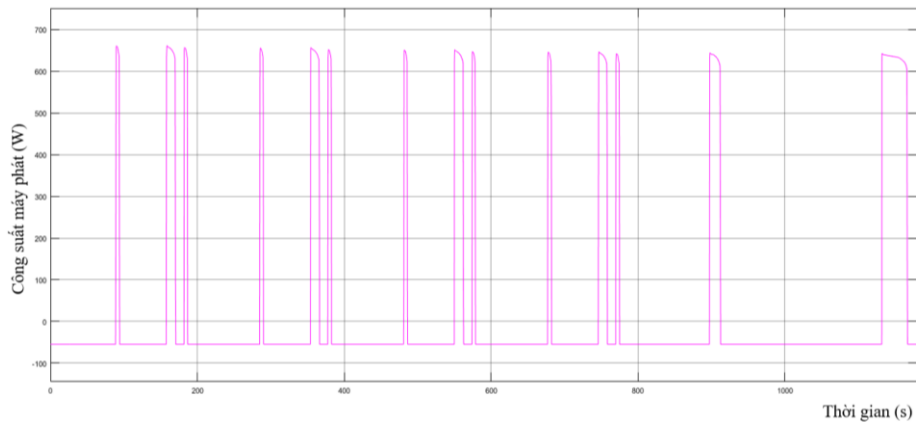
Hình 2.31: Tốc độ xe so với chu trình chuẩn NEDC sau khi điều khiển bằng PID

- Tốc độ của máy phát khi quá trình thu hồi năng lượng xảy ra.

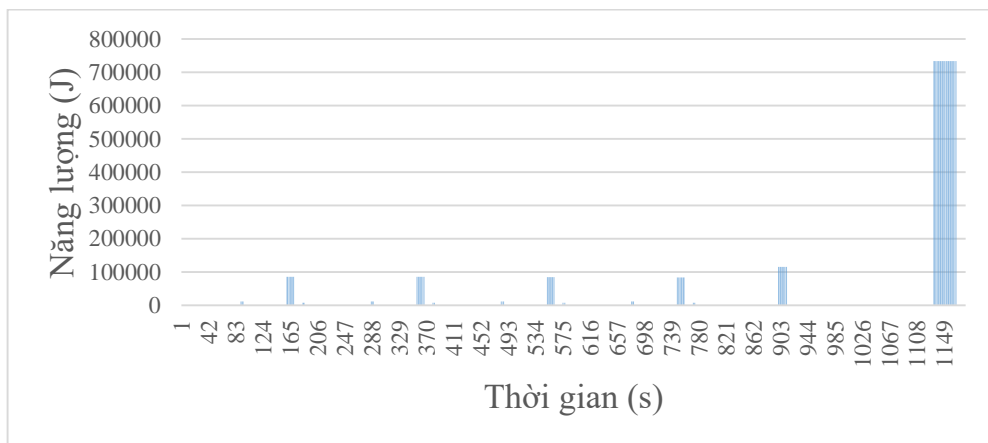


Hình 2.32: Kết quả tốc độ máy phát sau khi mô phỏng theo chu trình NEDC

- Công suất máy phát điện



Hình 2.33: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình NEDC

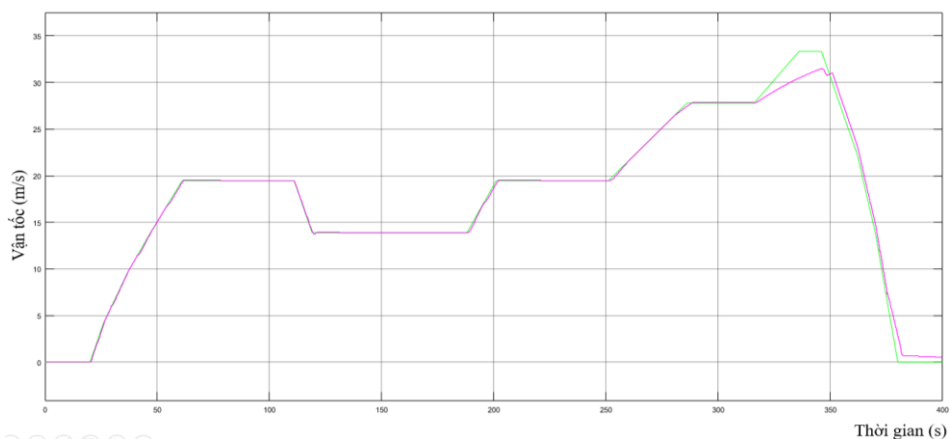


Hình 2.34: Năng lượng thu được trên toàn chu trình NEDC

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình NEDC là: $\sum E = 2478085.01(J)$ với tổng thời gian toàn bộ chu trình là 1180 (s) trong đó thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động là 238 (s)

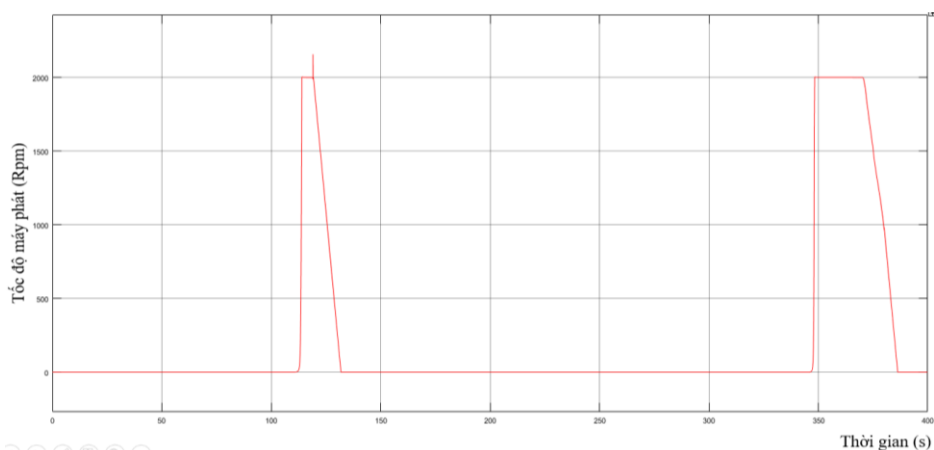
Kết quả mô phỏng đối với Chu trình EUDC

- Tốc độ xe



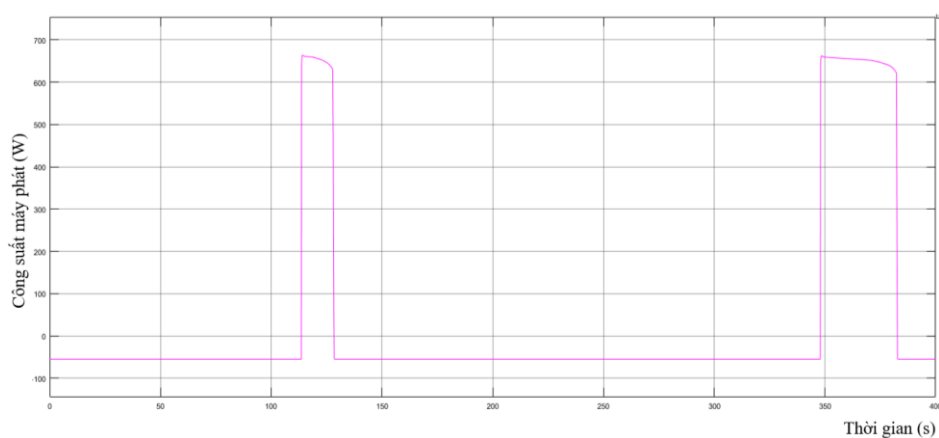
Hình 2.35: Tốc độ xe so với chu trình chuẩn EUDC sau khi điều khiển bằng PID

- Tốc độ của máy phát khi quá trình thu hồi năng lượng xảy ra.

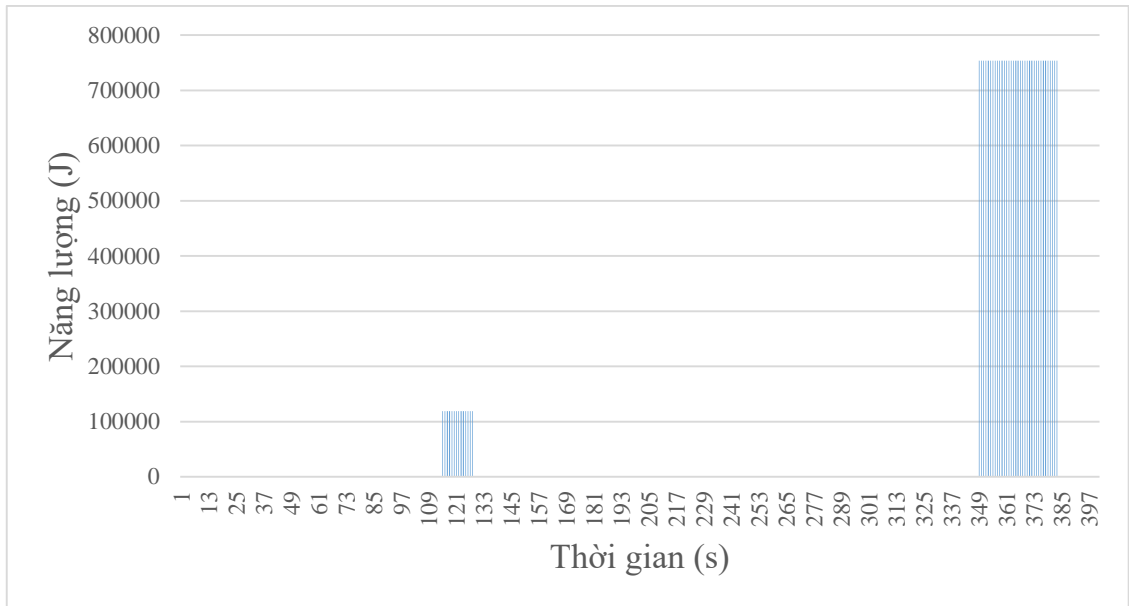


Hình 2.36: Kết quả tốc độ máy phát sau khi mô phỏng theo chu trình EUDC

- Công suất máy phát điện

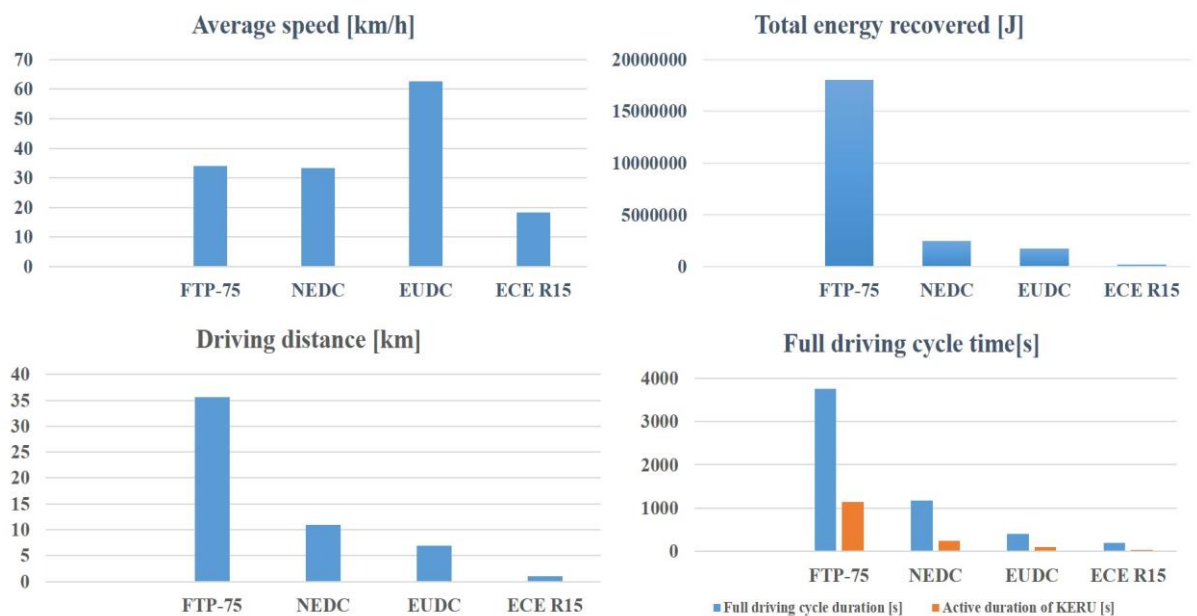


Hình 2.37: Công suất máy phát điện khi mô phỏng theo chu trình EUDC



Hình 2.38: Năng lượng thu được trên toàn chu trình EUDC

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình EUDC là: $\sum E = 1745521.455$ (J) với tổng thời gian toàn bộ chu trình là 400(s) trong đó thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động là 94(s)



Hình 2.39: Biểu đồ so sánh kết quả mô phỏng giữa các chu trình

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
ECE15	0,9941	195	36	18,5%	18,35	209022,28

Nhận xét: Kết quả mô phỏng cho thấy: chu trình FTP-75 năng lượng thu hồi được nhiều là do quãng đường thử nghiệm lớn, sự giảm tốc diễn ra nhiều (do xe hoạt động trong nội thành) 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 lớn (34,1km/h). Đối với chu trình EUDC, mặc dù thời gian và quãng đường của chu trình thử nghiệm không lớn, xe được chạy thử nghiệm ở vận tốc trung bình tương đối cao (62,59km/h) nên năng lượng thu được cũng tương đối lớn. Như vậy, lượng năng lượng thu hồi được nhiều hay ít 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

Các kết quả mô phỏng và các nhận xét trong chương 2 cho thấy năng lượng thu hồi được phụ thuộc rất lớn vào khoảng thời gian bộ thu hồi năng lượng hoạt động. Nhằm tối ưu hóa năng lượng thu hồi, trong chương này sẽ đi sâu phân tích các yếu tố ảnh hưởng tới hiệu quả của việc thu hồi năng lượng khi phanh trong đó chiến lược điều khiển phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh cơ khí đóng vai trò hết sức quan trọng. Việc điều khiển phân phối lực phanh để đạt được hiệu quả thu hồi năng lượng phanh cao mà vẫn đảm bảo được sự ổn định khi phanh là bài toán cần giải quyết. Do đó, các thuật toán tối ưu hóa điều khiển phân phối lực phanh sẽ được nghiên cứu và lựa chọn thuật toán phù hợp đóng vai trò hết sức quan trọng vào việc nâng cao hiệu quả phanh tái sinh của hệ thống.

3.1 Tổng quan về các hướng nghiên cứu nhằm tăng hiệu quả thu hồi năng lượng khi phanh.

Theo phân tích các tài liệu tham khảo, hiện tại các hướng nghiên cứu về thu hồi năng lượng khi phanh dù đối tượng nghiên cứu là xe điện EV, xe lai HEV hay xe truyền thống thì đều tập trung vào các hướng nghiên cứu như:

- Tối ưu hóa kỹ thuật điều khiển hệ thống phanh tái sinh.
- Tăng hiệu suất thu hồi năng lượng và hiệu suất tích lũy năng lượng của ắc quy
- Tối ưu hóa việc sử dụng năng lượng và không gian sử dụng của ắc quy

3.1.1 Tối ưu hóa kỹ thuật điều khiển hệ thống phanh tái sinh.

Các nghiên cứu về kỹ thuật điều khiển hệ thống phanh tái sinh được dựa trên sự bố trí các bộ phận cần thiết trong hệ thống phanh tái sinh. Cheng-Kuo Sung [10] đã thử nghiệm trên lắp thêm các bộ giảm chấn trong xy lanh chính dẫn đến kết quả làm giảm các dao động của dòng dầu trên xy lanh chính làm tăng hiệu quả phanh tái sinh. Nghiên cứu của Kai Lai [9] cho thấy ảnh hưởng của độ dốc đến sự tiêu hao năng

lượng điện của xe điện bằng việc kết hợp công nghệ GPS để thu thập thông tin về tình trạng đường để từ đó điều khiển phanh tái sinh. Kết quả nghiên cứu cho thấy có thể cải thiện 5% đến 8% về suất tiêu hao năng lượng. Nghiên cứu của Jiaseng Ruan [26] tập trung vào nghiên cứu thử nghiệm sự phân phối lực phanh giữa cầu trước và cầu sau trong hệ thống phanh tái sinh nhằm đảm bảo các điều kiện an toàn khi phanh. Ricardo Maia [27] nghiên cứu mô hình điều khiển hệ thống phanh tái sinh bằng logic mờ để điều khiển hệ thống phanh tái sinh cho xe điện. Nghiên cứu này đã đề xuất một phương pháp điều khiển hệ thống bằng lô gíc mờ chuyên biệt có thể học được các mô hình RBS đặc biệt cho xe điện. Priya Sharma [28] trong nghiên cứu của mình đã mô tả ba công nghệ có thể thích ứng với mục tiêu không chỉ giảm giá thành hoạt động mà còn cải thiện sự gây ô nhiễm môi trường của phương tiện giao thông. Ba công nghệ đó là bánh đà tích trữ năng lượng, siêu tụ và ắc quy lưu điện. M.Boisvert [29] đã nghiên cứu thực nghiệm và chỉ ra quy luật điều khiển tối ưu và sự ảnh hưởng của các thông số như khối lượng xe, độ dốc của mặt đường và loại đường đến sự thu hồi năng lượng khi phanh. Trong nghiên cứu đó, một thuật toán tương ứng được thực hiện để điều khiển mô hình mô phỏng. Zhang Junzhi [30] đã thực nghiệm các kỹ thuật điều khiển mới nhằm cải thiện hiệu quả thu hồi năng lượng so với các kỹ thuật điều khiển cơ bản. Các nghiên cứu này tập trung vào mô phỏng thử nghiệm trong MATLAB / SIMULINK và nâng cao hiệu quả phanh, trên cơ sở đó tác giả đã phát triển một bộ điều khiển hệ thống phanh tái sinh theo thời gian thực.

3.1.2 Các hướng nghiên cứu trong việc tăng hiệu suất thu hồi năng lượng và hiệu suất tích lũy năng lượng của ắc quy

Ngày nay thì ắc quy a-xít chì được thay thế bằng ắc quy khô với nhiều tiện ích. Ắc quy khô có công suất lớn hơn trong khi thể tích thì nhỏ hơn ắc quy a-xít. Năng lượng thu hồi được từ hệ thống phanh chỉ khoảng 10% nên chúng ta cần tăng tỷ lệ này lên càng nhiều càng tốt. Siddharth Mehta [31] trong nghiên cứu của mình đã sử dụng bộ chuyển đổi hai chiều với thuật toán điều khiển kép nhằm tăng công suất lưu trữ trung bình trong khoảng thời gian phanh tái sinh nhằm giảm thời gian dừng xe. Kết quả nghiên cứu cho thấy công suất lưu trữ trung bình bởi ắc quy tăng 2,5 lần so

với kỹ thuật điều khiển trước đó. Khaled Itani [32] trong nghiên cứu của mình đã so sánh hai hệ thống tích trữ năng lượng với ắc quy Li-Ion kết hợp với siêu tụ và bánh đà. Kết quả cho thấy bánh đà có nhiều lợi điểm hơn so với siêu tụ về mặt thể tích, mật độ năng lượng và thậm chí cả giá thành.

L.Pugi đã thử nghiệm hệ thống phanh tái sinh được lắp thêm với động cơ đốt trong [33]. Kết quả mô phỏng của nghiên cứu này cho thấy có sự cải thiện về hiệu suất làm việc của hệ thống, từ đó làm cơ sở cho việc thực nghiệm đánh giá hiệu quả của các thiết bị. M. Grandone [34] trong nghiên cứu của mình tập trung vào việc phát triển chiến lược kiểm soát lực phanh cho phép thay đổi tốt nhất giữa phanh cơ khí và phanh tái sinh trên xe hybrid và các chiến lược phanh khác nhau đã được nghiên cứu, nhằm tối đa hóa năng lượng phanh tái sinh. Kết quả cho thấy mô hình nghiên cứu là một công cụ hữu ích để thiết kế các chiến lược phân phối lực phanh theo thời gian thực nếu được kết hợp đúng với ước tính hệ số trượt và sử dụng hệ thống phanh ABS. V.A. Kalmakov [35] đã thực nghiệm với các điều kiện hoạt động khó khăn của một xe đua với yêu cầu phải tối ưu hóa việc thiết kế các ngăn ắc quy, các bộ tích năng... dựa trên các thông số đã cho ban đầu. Zhongyue Zou [36] đã sử dụng siêu tụ có mật độ tích trữ năng lượng cao và có thể chịu được dòng điện lớn trong thời gian ngắn. Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng hiệu suất biến đổi năng lượng có thể đạt tới gần như 88%. Byeong Heon Kim [37] đề xuất giải pháp tăng năng lượng thu hồi bằng việc sử dụng các tấm điện cực polyme cho hệ thống fuel cell hybrid. Hệ thống này bao gồm một máy phát điện, một siêu tụ và một ắc quy để tích trữ năng lượng. Siêu tụ có mật độ tích trữ năng lượng cao có điện áp 30V và 100F có thể giảm thiểu sự tiêu hao năng lượng thông qua một mạch điện tế bào cân bằng.

3.1.3 Tối ưu hóa việc sử dụng năng lượng và không gian sử dụng của ắc quy

Ngoài các phương pháp trên, ta cũng có thể tăng hiệu suất bằng các phương pháp điều khiển khác nhau hệ thống thu hồi năng lượng khi phanh để tiêu thụ năng lượng ít hơn cho xe ô tô. Chẳng hạn, thực hiện các kỹ thuật thích ứng với các địa hình của người lái. Liang Li [38] nghiên cứu xe Hybrid trang bị hộp số tự động có chế độ điều khiển bằng tay. Ban đầu các mô hình động học được xây dựng sau đó các chế

độ điều khiển xuống số được phân tích. Các tính chất hoạt động của hệ thống phanh tái sinh được thu thập với các vị trí tay số khác nhau từ đó đề xuất 2 chiến lược điều khiển xuống số được sử dụng phù hợp với phanh tái sinh.

Xujian Li [39] nghiên cứu hai vấn đề chính liên quan đến quá trình giảm tốc độ. Một là việc xác định điểm xuống số tối ưu, và thứ hai là kiểm soát sự kết hợp của phanh tái sinh và phanh thủy lực. Các kết quả mô phỏng và thử nghiệm bằng các công cụ thí nghiệm Hardware in loop cho thấy thuật toán được đề xuất có hiệu quả trong việc cải thiện hiệu suất năng lượng điện của xe điện. Ảnh hưởng của việc xuống số đến hiệu quả thu hồi năng lượng phụ thuộc vào tốc độ bắt đầu phanh và cường độ lực phanh. Hiệu quả thu hồi năng lượng cao tại các dải tốc độ trung bình và lực phanh ở mức trung bình. Bộ điều khiển phi tuyến được thiết kế chính xác trong việc ước tính mô men phanh thủy lực.

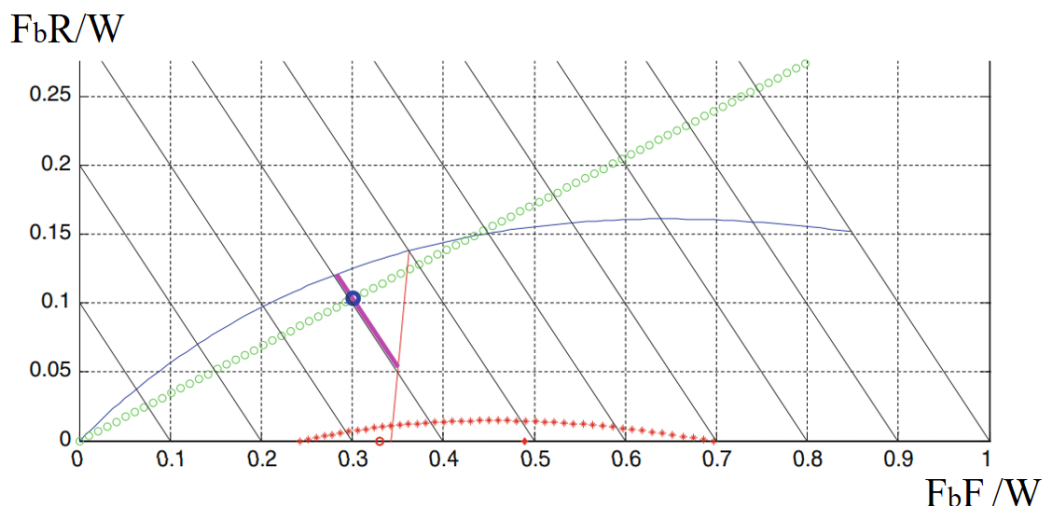
Jian Chen [40] đã điều khiển hệ thống phanh tái sinh bằng bộ điều khiển hai lớp được thiết kế để theo dõi các tín hiệu và cải thiện khả năng thu hồi năng lượng. Kết quả mô phỏng cho thấy hệ thống được đề xuất không chỉ có thể theo dõi vận tốc mong muốn mà còn cải thiện khả năng thu hồi năng lượng của xe. Peter Clarke [41] phân tích về hệ thống phanh tái sinh trên xe như là một phương tiện làm giảm lượng khí thải nhanh chóng và tương đối dễ dàng để đạt được hiệu quả tiêu hao nhiên liệu cao hơn. Tác giả đã thu thập được minh chứng và so sánh hai mẫu xe để suy ra khả năng tiết kiệm nhiên liệu và khí thải ra môi trường đối với xe có sử dụng phanh tái sinh.

3.2 Cơ sở lý thuyết về điều khiển phân phối lực phanh tái sinh

Một trong những đặc điểm quan trọng của xe sử dụng hệ thống phanh tái sinh là trong trường hợp phanh gấp, momen phanh cần thiết lớn hơn so với momen phanh điện thì hệ thống phanh cơ khí phải cùng hoạt động để đảm bảo an toàn. Để đạt được hiệu suất cao trong phanh tái sinh, việc điều khiển sự phân phối lực phanh tái sinh và lực phanh ma sát trên xe ô tô là hết sức quan trọng. Trên xe, sự phân phối lực phanh tối ưu được mô tả bằng đồ thị parapol (đường cong màu xanh trong hình 3.1). Nếu sự phân phối lực phanh thực ở dưới đường cong phân phối lực phanh lý tưởng thì các

bánh xe trước sẽ bị phanh sớm hơn các bánh xe sau dẫn đến trạng thái ổn định của xe [42].

$$\frac{F_{bf}}{W_f} \geq \frac{F_{br}}{W_r} \quad (3.1)$$



Hình 3.1: Đặc tính phân phối lực phanh

Trong đó F_{bf} và F_{br} là lực phanh trên cầu trước và cầu sau(N); W_f và W_r là trọng lượng xe trên trục trước và trục sau (N).

Tuy nhiên, khi điểm làm việc ở dưới đường cong phân phối lực phanh lý tưởng, phần lớn lực phanh sẽ được chuyển đến bánh xe trước và một lượng rất nhỏ lực phanh còn lại được chia cho các bánh sau. Điều này sẽ làm giảm sự tận dụng khả năng bám đường của bánh xe sau. Để tránh được tình trạng này, một số điều kiện phanh được thêm vào có thể đạt được lực phanh tối đa trên các bánh xe trước được giới hạn bởi sự điều chỉnh bởi liên minh châu Âu ECE (đường cong màu đỏ hình 3.1). Theo sự điều chỉnh này, để giá trị nằm trong khoảng 0.2 và 0.8 sự phân phối lực phanh phải thoả mãn điều kiện: [42]

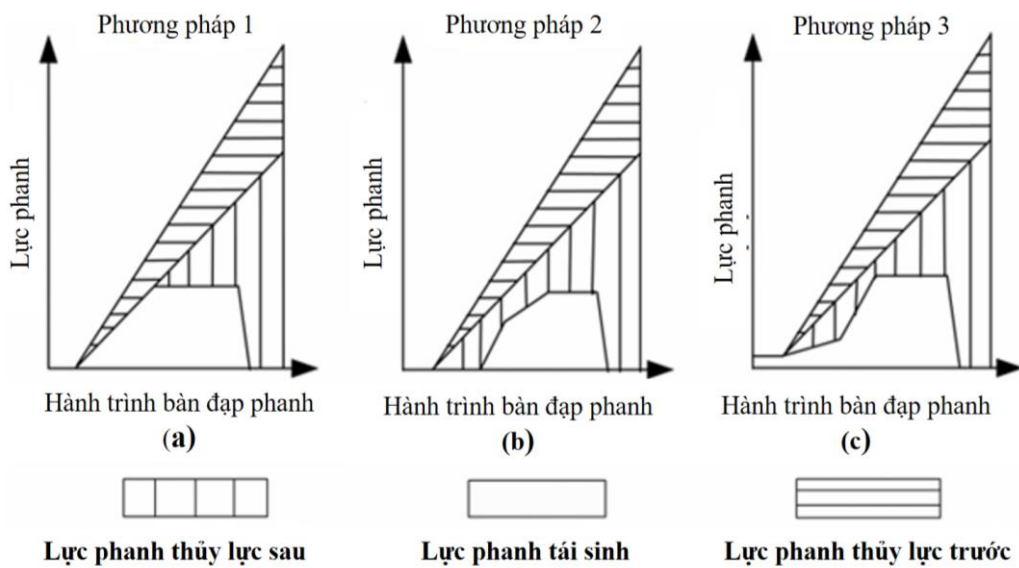
$$Z \geq 0.1 + 0.85(\mu_{ROAD} - 0.2) \quad (3.2)$$

Trong đó Z là tỉ lệ phanh của xe và μ_{ROAD} là độ bám của đường. Khi đó, vùng cho phép của sự phân phối lực phanh nằm giữa hai đường cong ở hình 3.1. Đối với xe truyền thống, hệ thống phanh ma sát được định nghĩa bằng độ dốc của đường thẳng

chấm trong hình 3.1. Mối quan hệ của lực phanh ở các bánh xe trước và sau khi bánh trước bị bó cứng và tính đến độ bám đường của lớp (μ_{ROAD}) [42].

$$FbR = \frac{wb - \mu_{ROAD} \cdot h}{\mu_{ROAD} \cdot h} \cdot FbF - \frac{W \cdot L_b}{h} \quad (3.3)$$

Để tìm được hiệu suất tốt nhất của sự phân phối lực phanh giữa phanh tái sinh và phanh ma sát, từ quan điểm năng lượng, có ba phương pháp điều khiển phanh đang được nghiên cứu và ứng dụng. Trong tất cả các phương pháp này, có một quy tắc chung để tìm sự phân phối lực phanh [42]



Hình 3.2: Biểu đồ các phương pháp điều khiển phanh tái sinh

Các chỉ tiêu đánh giá hiệu quả phanh:

Gia tốc chậm dần khi phanh cực đại: $j_{pmax} = \varphi \cdot g / \delta_i$.

Thời gian phanh nhỏ nhất.

$$t_{pmin} = \frac{\delta_i \cdot v}{\varphi \cdot g}$$

Quãng đường phanh nhỏ nhất.

$$S_{pmin} = \frac{\delta_i \cdot v^2}{2 \cdot \varphi \cdot g}$$

Ngoài ra đối với đối tượng nghiên cứu của đề tài, sự phân phối lực phanh tái sinh và phanh cơ khí cũng là một trong những tiêu chí để đánh giá hiệu quả phanh. Lực phanh phân phối phải nằm trong phạm vi tiêu chuẩn của liên minh châu Âu ECE

3.2.1 Phương pháp tối đa hóa năng lượng thu hồi khi phanh

Phương pháp điều khiển tối đa hóa mức năng lượng thu hồi được thể hiện trong hình 3.2a. Mômen phanh tái sinh sẽ được kích hoạt đến khoảng tối đa có thể, lực phanh thủy lực sẽ không được kích hoạt ở bánh xe dẫn động máy phát điện cho đến khi mômen phanh của mô tơ không đáp ứng đủ mômen phanh yêu cầu. Theo lý thuyết, phương pháp này sẽ tối đa hóa việc sử dụng mômen phanh tái sinh, đạt được mức năng lượng thu hồi lớn nhất. Tuy nhiên, khi cần lực phanh thủy lực, việc cung cấp dầu phanh cho xi-lanh phanh bánh trước sẽ bị giảm đi do giảm áp suất đột ngột trong xy-lanh chính đó là nguyên nhân của sự sụt chân phanh làm ảnh hưởng độ êm dịu khi phanh.

Phương án tối ưu hóa năng lượng thu hồi này lựa chọn vùng mà các điểm vượt qua đường thẳng giảm tốc (đường cong màu hồng hình 3.1) và tính toán năng lượng tái sinh trên mỗi điểm. Cuối cùng chọn ra điểm có mức năng lượng tái sinh cao nhất. Sự phân phối momen tái sinh được xác định theo công thức (3.4) phân phối lực phanh]

$$T_{EM} = \begin{cases} \frac{P_{GE_max} \times 9500}{1500}, & n_{EM} \leq 1500 \text{ r/min} \\ \frac{P_{GE_max} \times 9500}{n_{EM}}, & n_{EM} > 1500 \text{ r/min} \end{cases} \quad (3.4)$$

$$T_{EM} = \frac{|P_{Charge_max}| \times 9500}{n_{EM}}$$

$$\omega_b = \prod \omega = \omega_1(U) \times \omega_1(v_{SS}) \times \omega_{EM} \quad (3.5)$$

$$T_{EM_reg} = \min(T_{EM}\omega_b, T_{U_max}) \quad (3.6)$$

Trong đó ω_1, ω_2 được xác định:

$$\omega_1(U) = \begin{cases} 1, & 30 \leq U \leq 46 \\ -\frac{1}{2}U + 24, & 46 \leq U \leq 48 \\ 0, & 48 < U \leq 50 \end{cases} \quad (3.7)$$

$$\omega_2(U) = \begin{cases} 0, & v_{SS} < 10 \\ \frac{1}{20}v_{SS} - \frac{1}{2}, & 10 \leq v_{SS} \leq 30 \\ 1, & 30 < v_{SS} \leq v_{max} \end{cases} \quad (3.8)$$

3.2.2 Phương pháp tối ưu sự phân phối lực phanh

Phương pháp điều khiển theo sự phân phối lực phanh tối ưu được thể hiện ở hình 3.2b. Khi bắt đầu quá trình phanh, chỉ có lực phanh cơ khí được kích hoạt. Khi áp suất phanh của bánh trước ổn định, mômen phanh tái sinh sẽ được kích hoạt. Phương án này là lý tưởng bao gồm cả lực phanh ở trước và sau. Một điểm làm việc trên đường cong parabol sử dụng lực phanh tối đa trên xe, giúp sự an toàn khi cả hai cầu sẽ bị phanh cùng lúc. Nếu xe được phanh trên đường với hệ số bám như nhau ở các bánh xe trước và bánh sau, khi cả hai bị khóa cứng thì lực phanh phải phân bổ theo quy luật phân bổ tải trọng như sau:

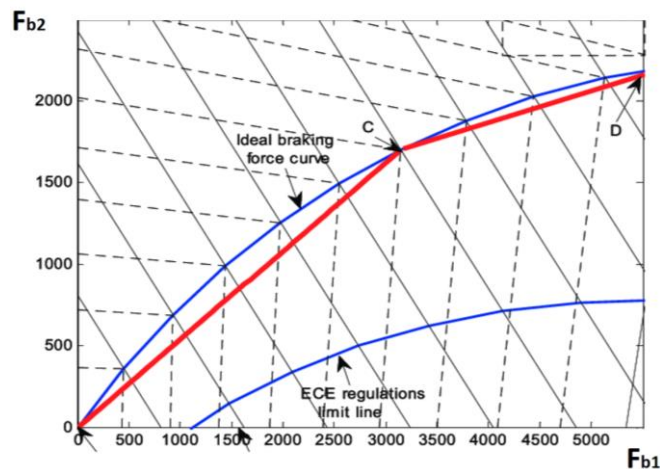
$$F_{z1} = \frac{G}{L}(b + \varphi h_g); F_{z2} = \frac{G}{L}(a - \varphi h_g) \quad (3.9)$$

Với φ là hệ số bám giữa lốp và mặt đường. Khi các bánh trước và bánh sau bị khóa đồng thời trên đường với hệ số bám khác nhau, lực phanh của bánh xe phía trước và bánh sau sẽ được xác định:

$$F_{b1} + F_{b2} = \varphi G; F_{b1} = \varphi F_{z1}; F_{b2} = \varphi F_{z2} \quad (3.10)$$

$$F_{b2} = \frac{1}{2} \left[\frac{G}{h_g} \sqrt{b^2 + \frac{4h_g L}{G} F_{b1}} - \left(\frac{Gb}{h_g} + 2F_{b1} \right) \right] \quad (3.11)$$

Khi lực phanh được phân phối theo đường cong lý tưởng, tổng lực phanh bánh xe phía trước và bánh xe phía sau theo biểu thức (3.11). Phạm vi an toàn và ổn định khi phanh nằm trong giới hạn của đường phân phối lực phanh lý tưởng và đường phân phối lực phanh tái sinh được quy định bởi hội đồng châu Âu ECE



Hình 3.3: Sơ đồ phạm vi phanh an toàn khi phanh

3.2.3 Phương pháp điều khiển phối hợp

Phương pháp điều khiển phối hợp được thể hiện trong hình 3.2c, là phương pháp cân bằng hai phương pháp tối ưu hóa năng lượng thu hồi và phương pháp tối ưu hóa sự phân phối lực phanh. Phương pháp này giúp tối ưu hóa năng lượng thu được đến mức tối đa nhưng vẫn giữ được cảm giác chân phanh tốt. Trong khoảng hành trình tự do của bàn đạp phanh, một lượng mômen xoắn nhỏ của mô tơ sẽ được kích hoạt trên cầu xe được lắp mô tơ giống với lực phanh của động cơ đốt trong truyền thống. Khi chân phanh được nhấn đủ sâu, áp suất phanh trên bánh trước sẽ tăng từ từ góp phần cung cấp một phần trong tổng lực phanh yêu cầu, trong khi phanh tái sinh sẽ được cung cấp bù vào phần lực phanh còn thiếu theo yêu cầu. Sau khi áp suất phanh đạt đến một ngưỡng nhất định, mômen phanh tái sinh sẽ được nâng lên mức tối đa. Đến khi phanh thủy lực trước cần được cung cấp áp suất, áp suất dầu sẽ được đưa trở lại từ bộ tích năng. Cuối cùng làm cho hệ thống có cảm giác chân phanh tốt, sự ổn định trong tín hiệu lực phanh và sự tối ưu hóa trong mức năng lượng thu được.

3.3 Phân tích các thuật toán điều khiển tối ưu phân phối lực phanh tái sinh

Thuật toán điều khiển phân phối lực phanh tái sinh có vai trò quan trọng trong việc thu hồi năng lượng nhiều nhất có thể đồng thời duy trì sự ổn định của xe trong quá trình phanh. Nhiều nghiên cứu khác nhau đã được thực hiện trên hệ thống phanh tái sinh để đáp ứng việc kiểm soát lực phanh dựa trên các thuật toán điều khiển như Fuzzy Logic (logic mờ), nơ ron, PSO (Particle Swarm Optimization – PSO) hay thuật toán điều khiển mờ kết hợp với PSO [51]. Tuy nhiên, các nghiên cứu này chủ yếu tập trung vào mục tiêu cải thiện việc thu hồi năng lượng dựa trên các yếu tố đầu vào thông thường và chưa cân bằng với các mục tiêu ổn định khi phanh. Điều này có nghĩa là các mục tiêu về độ an toàn, độ tin cậy và khả năng ứng dụng chưa được đề cập sâu. Tác giả Liou Qin trong nghiên cứu của mình đã thực hiện các mô phỏng bằng phần mềm ADVISOR để đánh giá các thuật toán điều khiển và so sánh hiệu suất của bộ điều khiển mờ phân phối lực phanh tái sinh dựa trên PSO so với bộ điều khiển mờ truyền thống [45] [51].

Bảng 3.1: So sánh giá trị bằng hai bộ điều khiển

Loại điều khiển	Năng lượng tái sinh	Năng lượng phanh	Hiệu quả tái sinh
Bộ điều khiển mờ	565 J	1697 J	33.29 %
Bộ điều khiển mờ PSO	687 J	1697 J	40.48 %

Kết quả mô phỏng từ công trình nghiên cứu này cho thấy bộ điều khiển mờ PSO có thể được tái tạo hiệu quả thu hồi năng lượng phanh khi xe ở vận tốc thấp. Hiệu quả năng lượng thu hồi được cải thiện hơn 7,19 % so với bộ điều khiển mờ thuần truyền thống. Ngoài ra, phương pháp MOOP (Multi- Objective optimization) được thực hiện với ba mục tiêu chính cần được tối ưu đó là: năng lượng tái tạo, thời gian giảm tốc và độ ổn định, êm dịu khi phanh. Các mục tiêu này có quan hệ ảnh hưởng lẫn nhau. ODS (Optimization and Decision Systems) được xác định bằng cách giải quyết vấn đề tối ưu hóa đa mục tiêu bằng cách sử dụng thuật toán tiến hóa.

Phương pháp PSO đã thực hiện được việc tối ưu hóa thuật toán điều khiển phân phối lực phanh nhằm nâng cao hiệu quả thu hồi năng lượng cũng như đảm bảo độ ổn định khi phanh [51]. Phạm vi nghiên cứu của PSO rộng hơn MOOP. Thuật toán MOOP chỉ phù hợp cho xe tự hành (xe điện, tàu điện, bus điện.) vì mục tiêu của phương pháp này là tối ưu chế độ điều khiển và giảm thời gian phanh thấp nhất, nó sẽ không phù hợp đối với xe do người lái tự điều khiển. Vì vậy việc tối ưu hóa phanh tái sinh bằng phương pháp PSO sẽ là tối ưu hơn [45] [51].

3.4 Tối ưu hóa thuật toán điều khiển bằng phương pháp Particle Swarm Optimization – PSO

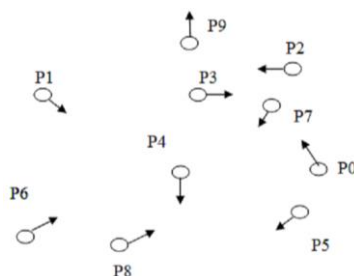
Việc thiết kế hàm mục tiêu của bộ điều khiển hệ thống phanh tái sinh phải đảm bảo được 2 yếu tố đó là hiệu quả phanh và năng lượng thu hồi. Tuy nhiên, sự phân phối lực phanh được đặt ra với yêu cầu bởi hai sự khác nhau giữa hai yếu tố này. Trong kỹ thuật điều khiển phân phối lực phanh tái sinh phải được xem xét cân bằng giữa các yếu tố. Các thuật toán điều khiển thông minh thường được sử dụng để giải quyết các vấn đề như vậy. Qu Daohai đã nghiên cứu hiệu quả phanh và thu hồi năng lượng là hai mục tiêu cần tối ưu. Tác giả đã sử dụng thuật toán tối ưu bầy đàn đa mục

tiêu (Multiple Objective Particle Swarm Optimization - MOPSO) điều khiển phân phối lực phanh tái sinh cho xe Hybrid để thu được sự phân phối lực phanh tối ưu [45]. Zhang Fengejiao đã giải quyết vấn đề tối ưu hóa đa mục tiêu cân bằng giữa sự ổn định khi phanh và hiệu quả thu hồi năng lượng khi phanh dựa trên thuật toán gen di truyền [46]. Trong nghiên cứu này tác giả cũng sử dụng thuật toán PSO để giải bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu đó là tối ưu thuật toán điều khiển hệ thống phanh tái sinh và tính ổn định khi phanh của hệ thống.

3.4.1 Mô tả thuật toán PSO

Giải thuật tối ưu hóa bầy đàn (Particle Swarm Optimization – PSO) lấy ý tưởng từ cách đàn chim tìm thức ăn, nguồn nước. Theo giả thuyết của bài toán, các cá thể ban đầu được dựng lên trong không gian với mỗi cá thể có một vận tốc ban đầu, và giữa các cá thể cũng có kênh liên lạc. Các cá thể sau đó di chuyển trong không gian lời giải, mỗi cá thể sẽ được đánh giá bằng một hay nhiều tiêu chuẩn thích nghi, dần dần các cá thể này sẽ di chuyển về phía những cá thể tốt hơn trong phạm vi của chúng [47].

Trong PSO, mô hình bài toán tối ưu tổng quát luôn được nghiên cứu trong không gian n chiều R^n . Mỗi cá thể P_i được mô hình như một cá thể của đàn chim. Ở mỗi thế hệ, các cá thể P_i có một vài vị trí x_i^k trong không gian tìm kiếm R^n và x_i^{k+1} sẽ cho biết vị trí của cá thể thứ k sau khi được cập nhật lại thế hệ sau đó. Mỗi cá thể biểu diễn một lời giải của bài toán nhưng chưa phải là lời giải tối ưu. Mỗi lời giải trong bài toán có thể được coi như là một vị trí trong không gian đó. Trong quá trình giải quyết bài toán, một cá thể tương ứng với vị trí của nó sẽ biểu diễn một phương án tiềm năng. Hình 4.4 biểu diễn các cá thể trong không gian tìm kiếm 2 chiều [47].



Hình 3.4: Bầy đàn với 10 cá thể trong không gian tìm kiếm 2 chiều

Trong PSO, một bầy đàn $P = (P_1, P_2, \dots, P_n)$ là một tập các cá thể (một tập các lời giải của bài toán). Các cá thể có thể có thông tin về toàn bộ quần thể hoặc thông tin về một phần quần thể. Thông tin đó thường là thông tin về cá thể tốt nhất trong quần thể, nó được đánh giá qua các giá trị của hàm mục tiêu.

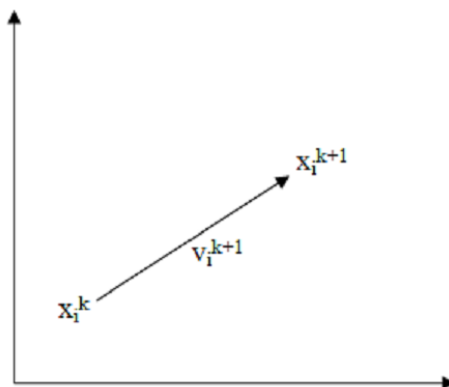
Vận tốc của cá thể $v_i^k = (u_1, u_2, \dots, u_n)$ là một vector làm thay đổi (di chuyển) vị trí của các thể P_i ở thế hệ k . Về mặt toán học, quan hệ vị trí – vận tốc có mối quan hệ như sau [47]:

$$x_i^{k+1} = x_i^k + v_i^{k+1} \quad (3.12)$$

Vận tốc của cá thể sẽ bị ảnh hưởng bởi chính cá thể và các cá thể hàng xóm thông qua các công thức sau đây

$$\begin{aligned} v_i^{k+1} &= \varphi_1(\text{individual_experince}) + \varphi_2(\text{global_experience}) \\ v_i^{k+1} &= wv_i^k + \varphi_1(\text{experince}_i) + \varphi_2(\text{experince}_g) \\ v_i^{k+1} &= wv_i^k + c_1 \cdot \text{rand}_1 \cdot (p_{\text{best}i}) + c_2 \cdot \text{rand}_2 \cdot (g_{\text{best}} - x_i^k) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Hình 3.5 biểu diễn quan hệ vị trí – vận tốc trong không gian hai chiều với giá trị v_i^{k+1} được cập nhật theo kinh nghiệm bay tốt nhất của cá thể trong quá khứ và kinh nghiệm bay tốt nhất của cá thể tốt nhất trong quần thể. Nó sẽ tiến hành thay đổi (điều chỉnh hướng bay) tới vị trí mới x_i^{k+1} .



Hình 3.5: Quan hệ vị trí – vận tốc trong không gian 2 chiều

Mỗi cá thể sẽ có một vận tốc riêng, dùng để tính vị trí tiếp theo của cá thể trong không gian lời giải của bài toán. Mỗi cá thể sẽ di chuyển trong không gian bài toán để tìm ra lời giải tối ưu. Tùy vào bài toán cụ thể mà hàm vận tốc sẽ được biểu diễn phù hợp.

Lân cận (neighbourhood) xác định cấu trúc xã hội của bầy đàn và chỉ ra các nhóm cá thể nên tương tác. Với cùng một lân cận, các cá thể sẽ tương tác, giao tiếp và chia sẻ thông tin với nhau. Để hình thành một lân cận, chúng ta không thể giới hạn bằng khoảng cách vật lý giữa các cá thể; trong thực tế, chúng được xác định bằng các nhãn của các cá thể trong PSO. Trong giải thuật PSO, có hai thuật ngữ thường được sử dụng là “local” và “global” trong đó “Local” xem như một lân cận cá nhân trong khi đó “global” - một thực thể bầy đàn được xem như là lân cận lớn nhất [47].

3.4.2 Các bước giải thuật toán PSO

- **Bước 1:** Khởi tạo quần thể với việc khởi tạo vector vị trí x_i và vector vận tốc v_i ($i=1 \dots n$) cho cá thể thứ i , $i = 1 \dots n$ (cho mỗi cá thể P_i trong quần thể P_n)

- **Bước 2:** Khởi tạo các thông tin ban đầu về vị trí tốt nhất của các cá thể và cả quần thể

+ $p_{besti} = x_i$ (khởi tạo vị trí tốt nhất của cá thể thứ i bằng vị trí được khởi tạo hiện tại)

+ $g_{best} = \min(f(x_i))$, $i = 1 \dots n$ (khởi tạo vị trí tốt nhất của cả quần thể bằng vị trí nhỏ nhất trong tất cả các vị trí của tất cả các cá thể được khởi tạo)

- **Bước 3:** Bước lặp với điều kiện lặp xác định trước (sau một số lần lặp cho trước hoặc sau một số lần lặp mà không thu được kết quả tốt hơn).

for $i=1: n$ (với mỗi cá thể) $v_i^{k+1} = w \cdot v_i^k + c_1 \cdot \text{rand}_1 \cdot (p_{besti} - x_i^k) + c_2 \cdot \text{rand}_2 \cdot (g_{best} - x_i^k)$
(cập nhật lại chuyển động ở thế hệ tiếp theo theo chuyển động tốt nhất hiện tại của chính cá thể và theo chuyển động của cá thể tốt nhất trong quần thể)

$x_i^{k+1} = x_i^k + v_i^{k+1}$ (cập nhật lại vị trí theo vị trí hiện tại và theo hướng chuyển động mới nhất)

if $f(x_i) < f(p_{besti})$ then $p_{besti} = x_i$ (cập nhật lại vị trí tốt nhất của mỗi cá thể bằng việc so sánh với vị trí hiện tại)

if $f(x_i) < f(g_{best})$ then $g_{best} = x_i$ (cập nhật lại vị trí tốt nhất của quần thể bằng việc so sánh với cá thể tốt nhất hiện tại)

+ Kiểm tra điều kiện kết thúc bước lặp, nếu thỏa mãn chuyển sang bước 4, còn không tiếp tục bước 3

- **Bước 4:** Kết thúc, trả về giá trị tốt nhất g_{best}

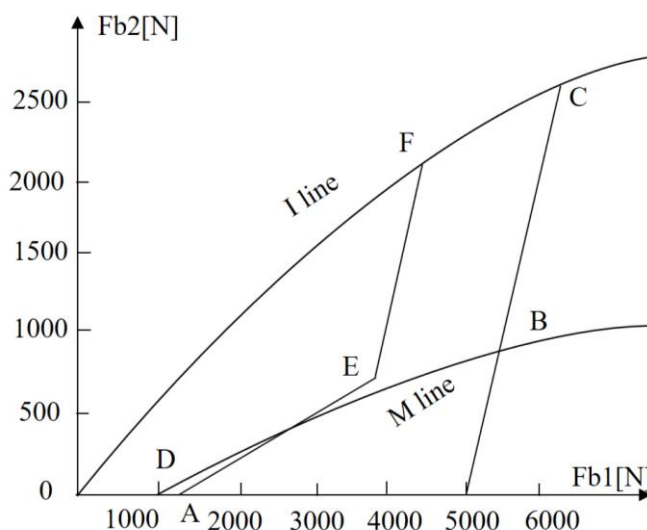
Trong đó các tham số trong thuật toán có ý nghĩa:

- w là hằng số quán tính;
- c_1 và c_2 là hệ số gia tốc, hằng số mô tả có bao nhiêu cá thể hướng về vị trí tốt, đặc trưng cho kinh nghiệm và tính xã hội;
- $rand_1$ và $rand_2$ là hai vector ngẫu nhiên, lấy giá trị trong đoạn $[0,1]$, nó được sinh ra tại mỗi bước lặp;
- p_{besti} là vị trí tốt nhất cho đến thời điểm hiện tại của cá thể thứ i trong quần thể;
- g_{best} là vị trí tốt nhất của cả quần thể tại thời điểm hiện tại

3.4.3 Áp dụng giải thuật PSO tối ưu hóa thuật toán điều khiển hệ thống phanh tái sinh.

3.4.3.1 Chiến lược kiểm soát phanh tái sinh trước khi tối ưu hóa

Giả sử rằng các yêu cầu về độ ổn định khi phanh và năng lượng thu hồi được đề xuất trong vùng an toàn của phân phối lực phanh như trong hình 3.6. Vùng được đánh dấu OABC [48] là vùng phân phối lực phanh của bánh trước và sau phải nằm trong.



Hình 3.6: Vùng phân phối lực phanh an toàn

Trong đó F_{b1} , F_{b2} là lực phanh phân bố lên cầu trước và cầu sau. Đường cong I là đường cong phân phối lực phanh lý tưởng. Đường M là đường được điều chỉnh

bởi ECE-R13. Đường f là đặc tính phanh khi bánh trước bị khóa cứng. Điểm D là điểm ứng với cường độ phanh bằng 0.1. Điểm E là điểm ứng với lực phanh tái sinh cực đại. Đường DE tiếp tuyến với đường M. Đường EF là đường khi bánh trước bị khóa cứng.

Nguyên tắc phân phối lực phanh: đầu tiên lực phanh bánh trước và bánh sau được phân phối theo đường ODEF. Sau đó lực phanh tái sinh cực đại được tính toán dựa trên tốc độ hiện hành của xe, mô men cực đại của mô tơ và hệ số nạp SOC của ắc quy. Sau đó lực phanh tái sinh cực đại được giảm xuống tối thiểu. Lúc này lực phanh tái sinh được cung cấp bởi mô tơ là nhỏ nhất. Cả lực phanh ở các bánh xe sau và sự khác biệt giữa lực phanh tái sinh và lực phanh cần thiết trên các bánh xe trước được cung cấp bởi lực phanh cơ khí.

3.4.3.2 Mô hình tối ưu hóa chiến lược điều khiển phanh tái sinh

Ảnh hưởng của lực cản không khí, lực cản lăn và mô men quán tính gây ra bởi khối lượng quay được bỏ qua, 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. Trước tiên sự phân phối giữa bánh trước và bánh sau và sau đó là phân phối giữa lực phanh thủy lực và lực phanh tái tạo. Sự phân phối lực phanh giữa cầu trước và cầu sau chủ yếu ảnh hưởng đến độ ổn định khi phanh. Tuy nhiên sự phân phối lực phanh cơ khí và phanh tái sinh ảnh hưởng chủ yếu đến hiệu quả thu hồi của 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 bên trên, hai hàm mục tiêu có liên quan mật thiết đến phân phối lực phanh. Tối ưu hóa chiến lược điều khiển chủ yếu liên quan đến tối ưu hóa phân phối lực phanh, vì vậy các biến thiết kế X được tối ưu hóa phải là:

$$X = [F_{b1}, F_{b2}, F_{reg}] \quad (3.14)$$

Trong đó, F_{b1} , F_{b2} và F_{reg} đại diện cho lực phanh của bánh trước, lực phanh của bánh sau và lực phanh tái sinh tương ứng.

Thiết lập hàm mục tiêu: Độ ổn định khi phanh được chọn làm 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 [50], hệ số bám và cường độ phanh sử dụng càng gần với thực tế thì sự phân phối lực phanh hợp lý hơn. Do đó, hàm mục tiêu của ổn định khi phanh Y_1 có thể được thiết lập theo công thức sau [50]:

$$\text{Min}Y_1 = \sqrt{(\varphi_1 - z) + (\varphi_2 - z)} \quad (3.15)$$

Trong đó, φ_1 , φ_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 .

$$\text{Max}Y_2 = F_m V \eta_m \eta_b \eta_u \quad (3.16)$$

Trong đó, η_m , η_b và η_u là hiệu suất mô tơ, hiệu suất ắc quy 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:

$$\text{Min}Y = k_1 Y_1 - k_2 Y_2 \quad (3.17)$$

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. 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. 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.

Thiết lập các điều kiện ràng buộc: Trong quá trình phanh, lực phanh tái sinh không chỉ bị giới hạn bởi mô men cản của mô tơ/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:

$$\begin{aligned}
F_{b1}, F_{b2} &\in P_{OABC} \\
T_m &\leq T_{mt} \\
F_m V \eta_m \eta_b \eta_{tl} &\leq P_{cmax} \\
F_m &\leq F_{b1}
\end{aligned} \tag{3.18}$$

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

3.4.3.3 Áp dụng thuật toán tối ưu hóa bầy đàn PSO

Khi tốc độ xe và cường độ phanh thay đổi, hàm mục tiêu và các ràng buộc cũng thay đổi theo, rất khó để giải quyết bằng các phương pháp tối ưu hóa truyền thống. Các thuật toán tối ưu hóa thông minh thường được sử dụng để giải quyết các vấn đề này, PSO (Particle Swarm Optimization) có thể giải quyết các vấn đề tương tự một cách đơn giản và hiệu quả.

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:

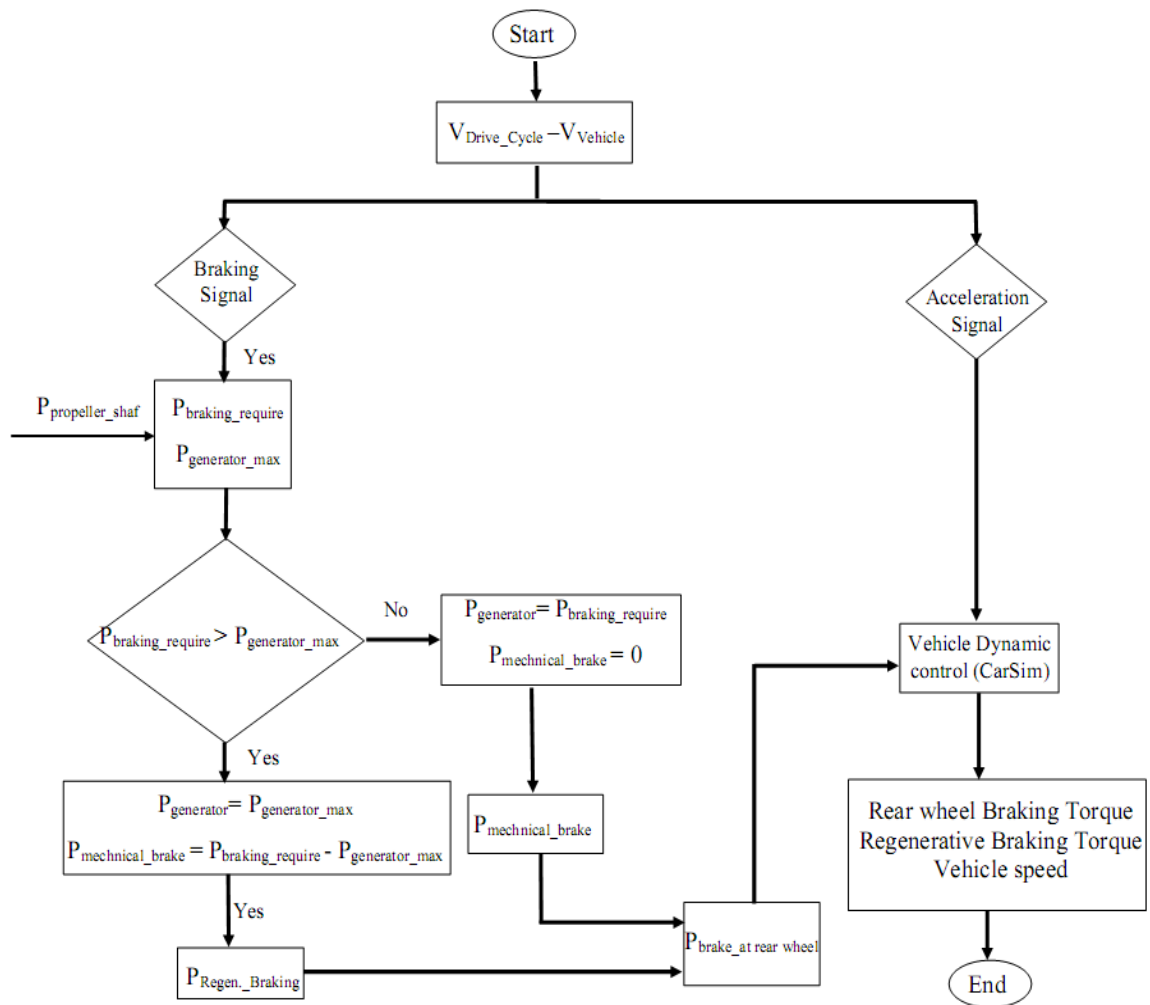
$$\begin{aligned}
v_d^i(k+1) &= wv_d^i(k) + c_1 \cdot r_1 \cdot [pbest_i(k) - x_d^i(k)] + c_2 \cdot r_2 \cdot [gbest_i(k) - x_d^i(k)] \\
v_d^i(k+1) &= v_d^{\max}, \text{if } v_d^i(k+1) > v_d^{\max}; v_d^i(k+1) = v_d^{\min}, \text{if } v_d^i(k+1) < v_d^{\min} \\
x_d^i(k+1) &= x_d^i(k) + v_d^i(k+1) \\
x_d^i(k+1) &= x_d^{\max}, \text{if } x_d^i(k+1) > x_d^{\max}; x_d^i(k+1) = x_d^{\min}, \text{if } x_d^i(k+1) < x_d^{\min}
\end{aligned} \tag{3.19}$$

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.

3.5 Mô phỏng và phân tích kết quả

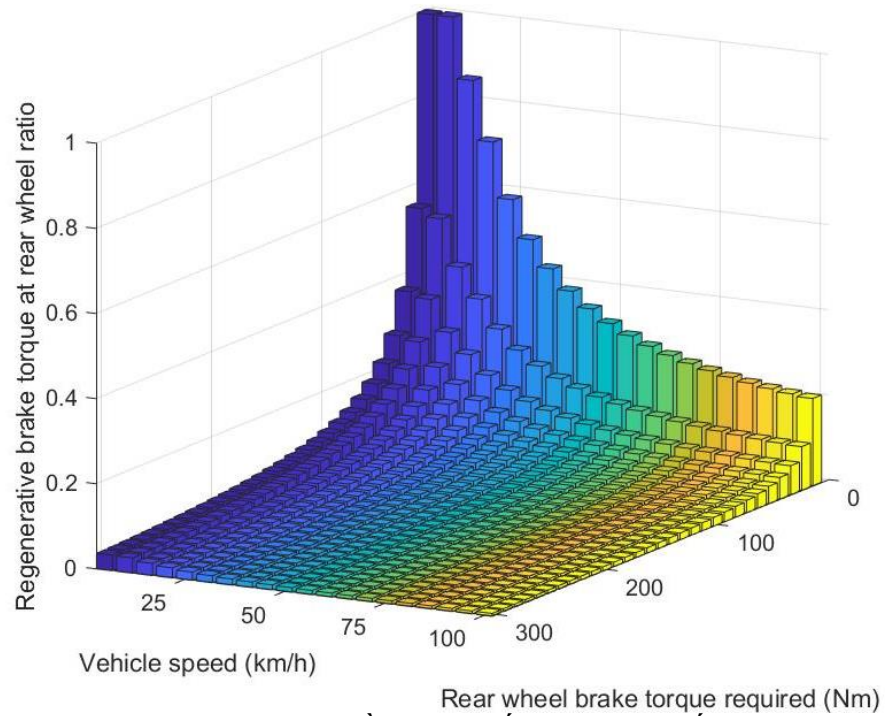
Mô tả quy trình mô phỏng: Khi bắt đầu chương trình mô phỏng các chu trình lái xe tiêu chuẩn được nạp vào mô hình mô phỏng. Bộ điều khiển PID sẽ điều khiển quá trình tăng tốc và giảm tốc của xe cho phù hợp với vận tốc và gia tốc đã cho trước của chu trình. Khi có tín hiệu phanh hoặc giảm tốc công suất 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

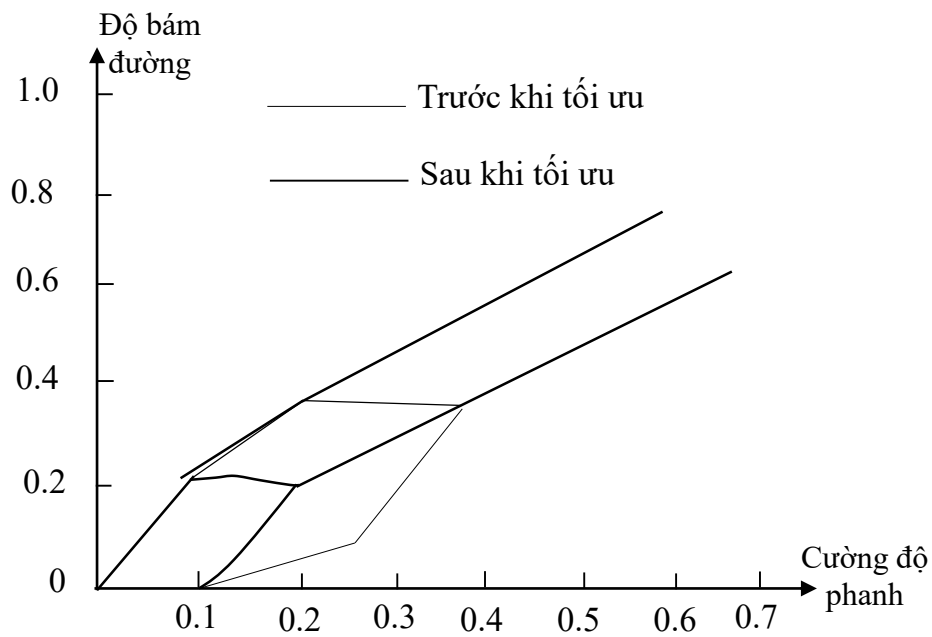
Giải thuật tối ưu hóa bằng PSO được thực hiện mô phỏng bằng phần mềm Mathlab. Các tham số của PSO được thiết lập với số lượng các nhóm là 600. Số lần lặp tối đa là 100. Cả c_1 và c_2 được đặt thành 2. Tối ưu hóa PSO với khối lượng quán tính giảm tuyến tính đã được áp dụng để tìm kiếm các điểm phân phối lực phanh tái sinh tối ưu. Các kết quả tối ưu tỷ lệ phân phối lực phanh được hiển thị trong hình 4.8.



Hình 3.8: Bản đồ phân phối lực phanh tối ưu

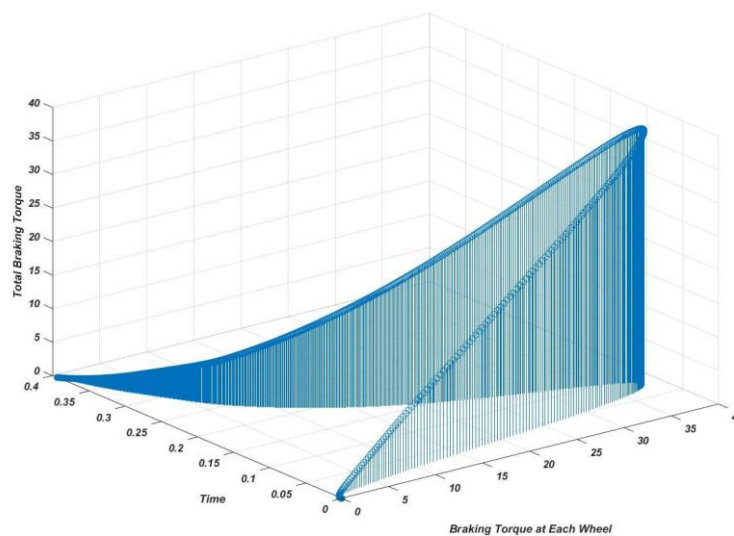
Theo như bản đồ phân phối lực phanh tối ưu thì khi ở dải tốc độ xe thấp nếu lực phanh yêu cầu cần thiết tại cầu sau (cầu xe dẫn động bộ thu hồi năng lượng) thì lúc này bộ điều khiển cho phép tăng tối đa lực phanh tái sinh bằng cách điều chỉnh hệ số nạp SOC. Lúc này tỷ lệ lực phanh tái sinh tăng lên và 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.

Xét về độ an toàn và ổn định khi 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 100km / 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. Có thể kết luận từ hình 3.9 rằng 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.



Hình 3.10: Phân phối lực phanh tại các bánh xe

Tính toán năng lượng thu hồi và suất tiêu hao nhiên liệu: Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình thử nghiệm xe được xác định theo biểu thức sau:

$$Q_j = A_t \frac{g_{etb}}{36.10^5} \quad (3.20)$$

Trong đó: G_{etb} là suất tiêu hao nhiên liệu có ích trung bình của động cơ trong khoảng vận tốc $v_1 - v_2$ (kg/kWh); A_t là tổng số công tiêu tốn trong quá trình tăng tốc:

$$A_t = \frac{A_c + A_d}{\eta_t} \quad (3.21)$$

Trong đó: A_c là công tiêu tốn để khắc phục các lực cản:

$$A_c = (P_\psi + P_\omega) \cdot S_j \quad (3.22)$$

S_j là quãng đường ô tô chuyển động tăng tốc (m); P_ω là lực cản không khí; A_d là công cần thiết để tăng động năng của ô tô (Nm)

$$A_d = \frac{G}{2g} (v_1^2 - v_2^2) + \frac{1}{2} j_b (\omega_{b1}^2 - \omega_{b2}^2) \quad (3.23)$$

Trong đó: j_b là tổng mô men quán tính của bánh xe; ω_1, ω_2 là vận tốc góc của bánh xe tương ứng với lúc cuối và lúc bắt đầu tăng tốc (ứng với vận tốc v_1, v_2 của ô tô). Lượng tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong thời gian chuyển động theo quán tính được xác định theo biểu thức:

$$Q_{it} = \frac{G_{xx} t_{it}}{3600} \quad (3.24)$$

Trong đó: G_{xx} là lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ khi chuyển động theo quán tính (kg); t_{it} - thời gian chuyển động theo quán tính (s)

$$t_{it} = \frac{v_1 - v_2}{j_{tb}} \quad (3.25)$$

Trong đó: J_{tb} là gia tốc chậm dần trung bình khi chuyển động chuyển động theo quán tính [m/s^2]

$$J_{tb} = \left[\psi + \frac{(P_\psi + P_{xx})}{G} \right] \frac{g}{\delta_i} \quad (3.26)$$

Trong đó: P_{xx} - lực ma sát trong hệ thống truyền lực khi động cơ làm việc không

tải, thu gọn về bánh xe chủ động [N]; δ_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay khi chuyển động chuyển động theo quán tính

Từ đó ta có:

$$Q_{lt} = \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} \quad (3.27)$$

Vậy tổng lượng tiêu hao nhiên liệu cho một chu kỳ thử nghiệm là:

$$Q_t = Q_j + Q_{lt} \quad (\text{kg})$$

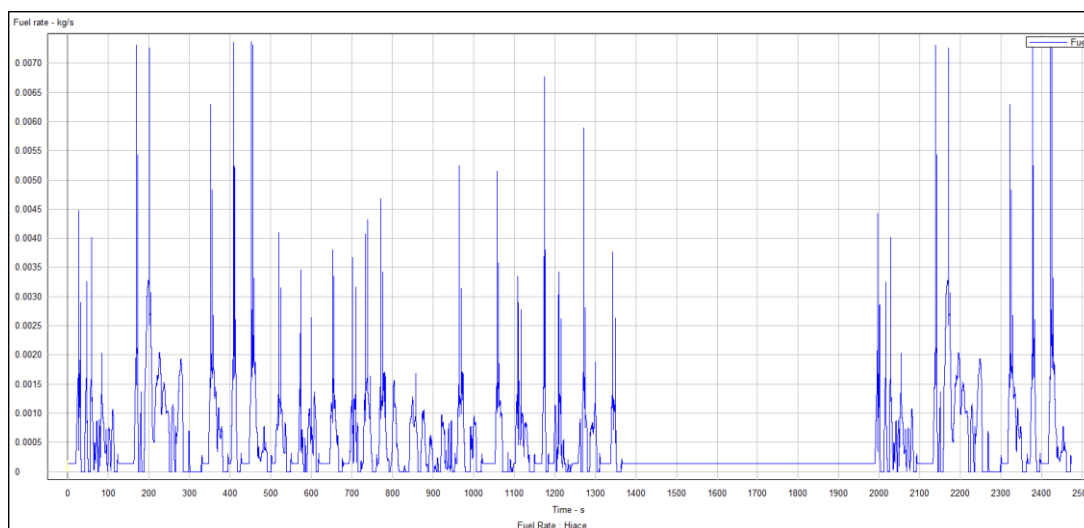
$$Q_t = \frac{A_t g_{etb}}{36.10^5} + \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} \quad (3.28)$$

Nếu xác định được quãng đường khi ô tô chuyển động tăng tốc S_j và khi chuyển động theo quán tính S_{lt} , ta có thể tìm được mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy như sau:

$$Q_{st} = \frac{100Q_t}{(S_j + S_{lt})\rho_n} \quad (\text{lít}/100\text{km}) \quad (3.29)$$

Suy ra mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian được tính theo biểu thức:

$$G_T = \frac{Q\rho_n}{t} \quad (\text{kg}/\text{h}) \quad (3.30)$$



Hình 3.11: Đồ thị tỷ lệ tiêu hao nhiên liệu theo chu trình mô phỏng

Để đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu của động cơ ta dùng mức tiêu hao nhiên liệu có ích g_e :

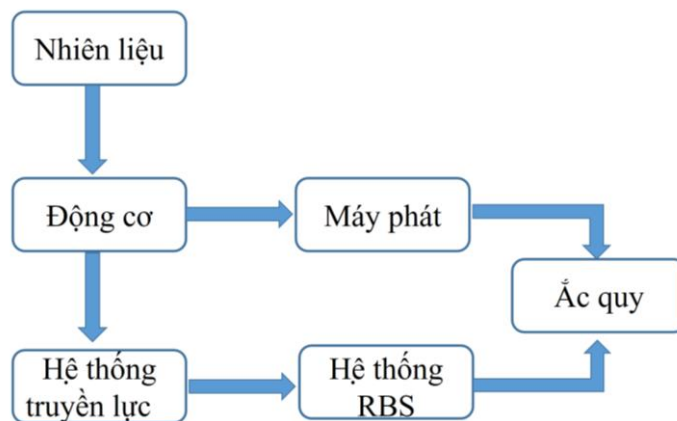
$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{Q\rho_n}{N_e t} \quad (\text{kg/kWh}); \quad q_d = \frac{100Q}{S^x} \quad (\text{lít/100km}) \quad (3.31)$$

Trong đó: N_e là Công suất có ích của động cơ (kW). Thông qua thí nghiệm động cơ và tính toán, ta xây dựng được đồ thị quan hệ giữa công suất của động cơ N_e và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ với số vòng quay của trục khuỷu $N_e = f(n_e)$ và $g_e = f(n_e)$. Do đó mức tiêu hao nhiên liệu như sau:

$$q_d = \frac{100g_e N_e t}{S^x \rho_n} = \frac{100g_e N_e}{v \rho_n} \quad (\text{lít/100km}) \quad (3.32)$$

ρ_n - Tỷ trọng của nhiên liệu (kg/lít). Trong quá trình mô phỏng xe được chạy theo chu trình với vận tốc thay đổi. Nên mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động không ổn định được xác định:

$$q_d = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j) 0,36g_e}{\rho_n \eta_t} \quad (\text{lít/100km}) \quad (3.33)$$



Hình 3.12: Sơ đồ dòng năng lượng trên xe

Hiệu suất động cơ: $\eta_e = 0,2 - 0,35$

Hiệu suất bộ truyền đai thang: $\eta_d = 0,95 - 0,96$

Hiệu suất máy phát: $\eta_p = 0,4 - 0,65$

Hiệu suất ắc-quy: $\eta_a = 0,75 - 0,9$

Hiệu suất của bộ bánh răng hành tinh trong hệ thống RBS: $\eta_b = 0,95 - 0,97$

Hiệu suất tổng cộng: $\eta_t = \eta_e \cdot \eta_d \cdot \eta_p \cdot \eta_a \cdot \eta_b = 0,054 - 0,190$.

Dựa trên kết quả mô phỏng, năng lượng thu hồi được và suất tiêu hao nhiên liệu của xe được tính toán theo từng chu trình thử nghiệm như trong bảng 3.2.

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]		Tỷ lệ % thời gian thu hồi năng lượng 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 15	195	36	40	18,5	20,7	209,1	233,6	8,48	7,59

Nhận xét:

- Theo như kết quả mô phỏng và tính toán thì sau khi sử dụng thuật toán điều khiển PSO với mục tiêu tối ưu hóa năng lượng thu hồi mà vẫn đảm bảo ổn định khi phanh ta thấy về cơ bản, 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. Năng lượng này sẽ được nạp lại cho ắc quy để sử dụng cho các phụ tải điện trên xe nên sẽ giảm tải cho máy phát chính dẫn đến suất tiêu hao nhiên liệu của xe cũng được cải thiện.
- Theo kết quả tính toán trong bảng 3.2 cho thấy 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. Giúp tối ưu hóa năng lượng thu hồi nhưng vẫn đảm bảo được độ ổn định khi phanh.
- 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 từ đó dẫn đến tăng năng lượng thu hồi khi phanh mà vẫn đảm bảo ổn định phanh do hệ số bám và 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 luận chương 3:

Tóm lại trong chương này đã thực hiện được việc tối ưu hóa thuật toán điều khiển phân phối lực phanh nhằm nâng cao hiệu quả thu hồi năng lượng cũng như đảm bảo độ ổn định khi phanh. 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. Vấn đề này sẽ được thực hiện trong chương tiếp theo của luận án.

Chương 4

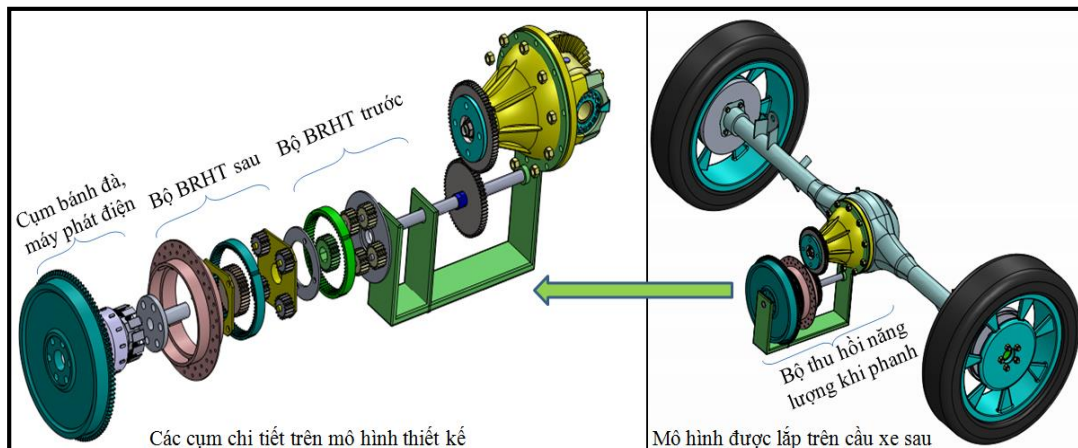
MÔ HÌNH THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG

4.1 Đặt vấn đề

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 và thực hiện thí nghiệm thu thập dữ liệu và tính toán năng lượng thu hồi được ở các vận tốc khác nhau mỗi khi quá trình phanh xảy ra. Giai đoạn 2 hệ thống sẽ được lắp đặt lên băng thử và chạy thử nghiệm theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn để từ đó đánh giá hiệu quả và so sánh kết quả thu được với các nghiên cứu khác.

4.2 Thiết kế các cụm chi tiết trong hệ thống phanh tái tạo năng lượng

Dựa trên mô hình thử nghiệm đã được đề xuất, các tính toán thông số của bộ thu hồi năng lượng được thực hiện (trình bày trong phụ lục). Phần mềm Solidworks được sử dụng để xây dựng mô hình 3D của các chi tiết trong hệ thống như trong hình 4.1.



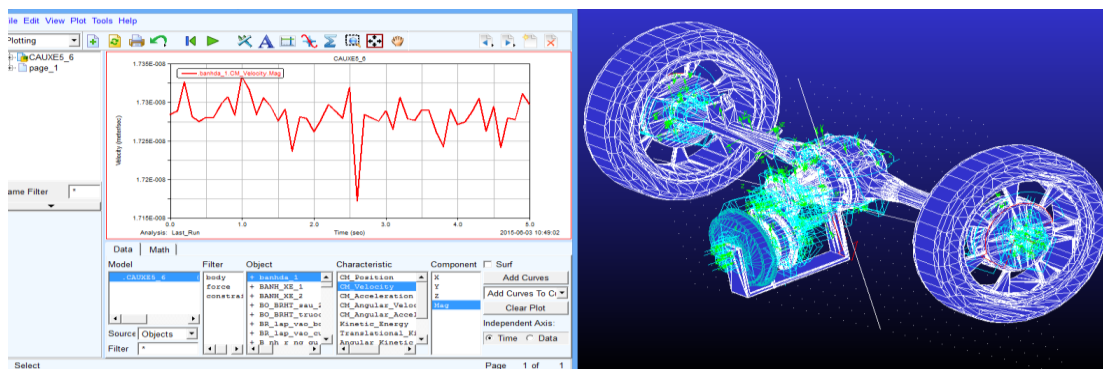
Hình 4.1: Mô hình được thiết kế bằng Solidworks

Các bộ phận và thông số kỹ thuật trong hệ thống phanh tái tạo năng lượng được trình bày chi tiết trong bảng 4.1.

Bảng 4.1: Các thông cơ bản của bộ thu hồi năng lượng

Tên chi tiết	Số lượng	Thông số kích thước		
		Số răng Z	Bước răng M (mm)	Đường kính D (mm)
Bánh răng bao trước	1	65	2.5	162.5
Bánh răng mặt trời trước	1	27	2.5	67.5
Bánh răng hành tinh trước	4	19	2.5	47.5
Bánh răng bao sau	1	73	2.5	182.5
Bánh răng mặt trời sau	1	39	2.5	97.5
Bánh răng hành tinh sau	4	17	2.5	42.5
Bánh răng quả dứa (bộ truyền lực chính)	1	10	4	40
Bánh răng vành chậu (bộ truyền lực chính)	1	43	4	172
Bánh răng chủ động lắp trên trục các đăng	1	73	2.5	182.5
Bánh răng chủ động lắp trên bộ BRHT	1	62	2.5	155
Bánh đà	1	Thông số kích thước: 220x30 mm, 2.7 kg		

Sau khi thiết kế các cụm chi tiết của hệ thống, mô hình được chạy mô phỏng thử va chạm bằng phần mềm Solidworks sau đó được chuyển sang ADAMS/View và ADAMS/Car để kiểm tra bền cũng như mô phỏng động lực học của xe.



Hình 4.2: Mô hình được thiết kế bằng Solidworks

Các tính toán về thông số các bánh răng cũng như mô phỏng động lực học và va chạm của bộ thu hồi năng lượng được trình bày trong phần phụ lục. Trong chương này sẽ tập chung vào việc thực nghiệm và phân tích kết quả.

4.3 Thí nghiệm đánh giá hệ thống trên xe với các tốc độ bắt đầu quá trình phanh khác nhau.

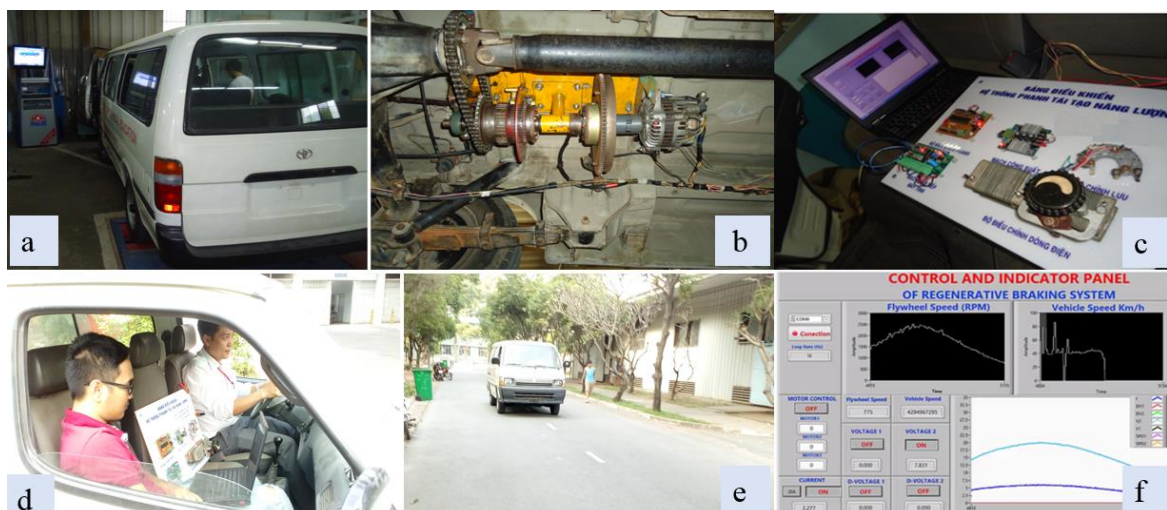
4.3.1 Mô tả điều kiện thực nghiệm

Các thiết bị thí nghiệm bao gồm bộ bánh răng hành tinh kép được lắp đồng trục với bánh đà và máy phát điện như trên hình 4.3a. Bộ bánh răng hành tinh kép được kết nối với hệ thống truyền lực thông qua bộ truyền xích như hình 4.3b. 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. Bộ điều khiển điện tử bao gồm các mô-đun điều khiển phanh, mô-đun điều khiển công suất, mô-đun thu thập dữ liệu và mô-đun điều chỉnh dòng điện do máy phát phát ra được đưa qua một phụ tải điện như trên hình 4.3c.



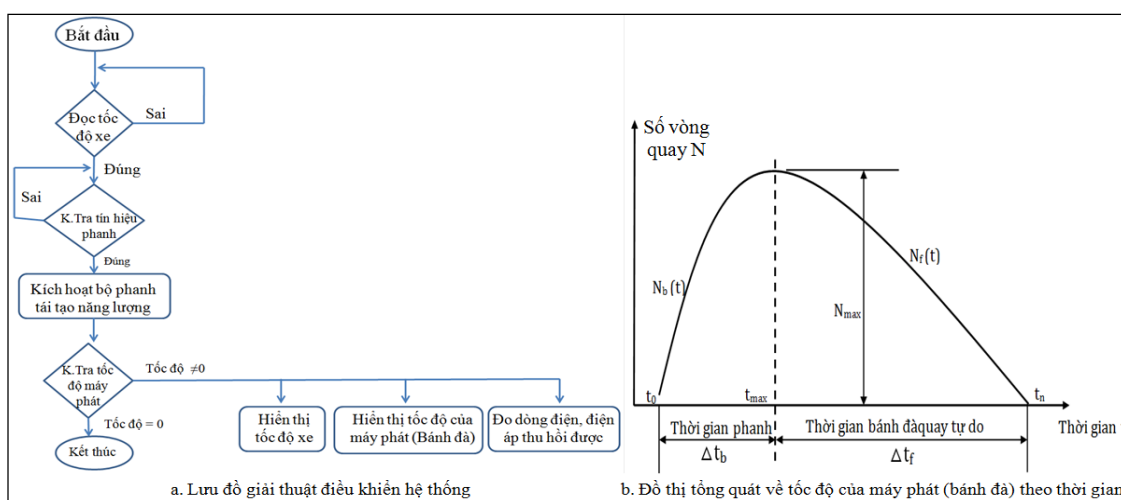
Hình 4.3: Các bộ phận của hệ thống phanh tái tạo năng lượng được lắp trên xe

Trên hình 4.4a và 4.4b là bố trí các bộ phận trong mô hình thực nghiệm hệ thống thu hồi năng lượng được lắp trên xe và đưa xe vào bộ thử để kiểm tra thử nghiệm các kết cấu cơ khí cũng như chương trình điều khiển trước khi được thử nghiệm trên đường. Hình 4.4c và 4.4f là bảng các thiết bị điều khiển và thu thập dữ liệu được kết nối với máy tính thông qua phần mềm LabVIEW. Trên hình 4.4d và 4.4e là quá trình xe đang thực nghiệm trên đường.



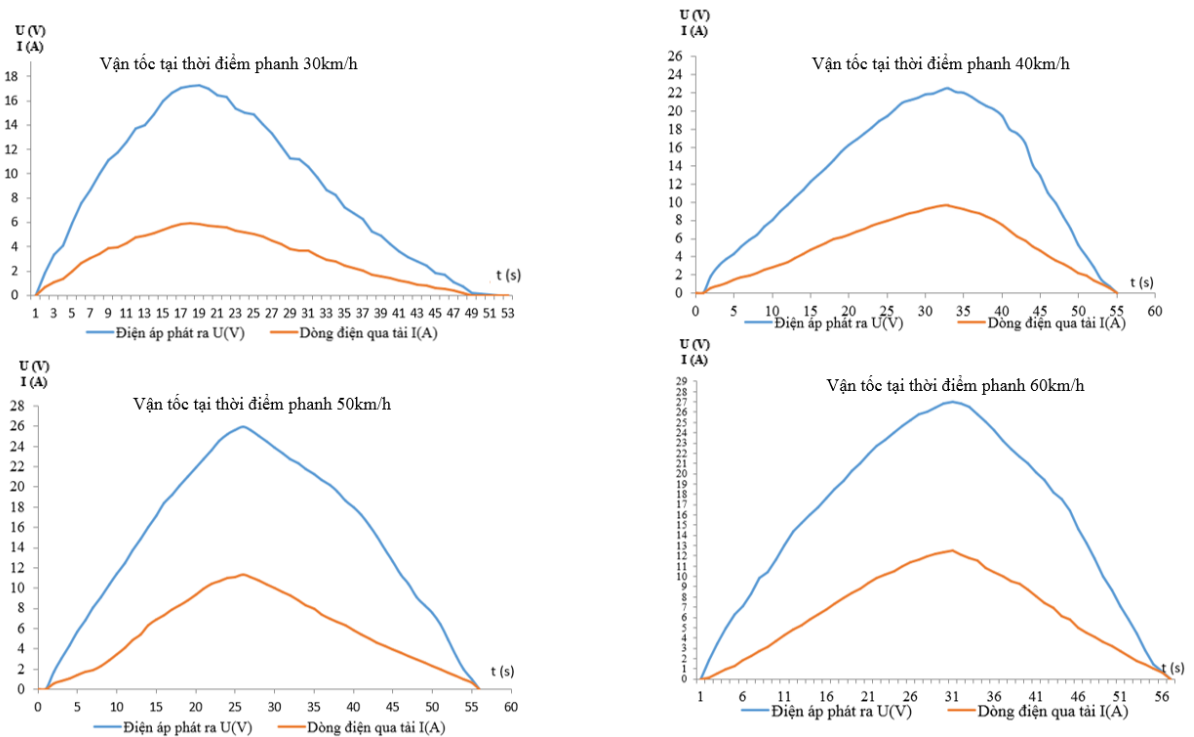
Hình 4.4: Hình ảnh quá trình thực nghiệm trên xe

Mô tả quá trình thí nghiệm: Sau khi lắp đặt các bộ phận cơ khí, kết nối các cảm biến và các bộ chấp hành với mạch điều khiển thu thập dữ liệu, tác giả đã tiến hành thử nghiệm kiểm tra kết cấu cơ khí và chương trình điều khiển trên băng thử sau đó thực nghiệm 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 tổng quát tốc độ của máy phát theo thời gian

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. Sau khi thu thập được các số liệu nhóm tiến hành phân tích và xử lý số liệu thực nghiệm và thu được kết quả như hình 4.5 (*các số liệu thực nghiệm thu thập được trình bày trong phần phụ lục*)



Hình 4.6: Đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa điện áp, dòng điện theo thời gian phanh ở các tốc độ xe khác nhau

Kết quả thu được cho thấy khi bắt đầu quá trình phanh, tốc độ máy phát (bánh đà) tăng lên rất nhanh làm cho dòng điện và điện áp máy phát tăng theo tuyến tính. Sau khoảng thời gian phanh, bánh đà quay tự do theo quán tính với tốc độ giảm dần theo thời gian. Điều này làm cho điện áp và dòng điện sinh ra cũng giảm theo.

4.3.2 Tính toán năng lượng thu được

Dựa trên các thông số thực nghiệm thu được như trên hình 4.6 ta sẽ tính năng lượng thu hồi được trong quá trình xe phanh hoặc giảm tốc. Tại một thời điểm bất kỳ, công suất thu được được tính theo công thức:

$$P=U * I [W] \tag{4.1}$$

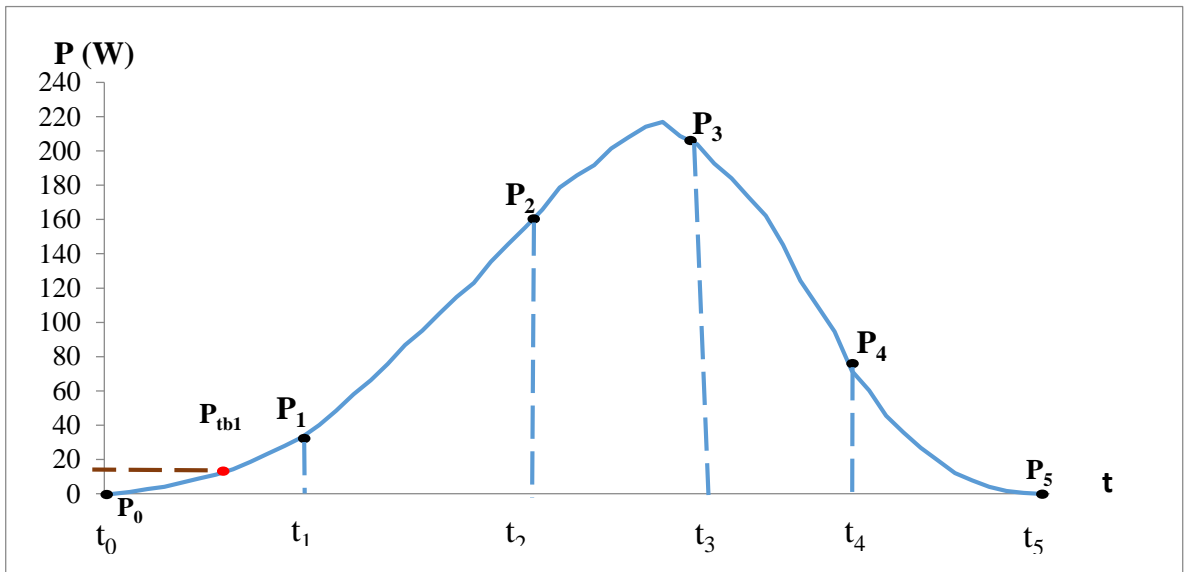
Trong đó: U, I lần lượt là dòng điện và điện áp của máy phát phát ra tại thời điểm t bất kỳ. Theo kết quả thực nghiệm, ta xây dựng được đồ thị công suất như trên hình 4.6. Dựa trên đường cong công suất ta sẽ tính được năng lượng tái sinh khi phanh của xe trong khoảng thời gian bộ thu hồi năng lượng tái tạo hoạt động.

$$E = \int_{t_0}^{t_n} P(t)dt \tag{4.2}$$

Nếu công suất thu được là hằng số, có đồ thị là một đường thẳng song song với trục thời gian thì năng lượng thu được được tính như sau:

$$E = P \cdot \Delta t = P \cdot (t_n - t_0) \quad (4.3)$$

Tuy nhiên, dựa theo các bảng số liệu thu được thì các giá trị thay đổi liên tục và đường công suất là đường cong nên ta sử dụng phương pháp tính gần đúng các giá trị năng lượng thu được.



Hình 4.7: Đồ thị công suất thu được theo thời gian

Theo đồ thị trên, ta có thể tính gần đúng năng lượng thu được theo các điểm giá trị như trên hình:

$$\begin{aligned} E &= E_1 + E_2 + \dots + E_5 = P_{tb1}(t_1 - t_0) + P_{tb2}(t_2 - t_1) + \dots + P_{tb5}(t_5 - t_4) \\ &= \frac{P_1 + P_0}{2}(t_1 - t_0) + \frac{P_2 + P_1}{2}(t_2 - t_1) + \dots + \frac{P_5 + P_4}{2}(t_5 - t_4) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Các điểm giá trị lấy được càng nhiều và khoảng thời gian lấy mẫu các giá trị đó càng nhỏ thì năng lượng tính được càng chính xác. Nên công thức tổng quát được tính như sau:

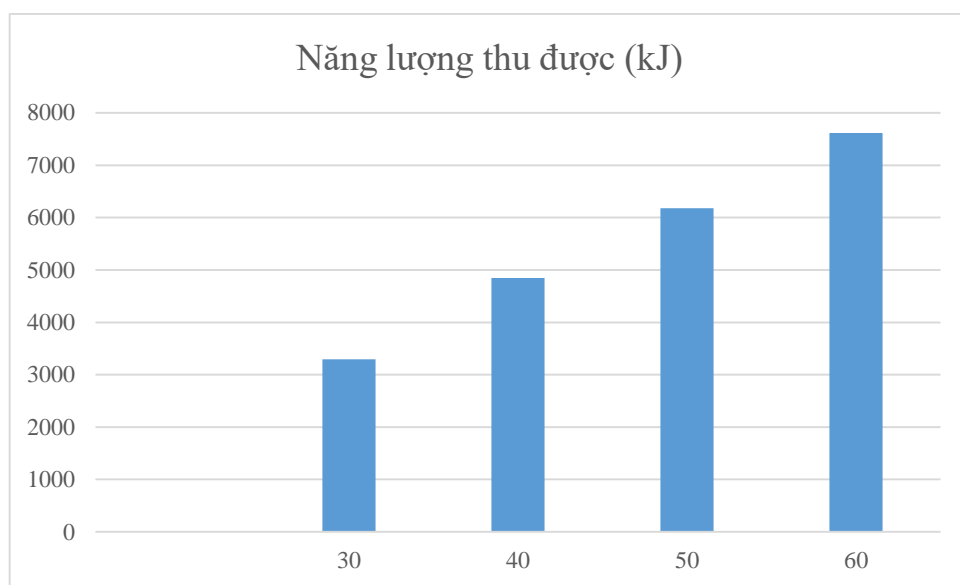
$$E = \sum_{i=1}^{n-1} \left(\frac{P_i + P_{i+1}}{2} \right) (t_{i+1} - t_i) \quad (4.5)$$

Do khoảng thời gian giãn cách để tính toán là $\Delta t = 1s$ nên ta có:

$$E = \sum_{i=1}^{n-1} \left(\frac{P_i + P_{i+1}}{2} \right) \quad (4.6)$$

Bảng 4.2: Bảng giá trị năng lượng thu được theo vận tốc xe tại thời điểm phanh

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



Hình 4.8: Biểu đồ năng lượng thu hồi được theo từng dải tốc độ

Dựa vào bảng kết quả trên ta thấy rằng 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.

4.3.3 Tính hiệu suất bộ hồi năng lượng

Theo lý thuyết, giả sử một chiếc xe có khối lượng là m đang chuyển động với vận tốc là v_1 , dưới tác dụng của hệ thống phanh thủy lực vận tốc của xe về v_2 thì năng lượng tiêu tốn được xác định theo công thức:

$$E_p = \frac{1}{2} \times m(v_2 - v_1)^2 \quad (4.7)$$

Trong đó: E_p là năng lượng động năng khi phanh; m là khối lượng của xe; v_1 là vận tốc bắt đầu phanh; v_2 là vận tốc kết thúc phanh

Tương ứng với năng lượng này ta tính được công suất cần thiết tiêu tốn cho hệ thống phanh là được tính theo công thức:

$$P_p = \frac{E_p}{t} \quad (4.8)$$

Với t là thời gian giảm tốc (trong thực nghiệm này lấy $t = 17$ s). Nếu xe sử dụng hoàn toàn bằng hệ thống phanh thường thì công suất này sẽ bị tiêu tán hoàn toàn thành nhiệt năng làm nóng cơ cấu phanh. Với bộ thu hồi năng lượng được thiết kế trong đề tài, công suất này được thu hồi và được tính theo công thức:

$$P_t = \frac{E}{t} \quad (4.9)$$

Trong đó: E là năng lượng thu được theo thực nghiệm khi xe giảm tốc từ vận tốc v_1 đến v_2 trong khoảng thời gian bộ tích trữ năng lượng hoạt động là t . Ta có bảng tính toán công suất thu được ứng với từng chế độ giảm tốc. Dựa trên các số liệu này ta tính được hiệu suất của bộ thu hồi năng lượng ở từng chế độ hoạt động.

Bảng 4.3: Hiệu suất của bộ thu hồi năng lượng ở các chế độ giảm tốc

v_1 (km/h)	40	50	60
v_2 (km/h)	15	23	30
P_p (W)	2702	3151	3890
P_t (W)	285	363	447
η (%)	10.5	11.5	11.5

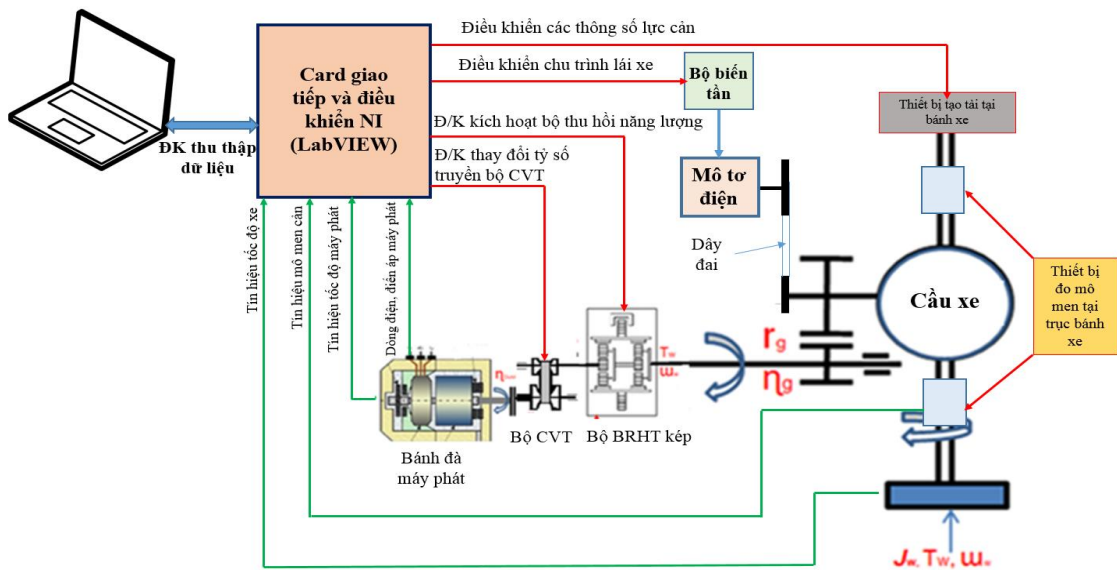
Nhận xét: Qua kết quả tính toán thực nghiệm ta thấy rằng năng lượng cơ năng của quá trình xe ô tô giảm tốc là rất lớn. Năng lượng này sẽ được chuyển hóa hoàn toàn thành nhiệt năng tại các cơ cấu phanh làm giảm tuổi thọ các chi tiết. Với bộ thu hồi năng lượng khi phanh bước đầu thực nghiệm đã thu hồi được 10% đến 11.5%

năng lượng nhờ cơ năng được biến thành điện năng. Năng lượng này cũng sẽ tăng cao nếu như quá trình giảm tốc xảy ra liên tục khi xe di chuyển trên đường thực tế.

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 chứ chưa đánh giá được hệ thống trên toàn bộ chu trình thử nghiệm. Do đó để có cơ sở tính toán và so sánh với các nghiên cứu khác thì việc thực nghiệm theo các chu trình lái xe tiêu chuẩn cần phải được thực hiện.

4.4 Tính toán xây dựng mô hình thực nghiệm theo các chu trình lái xe.

Việc thực hiện thực nghiệm chạy xe theo các chu trình trên đường thực tế khó có thể thực hiện do thiếu 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: 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.

4.4.1 Các thông số của mô hình thí nghiệm

Dựa trên các kết quả mô phỏng, vận tốc cực đại của xe được xác định. Từ đó mô men tại bánh xe ở thời điểm bắt đầu thu hồi năng lượng M_e và tốc độ góc ω_e tại trục các đăng được tính toán.

- Số vòng quay cực đại của mô tơ điện sử dụng cho mô hình thực nghiệm thông qua công thức: $v = \frac{2\pi n}{60} (m/s) \Rightarrow n = \frac{30v}{\pi} (v/ph)$ (4.10)

- Công suất cực đại của mô tơ điện dùng cho mô hình thực nghiệm, thông qua công thức: $P_{cd} = M_{cd} \cdot \omega_{cd} (W)$ (4.11)

Trong đó: $M_{cd} = \frac{M_{bx}}{i_{tlc}} = \frac{M_{bx}}{4,3} (N.m)$; $\omega_{cd} = \frac{\omega_{bx}}{i_{tlc}} = \frac{v_t}{i_{tlc} \cdot r_{bx}} = \frac{v_t}{4,3 \cdot 0,33} (rad/s)$ (4.12)





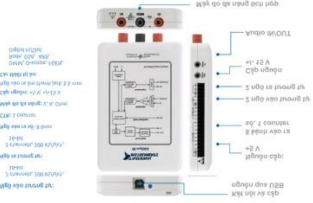
Sau khi xét từng chu trình dựa vào đồ thị và bảng tính ta thu được kết quả số vòng quay cực đại và công suất cực đại của mô tơ điện đối với từng chu trình như trong bảng 4.4.

Bảng 4.4: Công suất và số vòng quay cực đại của mô tơ điện ứng với từng chu trình

	FTP-75	NEDC	EUDC	ECE R15
$P_{max} (W)$	2842.752	3505.586	3504.486	1151.713
$n_{max} (v/ph)$	242.3737	283.3139	283.3139	132.9353

Nhìn vào bảng số liệu ta thấy số vòng quay và công suất cực đại của chu trình NEDC là cao nhất nên ta sử dụng thông số này để tiến hành lựa chọn động cơ phù hợp để phục vụ cho thực nghiệm.

Bảng 4.5: Thông số các thiết bị trong thí nghiệm

Tên thiết bị	Chức năng	Thông số	Hình ảnh
Bộ biến tần	Điều khiển tốc độ mô tơ dẫn động hệ thống	TOSHIBA VF-FS1-2075PM (3PH-200V-7.5kW)	
Bộ hãm từ	Tạo lực cản tại bánh xe khi phanh	VSED 24 Kg-m; 80V-0.47A;1800RPM	
Cảm biến moment	Đo mô men phanh tại bánh xe bị phanh	<ul style="list-style-type: none"> - Điện áp kích cho cảm biến moment: 9-12V DC - Dòng điện kích cho cảm biến moment: 10 mA - Tín hiệu đầu ra tại 0 N.m: 2.5 V DC - Tín hiệu đầu ra analog : 0.5V-4.5V - Phạm vi đo: 0-500 N.m - Tốc độ quay lớn nhất: 5000 min⁻¹ 	 
Mạch điều khiển và Card thu thập dữ liệu NI	Điều khiển hệ thống theo các chu trình lái xe, thu thập dữ liệu mỗi khi quá trình thu hồi năng	<ul style="list-style-type: none"> - Ngõ vào tương tự: Tốc độ lấy mẫu 200 kS/s, độ phân giải 16 bit, điện áp ± 10 V, ± 2 V - Ngõ ra tương tự: Tốc độ lấy mẫu 200 kS/s, độ phân giải 16 bit - Ngõ vào/ra số (DIO): 8 	

	lượng xảy ra	kênh, 1 counter/timer 32 bit - Bộ đọc tín hiệu số: 8 kênh ngõ vào - Bộ ghi tín hiệu số: 8 kênh ngõ ra - Khả năng cấp nguồn - 15V, +15V và +5	
--	--------------	---	--



Hình 4.10: Mô hình thực nghiệm

4.4.2 Mô tả quá trình thí nghiệm

Để đánh giá được hiệu quả thu hồi năng lượng của hệ thống trên toàn bộ chu trình tác giả đi phân tích và tính toán khoảng thời gian cũng như vận tốc tại thời điểm xảy ra quá trình phanh của mỗi chu trình. Giá trị vận tốc xe của chu trình tiêu chuẩn được nạp và điều khiển bằng 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 quá trình giảm tốc xảy ra 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

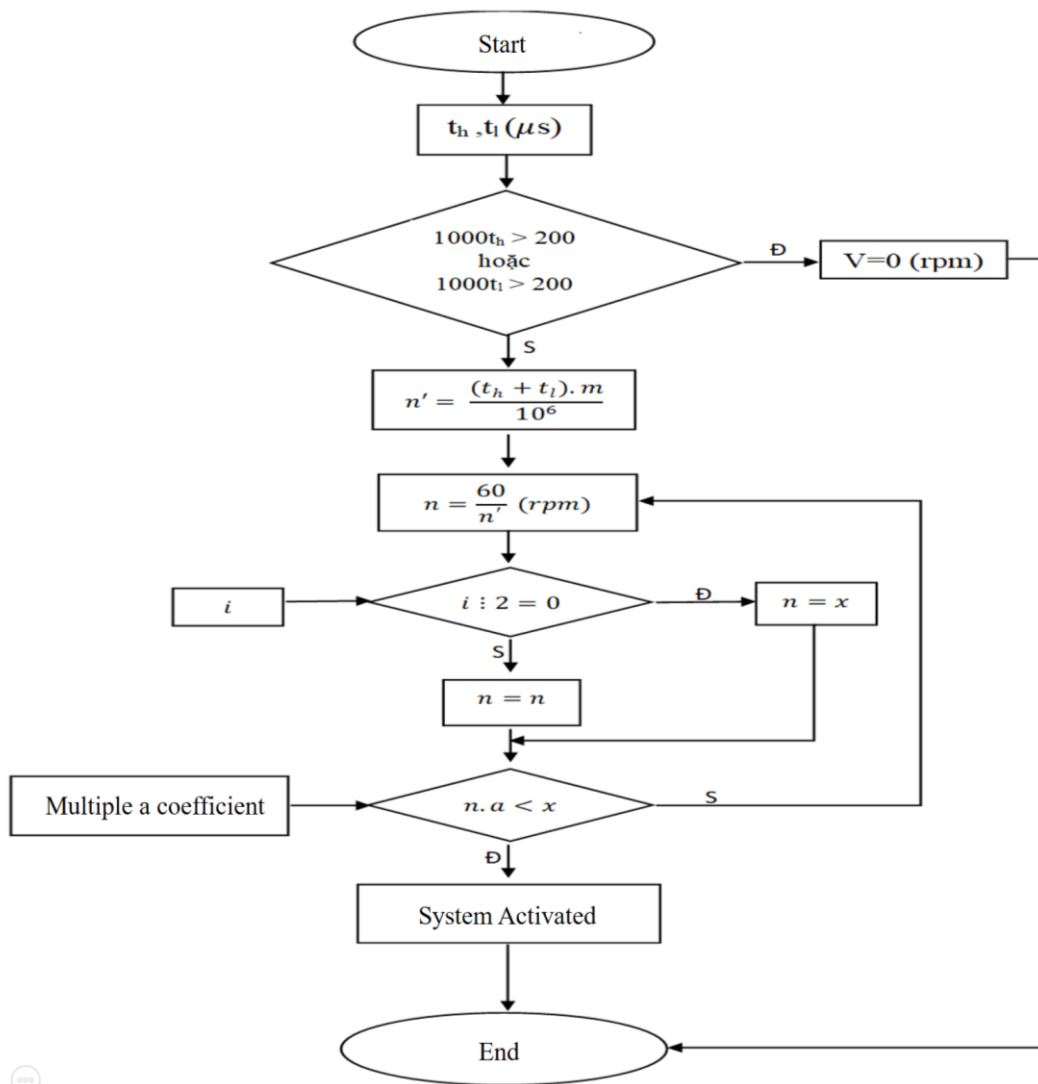
hệ thống phanh cơ khí trên xe nhằm đảm bảo lực tốc độ xe thực tế trên mô hình thí nghiệm luôn bám sát tốc độ theo chu trình.

Điện áp máy phát phát ra được đưa qua tải để tính toán dòng điện phát ra cũng như công suất thu hồi được khi quá trình thu hồi năng lượng xảy ra trong toàn bộ chu trình. Quá trình thực nghiệm được thực hiện ở các chu trình lái xe tiêu chuẩn khác nhau: FPT75, NEDC, EUDC và ECE-R15

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... Từ các số liệu đó có cơ sở để tính toán năng lượng thu hồi được trong quá trình xe giảm tốc hoặc phanh.

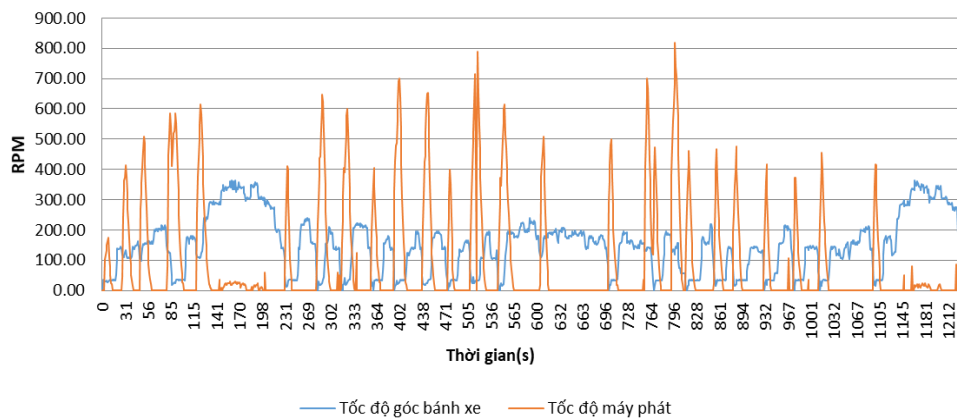


Hình 4.11: Thực nghiệm thu thập dữ liệu trên băng thử

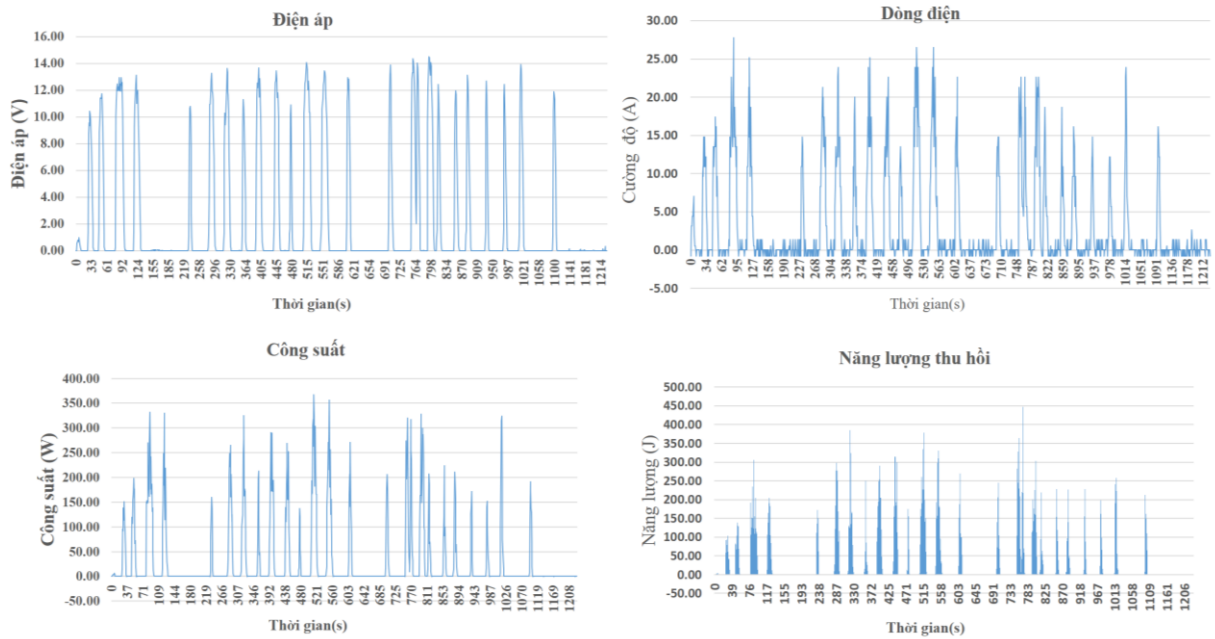


Hình 4.12: Thuật toán điều khiển hệ thống trên mô hình thực nghiệm
4.5 Kết quả thực nghiệm và phân tích kết quả

Kết quả thực nghiệm chu trình FTP 75



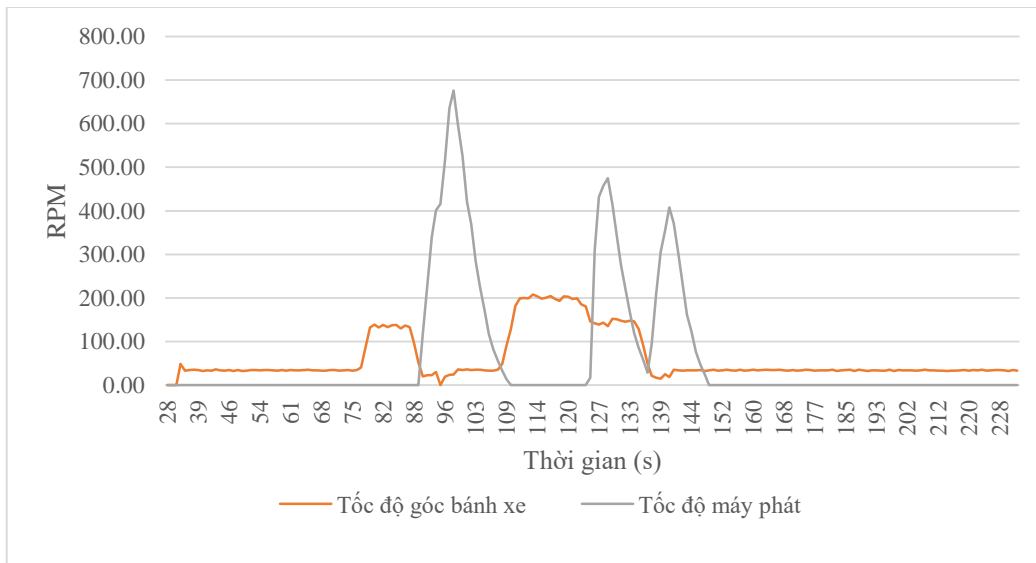
Hình 4.13: Đồ thị thể hiện sự thay đổi tốc độ bánh xe và tốc độ máy phát



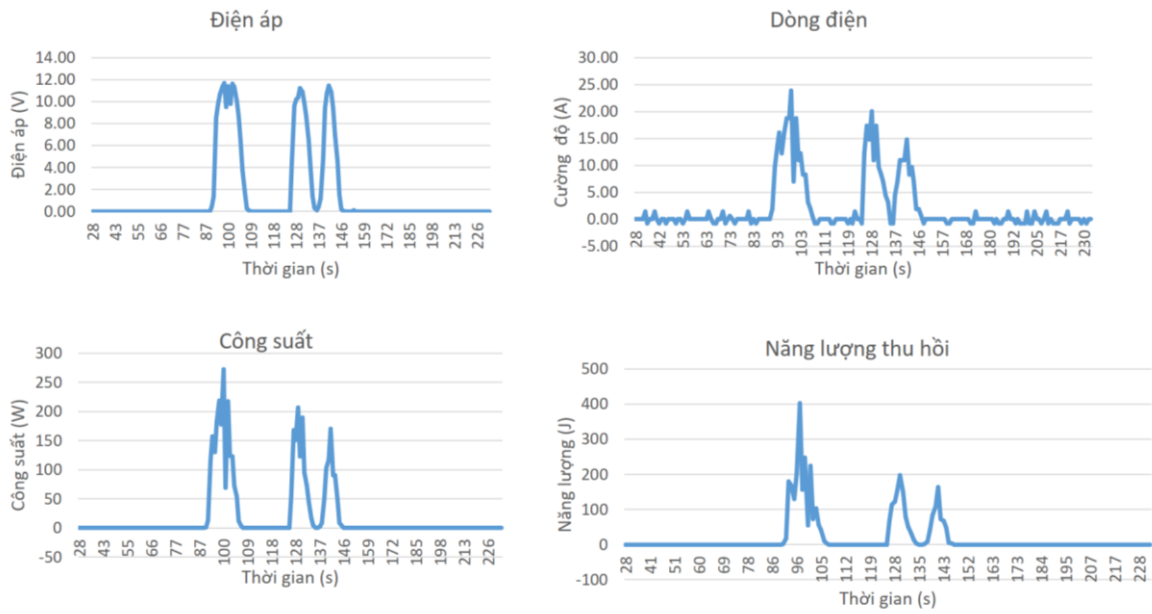
Hình 4.14: Đồ thị các thông số sau khi thực nghiệm chu trình FTP 75

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình FTP75 là $\sum E = 5050754.198 (J)$

Kết quả thực nghiệm chu trình ECE-R15



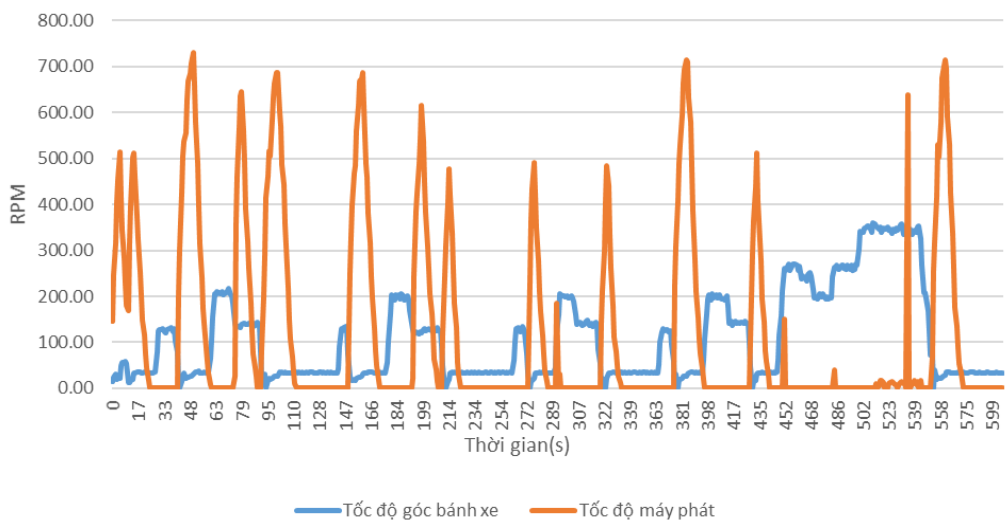
Hình 4.15 Đồ thị thể hiện sự thay đổi của tốc bánh xe và tốc độ máy phát



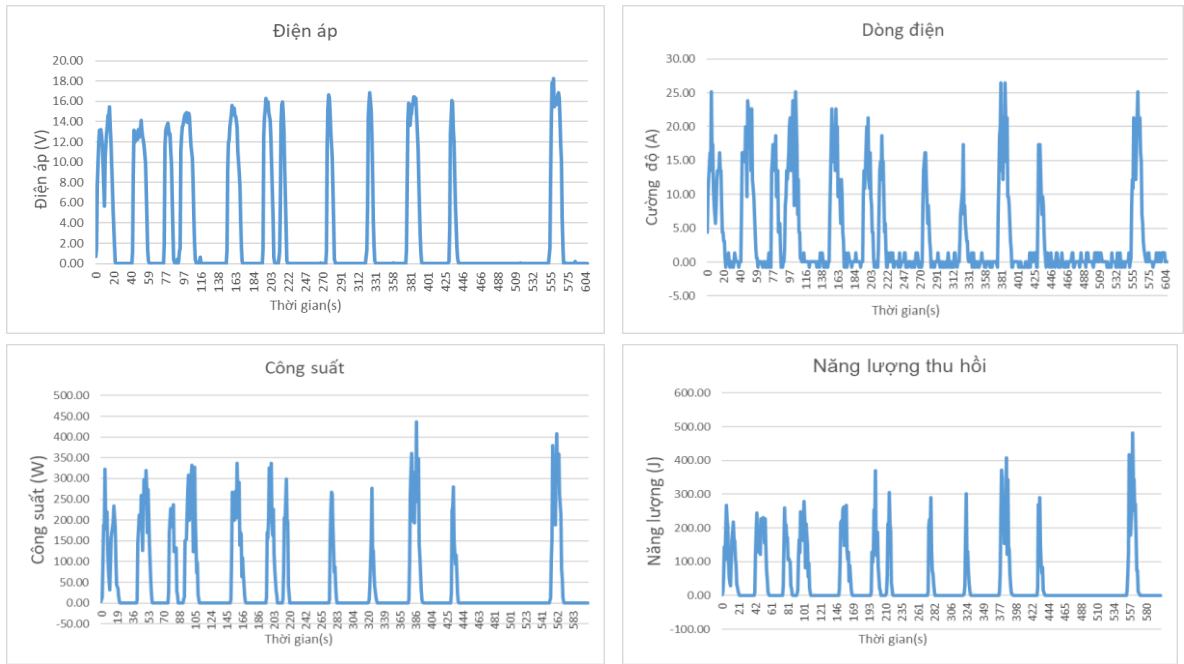
Hình 4.16: Đồ thị các thông số sau khi thực nghiệm chu trình ECE-R15

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình ECE-R15 là $\sum E = 45984.9016 \text{ (J)}$

Kết quả thực nghiệm chu trình NEDC



Hình 4.17: Biểu đồ cho thấy hệ thống kích hoạt khi tốc độ xe giảm



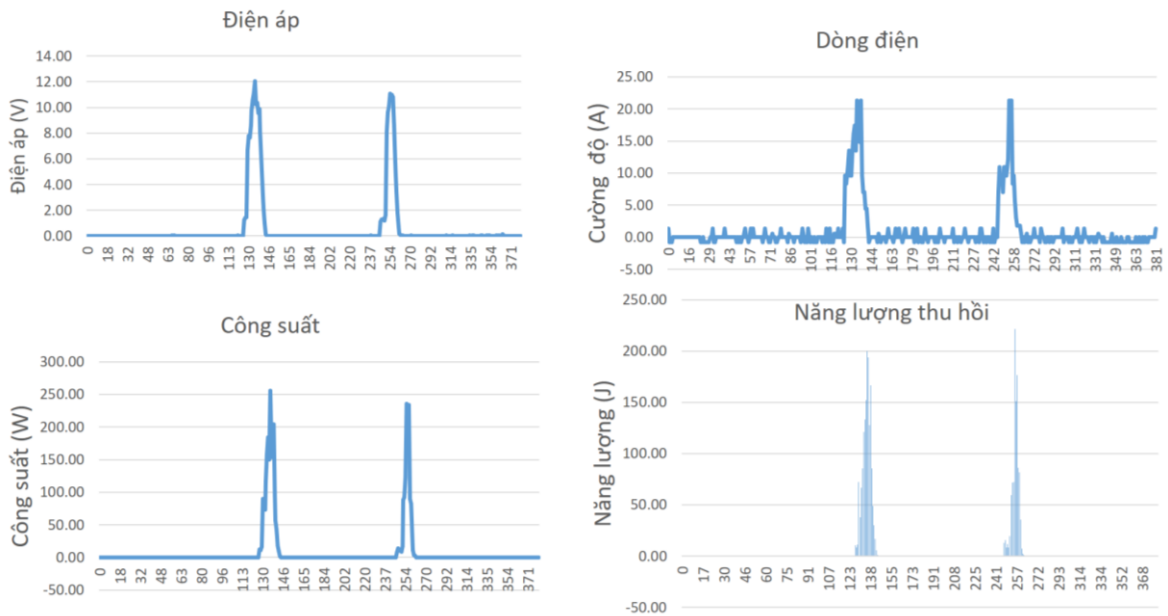
Hình 4.18: Đồ thị các thông số sau khi thực nghiệm chu trình NEDC

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình NEDC là $\sum E = 792987.2032(J)$

Kết quả thực nghiệm chu trình EUDC



Hình 4.19: Biểu đồ cho thấy hệ thống kích hoạt khi tốc độ xe giảm



Hình 4.20: Năng lượng thu hồi được sau khi thực nghiệm chu trình EUDC

Tổng năng lượng thu hồi được theo chu trình NEDC là $\sum E = 663298.1529(\text{J})$

Bảng 4.5: Kết quả thực nghiệm.

Các chu trình lái xe	FTP-75	NEDC	EUDC	ECE R15	
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]	Mô phỏng 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 biểu đồ được xây dựng từ 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.

Trên mô hình thực nghiệm do hạn chế của kết cấu cơ khí, nên khi thực nghiệm theo chu trình chỉ đo được ở dải tốc độ từ 5 đến 60 km/h mà không đo được ở tốc độ cao. Đây cũng là lý do chính dẫn đến sự khác biệt về kết quả mô phỏng và thực nghiệm.

Khi chạy thực nghiệm trên mô hình thực nghiệm ở những giai đoạn giảm tốc ngắn sau đó tăng tốc ngay (tức là thời gian phanh hay giảm tốc quá ngắn) sự đáp ứng của bộ thu hồi năng lượng chưa kịp nên hầu như những giai đoạn đó gần như không thu hồi năng lượng trong khi đó tính toán mô phỏng lý thuyết vẫn được thực hiện.

4.6 Xử lý số liệu thực nghiệm và tìm vùng phân bố năng lượng theo tốc độ xe bằng phương pháp hồi quy.

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 phát ra mỗi khi có sự giảm tốc của xe. Từ các giá trị này tính toán được công suất thu hồi tại mỗi thời điểm (theo bảng số liệu phần phụ lục). Do quá trình thử nghiệm theo chu trình lúc xe tăng tốc, giảm tốc ở các dải 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.

Bảng 4.6: Bảng mô tả các cặp giá trị thực nghiệm

X	X_1	X_2	X_i	X_n
Y	Y_1	Y_2	Y_i	Y_n

Việc xây dựng một đường cong đi qua tất cả các điểm rời rạc đã thu thập được để tìm quy luật năng lượng thu hồi được theo vận tốc xe sẽ khó có thể thực hiện được. Thay vào đó tác giả sẽ tìm một hàm $f(x)$ thể hiện tốt nhất hình dạng của tập hợp các điểm đã cho đó. Có nhiều phương pháp để thực hiện vấn đề này như phương pháp bình phương nhỏ nhất. Phương pháp bình phương nhỏ nhất thường được sử dụng để

tìm quy luật và thành lập công thức thực nghiệm. Nội dung của phương pháp này là tìm cực tiểu của phiếm hàm

$$g(f) = \sum_{k=1}^n (f(x_k) - y_k)^2 \rightarrow \min \quad (4.13)$$

Tổng bình phương các sai số là nhỏ nhất. Dạng của hàm cần xác định $f(x)$ phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Trong đó các dạng đơn giản nhất thường gặp với số lượng cặp giá trị thấp là $f(x)=Ax + B$, $f(x)=Ax^2 + Bx + C$, $f(x) = Ae^{Bx}$, $f(x) = Ax^B$, $f(x) = A\cos x + B\sin x$, ...

Tuy nhiên, với số lượng cặp điểm khá nhiều (Khoảng 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 tìm đường cong xấp xỉ dựa trên các số liệu thực nghiệm thu thập được.

Giả sử ta có loạt các cặp giá trị nội suy $(x_1, y_1), \dots, (x_i, y_i), \dots, (x_n, y_n)$. Trên mỗi đoạn đó các giá trị phân bố tương đối theo hàm bậc 3. Như vậy giữa nút I và (i+1) ta có hàm $f_{i,i+1}(x)$, nghĩa là ta dùng (n-1) hàm bậc 3 $f_{1,2}(x), f_{2,3}(x), \dots, f_{n-1,n}(x)$, để thay thế cho hàm thực. Hàm $f_{i,i+1}(x)$ có dạng:

$$f_{i,i+1}(x) = a_i + b_i(x-x_i) + c_i(x-x_i)^2 + d_i(x-x_i)^3 \quad (4.14)$$

Hàm này thỏa mãn các điều kiện:

$$f_{i,i+1}(x_i) = a_i = y_i \quad (4.15)$$

$$f_{i,i+1}(x_{i+1}) = d_i h_i^3 + c_i h_i^2 + b_i h_i = y_{i+1} \quad (4.16)$$

$$f'_{i,i+1}(x_i) = b_i \quad (4.17)$$

$$f'_{i,i+1}(x_{i+1}) = 3d_i h_i^2 + 2c_i h_i + b_i \quad (4.18)$$

$$f''_{i,i+1}(x_i) = 2c_i = y'' \quad (4.19)$$

$$f''_{i,i+1}(x_{i+1}) = 6d_i h_i + 2c_i + b_i = y''_{i+1} \quad (4.20)$$

Muốn nối trơn các đường cong ta cần có đạo hàm bậc nhất liên tục do đó:

$$f''_{i-1,i}(x_i) = f''_{i,i+1}(x_i) = k_i \quad (4.21)$$

Lúc này các giá trị k chưa biết, ngoại trừ $k_1 = k_n = 0$ (tại các các nút là điểm uốn). Điểm xuất phát để tính các hệ số của $f_{i,i+1}(x)$ là biểu thức của $f''_{i,i+1}(x_i)$.

Sử dụng nội suy Lagrange cho hai điểm ta có:

$$f''_{i,i+1}(x_i) = k_i L_i(x) + k_{i+1} L_{i+1}(x) \quad (4.23)$$

Trong đó:

$$L_i(x) = \frac{x - x_{i+1}}{x_i - x_{i+1}}; L_{i+1}(x) = \frac{x - x_i}{x_{i+1} - x_i} \quad (4.24)$$

Do đó:

$$f''_{i,i+1}(x_i) = \frac{k_i(x - x_{i+1}) - k_{i+1}(x - x_i)}{x - x_{i+1}} \quad (4.25)$$

Tích phân biểu thức trên hai lần theo x ta có:

$$f_{i,i+1}(x_i) = \frac{k_i(x - x_{i+1})^3 - k_{i+1}((x - x_i)^3)}{6(x - x_{i+1})} + A(x - x_{i+1}) - B(x - x_i) \quad (4.26)$$

Trong đó A và B là các hằng số tích phân số hạng cuối trong phương trình trên thường được viết là Cx + D. Đặt C = A - B và D = -Ax_{i+1} + Bx_i để dễ dàng tính toán.

Từ điều kiện $f_{i,i+1}(x_i) = y_i$ ta có:

$$\frac{k_i(x - x_{i+1})^3}{6(x - x_{i+1})} + A(x - x_{i+1}) = y_i \quad (4.27)$$

$$\text{nên } A = \frac{y_i}{x - x_{i+1}} - \frac{k_i(x - x_{i+1})}{6} \quad (4.28)$$

Tương tự điều kiện $f_{i,i+1}(x_{i+1}) = y_{i+1}$ ta có:

$$B = \frac{y_i}{x_i - x_{i+1}} - \frac{k_{i+1}(x - x_{i+1})}{6} \quad (4.29)$$

Kết quả là

$$f_{i,i+1}(x_i + 1) = \frac{k_i}{6} \left[\frac{(x - x_{i+1})^3}{(x - x_{i+1})} - (x - x_{i+1})(x_i - x_{i+1}) \right] - \frac{k_{i+1}}{6} \left[\frac{(x - x_i)^3}{(x - x_{i+1})} - (x - x_i)(x_i - x_{i+1}) \right] + \frac{y_i(x - x_{i+1}) - y_{i+1}(x - x_i)}{x_i - x_{i+1}} \quad (4.30)$$

Đạo hàm cấp 2 k_i tại các nút bên trong được tính từ điều kiện:

$$f'_{i-1,i}(x_i) = f'_{i,i+1}(x_i) \quad (4.31)$$

Sau khi biến đổi ta có phương trình:

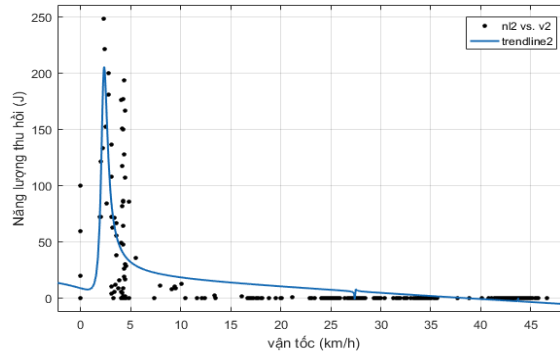
$$k_{i-1}(x_{i-1} - x_i) + 2k_i(x_{i-1} - x_{i+1}) + k_{i+1}(x_i - x_{i+1}) = 6 \left(\frac{y - y_i}{x_{i-1} - x_i} - \frac{y_i - y_{i+1}}{x_i - x_{i+1}} \right) \quad (4.33)$$

các điểm chia cách đều nhau nên ta có

$$k_{i-1} + 4k_i + k_{i+1} = \frac{6}{h^2} (y_{i-1} - 2y_i + y_{i+1}) \text{ với } i=2,3,\dots,n-1 \quad (4.34)$$

Ứng với mỗi chu trình thử nghiệm sau khi xây dựng được hàm nội suy thể hiện mối quan hệ giữa năng lượng thu hồi được theo vận tốc xe tác giả sử dụng hàm smoothing spline để làm trơn đường cong và tăng độ chính xác của các giá trị sai số. Kết quả được trình bày theo từng chu trình bên dưới (Thuật toán điều khiển và chương trình Matlab được trình bày trong phần phụ lục).

4.6.1. Xác định xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc chu trình EUDC



Hình 4.21 Đường xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc xe chu trình EUDC

Phương trình đường trendline:

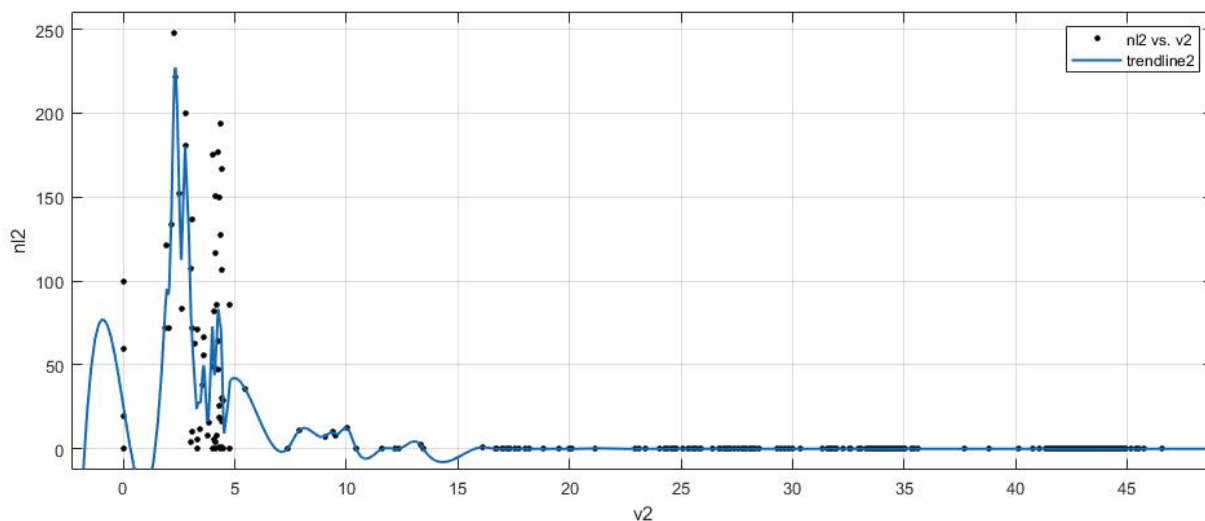
Với x là vận tốc bánh xe (km/h)

y là năng lượng thu hồi (J)

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

Với các giá trị như sau:

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

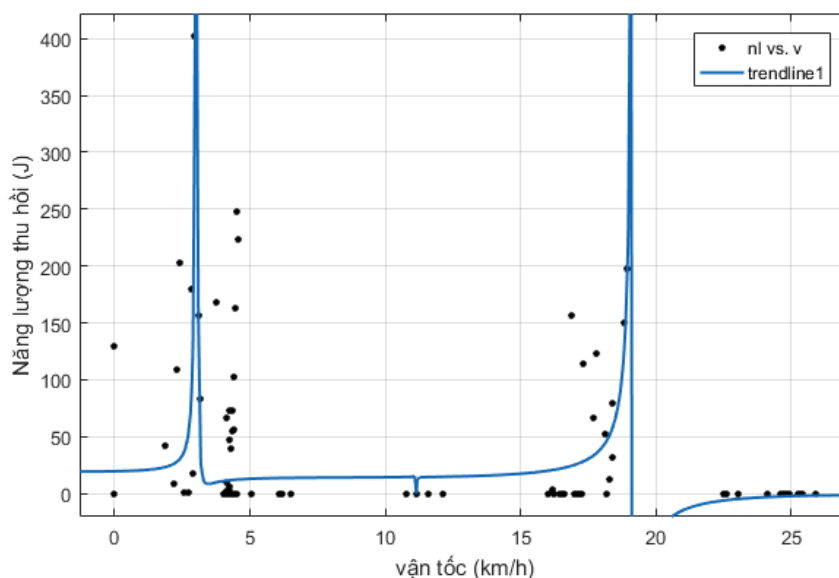


Hình 4.22 Đường xu hướng năng lượng thu hồi sau khi sử dụng smoothingspline

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

- Bình phương sai số nhỏ nhất R^2 (R-square) = 0.7161
- Hệ số R^2 điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.5666
- Tổng các độ lệch chuẩn bình phương sai số SSE (Sum of Squares Error) = $1.511e+05$
- Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter): $p = 0.9998888$

4.6.2. Xác định đường xu hướng năng lượng theo vận tốc xe chu trình ECE-R15



Hình 4.23 Đường xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc xe chu trình ECE-R15

Phương trình đường trendline:

Với x là vận tốc bánh xe (km/h)

y là năng lượng thu hồi (J)

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

Với các giá trị như sau:

$$p1 = -2.98 \quad (-9.676, 3.715)$$

$$p2 = 14.66 \quad (2.927, 26.39)$$

$$p3 = -12.09 \quad (-23.65, -0.5335)$$

$$p4 = -23.04 \quad (-35.27, -10.82)$$

$$p5 = 2.876 \quad (0.04494, 5.708)$$

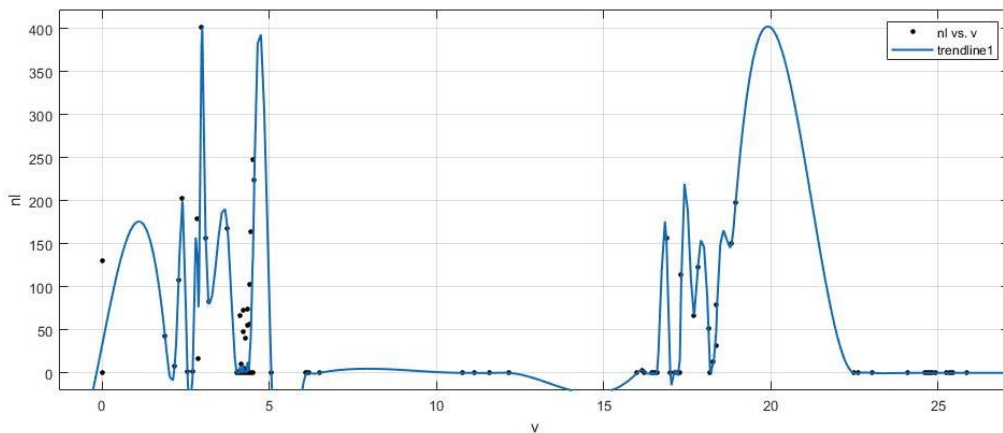
$$p6 = 5.37 \quad (2.734, 8.005)$$

$$q1 = -0.8614 \quad (-1.069, -0.6536)$$

$$q2 = -1.609 \quad (-1.688, -1.53)$$

$$q3 = 0.1791 \quad (-0.1939, 0.5521)$$

$$q4 = 0.3818 \quad (0.227, 0.5365)$$

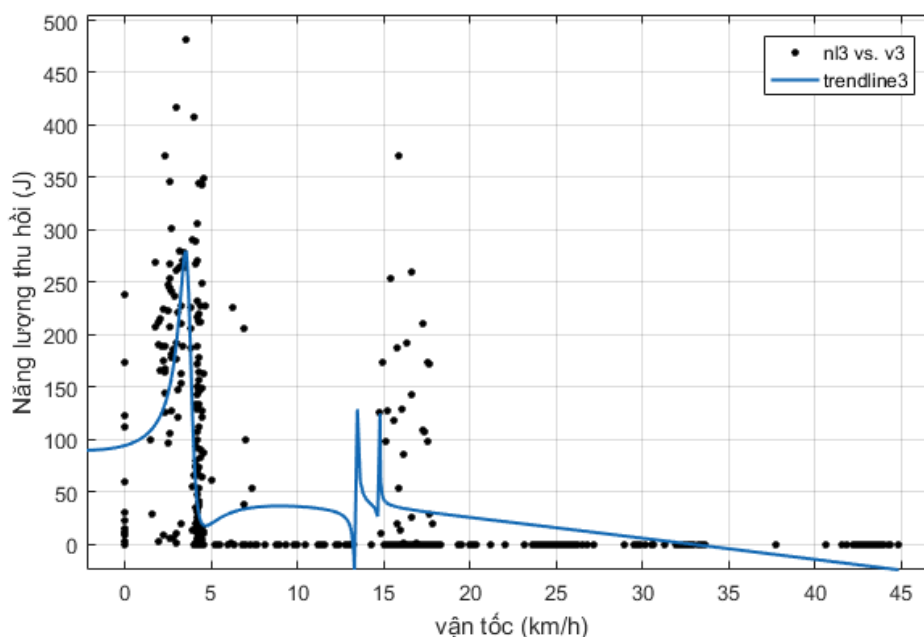


Hình 4.24: Đường xu hướng sau khi sử dụng smoothingspline chu trình ECE-R15

- Với các hệ số xác định của hàm hồi quy như sau:
- Bình phương sai số nhỏ nhất R^2 (R-square) = 0.7916
- Hệ số R^2 điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.6933
- Tổng các độ lệch chuẩn bình phương sai số SSE (Sum of Squares Error) = 1.165e+05

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

4.6.3. Xác định đường xu hướng của năng lượng theo vận tốc chu trình NEDC



Hình 4.25: Đường xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc xe chu trình NEDC

Phương trình đường trendline:

Với x là vận tốc bánh xe (km/h)

y là năng lượng thu hồi (J)

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

Với các giá trị như sau:

$$p1 = -25.74 \quad (-33.66, -17.83)$$

$$p2 = 5.997 \quad (-3.843, 15.84)$$

$$p3 = 45.6 \quad (33.4, 57.79)$$

$$p4 = 17.11 \quad (12.36, 21.86)$$

$$p5 = -2.283 \quad (-3.433, -1.134)$$

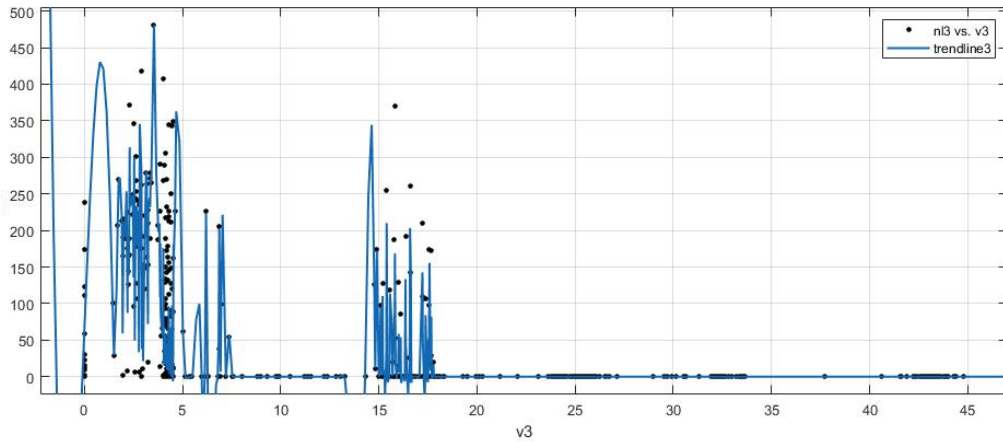
$$p6 = -0.02415 \quad (-0.1129, 0.06456)$$

$$q1 = 1.447 \quad (1.372, 1.521)$$

$$q2 = 0.4274 \quad (0.3201, 0.5348)$$

$$q3 = -0.07282 \quad (-0.106, -0.03967)$$

$$q_4 = 0.0003272 (-0.00464, 0.005294)$$

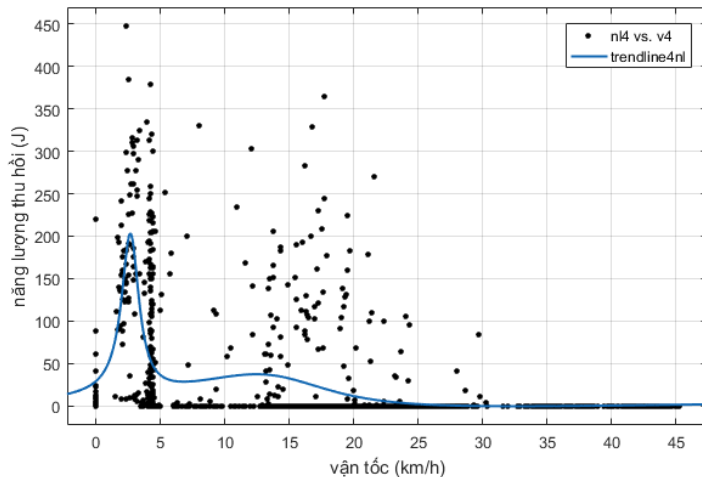


Hình 4.26: Đường xu hướng sau khi sử dụng smoothingspline chu trình NEDC

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

- Bình phương sai số nhỏ nhất R^2 (R-square) = 0.5706
- Hệ số R^2 điều chỉnh (Adjusted R-square) = 0.3148
- Tổng các độ lệch chuẩn bình phương sai số SSE (Sum of Squares Error) = 1.902e+06
- Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter): $p = 0.99999389$

4.6.4. Xác định đường xu hướng của năng lượng theo vận tốc chu trình FTP 75



Hình 4.27: Đường xu hướng năng lượng thu hồi theo vận tốc xe chu trình FTP-75

Phương trình đường trendline:

Với x là vận tốc bánh xe (km/h)

y là năng lượng thu hồi (J)

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

Với các giá trị như sau:

$$p1 = 2.346 (-13.17, 17.87)$$

$$p2 = 6.209 (-24.82, 37.24)$$

$$p3 = -8.18 (-59.42, 43.06)$$

$$p4 = -22.13 (-112.8, 68.49)$$

$$p5 = 3.432 (-29.61, 36.47)$$

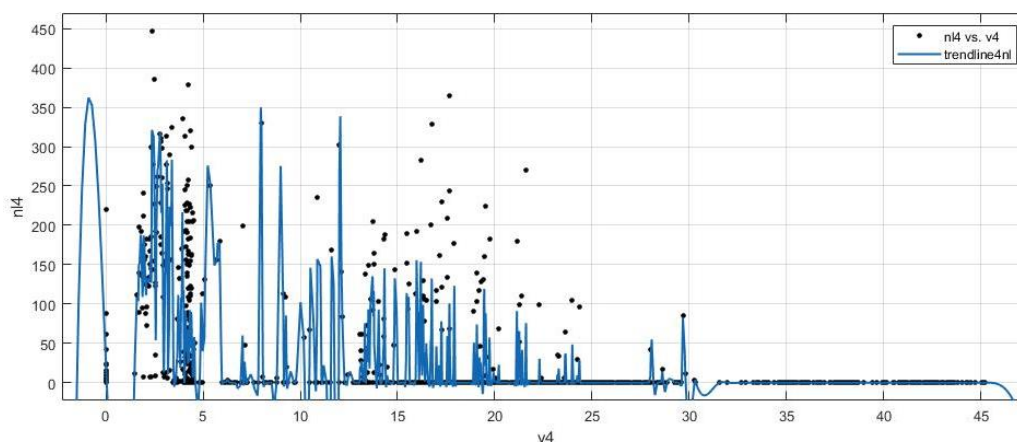
$$p6 = 16.13 (-18.04, 50.29)$$

$$q1 = 3.376 (2.357, 4.394)$$

$$q2 = 4.172 (0.751, 7.592)$$

$$q3 = 2.591 (-1.438, 6.62)$$

$$q4 = 0.8859 (-0.8798, 2.651)$$



Hình 4.28: Đường xu hướng sau khi sử dụng smoothingspline chu trình FTP-75

Với các hệ số xác định của hàm hồi 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
- Tổng các độ lệch chuẩn bình phương sai số SSE (Sum of Squares Error) = 2.172e+06
- Thông số làm trơn đường cong (Smoothing parameter): $p = 0.99999809$

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. Ở dải tốc độ cao do sự giảm tốc không nhiều nên bộ thu hồi năng lượng hoạt động ít. Đồng thời, khi phanh ở dải tốc độ này, 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. Vậy nên hai mục tiêu này phải được điều chỉnh linh hoạt tối ưu thông qua việc điều khiển phân phối lực phanh tối ưu bằng thuật toán PSO.

Cũng từ bảng kết quả thực nghiệm, năng lượng thu hồi được 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 phụ 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.

Kết luận chương 4

Trong chương này đã tính toán được các thông số của mô hình thực nghiệm. Tiến hành thực nghiệm trên xe cũng như trên băng thử để đánh giá được hiệu suất của bộ thu hồi năng lượng đạt được từ 20% đến 29% đã được cải thiện hơn rất nhiều so với các nghiên cứu trước đây cả về thí nghiệm theo từng chế độ làm việc cũng như thí nghiệm theo chu trình. Năng lượng thu hồi được này có thể được sử dụng cho các phụ tải điện khác trên xe nhằm giảm tải cho máy phát chính giúp giảm tiêu hao nhiên liệu cho xe ô tô có kiểu hệ thống truyền lực truyền thống.

Chương 5

KẾT LUẬN – KIẾN NGHỊ

5.1 Kết luận

Thông qua các kết quả đạt được trong quá trình nghiên cứu luận án, tác giả 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 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 có độ tin cậy cao và 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

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] S.J. Clegg (1996) *A Review of Regenerative Brake System*. Institute of Transport Studies, University of Leeds.
- [2] Anirudh Pochiraju, *Design principles of a flywheel regenerative braking system (F - RBS) for formula SAE type race car and system testing on a virtual test rig modelled on MSC ADAMS*, Mechanical Engineering and the Graduate Faculty of the University of Kansas.
- [3] Farhan Khan, Shivam Kumar, Dr. Ashish Mathew, *Recovering waste energy of a braking system by the use of regenerative braking system*, International Journal of Innovative Research in science and Engineering, Vol.No.2, Issue 04, April 2016.
- [4] Mayuresh Thombre, Prajyot Borkar, Mangirish Bhoje, *Kinetic Energy Recovery System Using Spring*, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering Vol:8, No:4, 2014
- [5] Radhika Kapoor, C. Mallika Parveen, Member, IAENG, *Comparative Study on Various KERS*, Proceedings of the World Congress on Engineering 2013 Vol III, WCE 2013, July 3 - 5, 2013, London, U.K.
- [6] F. J. Thoolen, "*Development of an advanced high speed flywheel energy storage system*," Ph.D. Thesis, Technische Universiteiten Eindhoven, Eindhoven, The Netherlands, 1993.
- [8] Vũ Thành Trung, Nguyễn Đình Tuấn, Nguyễn Hoàng Vũ, *Nghiên cứu xác định hệ số khối lượng quay phục vụ việc mô phỏng động lực học chuyển động của xe hyundai starex*, Kỷ yếu hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí - Lần thứ IV
- [7] Fabian Perktold, *Research on a regenerative braking system for a golf cart*, University of Applied Sciences Upper Austria – Campus Wels Innovation- and Product Management, February 1, 2016

- [9] Kai Liu, Toshiyuki, Yamamoto, Takayuki Morikawa, “*Impact of road gradient on energy consumption of electric vehicles,*” *Transportation Research Part D* vol.54, pp.74-81, 2017.
- [10] Chi-Min Liu, Yuan-Wei Wang, Cheng-Kuo Sung*, Chih-Yung Huang, “*The Feasibility Study of Regenerative Braking Applications in Air Hybrid Engine,*” *Energy Procedia*, vol.105, pp. 4242 – 4247, 2017
- [11] C. M. Jefferson and M. Ackerman, “*A flywheel variator energy storage system,*” *Energy Conversion and Management*, vol. 37, pp. 1481-1491, 1996.
- [12] Li-qiang Jin, Peng-fei Chen and Yue Liu, *An Analysis of Regenerative Braking and Energy Saving for Electric Vehicle with In-Wheel Motors*, *International Journal of Control and Automation*, Vol. 7, No. 12 (2014), pp. 219-230
- [13] Leonardo De Novellis, *Wheel Torque Distribution Criteria for Electric Vehicles with Torque-Vectoring Differentials*, *IEEE transactions on vehicular technology*, vol. 63, no. 4, May 2014
- [14] Jinhyun Park, *Torque Distribution Algorithm for an Independently Driven Electric Vehicle Using a Fuzzy Control Method*, *journal energies* ISSN 1996-1073, 2015.
- [15] XIAO Wen – Yong, *Regenerative Braking Algorithm for an ISG HEV Based on Regenerative Torque Optimization*, *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)*, Volume 13, Issue 2, pp 193-200, 09 May 2008
- [16] Sanketh S. Shetty and Orkun Karabasoglu, *Regenerative Braking Control Strategy for Hybrid and Electric Vehicles Using Artificial Neural Networks*, Springer International Publishing Switzerland 2014.
- [17] Piranavan, *Kinetic Energy Recovery and Power Management for Hybrid Electric Vehicles*, CRANFIELD UNIVERSITY Defence Academy - College of Management and Technology, Ph. D thesis, 2014
- [18] C. M. JEFFERSON and M. ACKERMAN, *A Flywheel variator energy storage system*, *Energy Convers. Mgmt Vol*, 37, No. 10, pp. 1481-1491, 1996 Copyright © 1996 Elsevier Science Ltd 0019-8904(96)110007-6 Printed in Great Britain.

- [19] Dietrich, P., Eberle, M., and Hörler, H., "*Results of the ETH-Hybrid III-Vehicle Project and Outlook*," SAE Technical Paper 1999-01-0920, 1999.
- [20] R. M. van Druten, "*Transmission design of the Zero Inertia powertrain*," Ph.D. Thesis, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, The Netherlands, 2001.
- [21] S. Shen, B. Vroemen, and F. Veldpaus, "*IdleStop and Go: a way to improve fuel economy*," *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, pp. 449-476, 2006.
- [22] S. Shen, A. Serrarens, M. Steinbuch, and F. Veldpaus, "*Coordinated control of a mechanical hybrid driveline with a continuously variable transmission*," *JSAE Review*, vol. 22, pp. 453-461, 2001.
- [23] Diego-Ayala, U., Martinez-Gonzalez, P., McGlashan, N. & Pullen, K. R. (2008). *The mechanical hybrid vehicle: an investigation of a flywheel-based vehicular regenerative energy capture system*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222(11), pp. 2087-2101
- [24] Alberto A. Boretti, *Improvements of vehicle fuel economy using mechanical regenerative braking*, Int. J. Vehicle Design, Vol. 55, No. 1, 2011
- [25] Tai-Ran Hsu, *on a Flywheel-Based Regenerative Braking System for Regenerative Energy Recovery*, Proceeding of Green Energy and systems Conference 2013, USA.
- [26] Jiageng Ruan, Paul D. Walker, Peter A. Watterson, NongZhang, "*The dynamic performance and economic benefit of a blended braking system in a multi-speed battery electric vehicle*," *Applied Energy*, vol.83, pp.1240-1258, 2016.
- [27] Ricardo Maia, Marco Silva, Rui Araújo, Urbano Nunes, "*Electrical Vehicle Modeling: A Fuzzy Logic Model for Regenerative Braking*," *Electrical & Electronic Systems*, vol.42, no. 1, pp.8504-8519, 2015.
- [28] Priya Sharma, "*Regenerative Braking-Methods to Efficiently Use Regenerated Energy*," *Proc. Instn Mech. Engrs, Part B: J. Engineering Manufacture*, vol.4, no. 2, 2015. IJS

- [29] M. Boisvert, D. Mammosser, P. Micheau, A. Desrochers, “*Comparison of two strategies for optimal regenerative braking, with their sensitivity to variations in mass,*” IFAC Proceedings Volumes, vol.46, pp.626-630, 2013.
- [30] ZhangJunzhi, Layton, Lv Chen, Yuan Ye “*New regenerative braking control strategy for rear-driven electrified minivans,*” Energy Conversion and Management, 2017.
- [31] Siddhath Mehta, S. Hemamalini, “*A Dual Control Regenerative Braking Strategy for Two-Wheeler Application,*” Energy Procedia, vol.117, pp.299-305, 2017.
- [32] Khaled Itani, Alexandre De Bernardinis, Zoubir Khatir, Ahmad Jammal, “*Comparative analysis of two hybrid energy storage systems used in a two-front wheel driven electric vehicle during extreme start-up and regenerative braking operations,*” Energy Conversion and Management, vol.144, pp.60-87, 2017.
- [33] L. Pugi, M. Pagliai, A. Nocentini, G. Lutzemberger, A. Pretto, “*Design of a hydraulic servo-actuation fed by a regenerative braking system,*” Applied Energy, vol. 187, pp.96–115, 2017.
- [34] M. Grandone, M. Naddeo, D. Marra, G. Rizzo, “*Development of a regenerative braking control strategy for hybridized solar vehicle,*” IFAC-PapersOnLine, vol.49-11, pp.497-504, 2016.
- [35] V.A. Kalmakov, A.A. Andreev, G.N. Salimonenko, “*Development of Formula Student Electric Car Battery Design Procedure,*” Procedia Engineering, vol.150, pp. 1391-1395, 2016.
- [36] Zhongyue Zou, JunyiCao, BinggangCao, WenChen, “*Evaluation strategy of regenerative braking energy for super capacitor vehicle,*” ISA Transactions, vol.55, pp.234-240, 2015.
- [37] Byeong Heon Kim, Oh Jung Kwon, Jun Seok Song, Seung Ho Cheon, Byeong Soo Oh, “*The characteristics of regenerative energy for PEMFC hybrid system with additional generator,*” international journal of hydrogen energy, vol.39, pp.10208-10215, 2014.

- [38] Liang Li, Xiangyu Wang, Rui Xiong, Kai He, Xujian Li, “*AMT down shifting strategy design of HEV during regenerative braking process for energy conservation,*” *Applied Energy*, Vol.183, pp. 914-925, 2016.
- [39] Liang Li, Xujian Li, Xiangyu Wang, Jian Song, Kai He, Chenfeng Li, “*Analysis of downshift’s improvement to energy efficiency of an electric vehicle during regenerative braking,*” *Applied Energy*, vol.176, pp. 125-137, 2016.
- [40] Jian Chen, Jiangze Yu, Kaixiang Zhang, Yan Ma, “*Control of regenerative braking systems for four-wheel-independently-actuated electric vehicles,*” *mechatronics*, vol.00, pp01-08, 2017. ER
- [41] Peter Clarke, Tariq Muneer, Kevin Cullinane, “*Cutting vehicle emissions with regenerative braking,*”
- [42] Gao H, Yimin Gao Y and Ehsani M. *A neural network based SRM drive control strategy for regenerative braking in EV and HEV.* In: IEEE international electric machines and drives conference, Cambridge, MA, USA, 17–20 June 2001, pp.571–575. New York: IEEE.
- [43] Aoki Y, Suzuki K, Nakano H, et al. *Development of hydraulic servo brake system for cooperative control with regenerative brake.* SAE paper 2007-01-0868, 2007.
- [44] Bradley Glenn, Gregory Washington, Giorgio Rizzoni. *Operation and control strategies for hybrid electric automobiles.* SAE2000-01-1537, 2000.
- [45] D. H. Qu, *Research of regenerative braking energy feedback control strategy for electric vehicle*, Hunan: Hunan University, 2014.
- [46] F. J. Zhang, M. X. Wei, *Multi-objective optimization of the control strategy of electric vehicle electro-hydraulic composite braking system with genetic algorithm*, *Adv. Mech. Eng.* 7(2) (2015).
- [47] Nguyễn Quang Lập “*Thuật toán bầy đàn PSO, giải thuật di truyền và ứng dụng giải các bài toán tối ưu đa mục tiêu*” NXB Đại học Thái Nguyên 2013.
- [48] H. L. Liu, X. P. Dong, B. L. Zhang, “*Study on control strategy of regenerative braking for electric vehicle*”, *J. Hefei Univ. Technol.* (2009) 108-120.
- [49] Z. S. Yu, “*Automobile theory*”, fifth ed, China Machine Press, Beijing, 2009.

- [50] Guo Zhijun, Yue Dongdong and Wu Jingbo “*Optimization of Regenerative Braking Control Strategy for Pure Electric Vehicle*”
- [51] Liao Qin “*Particle Swarm Optimization Algorithm for Regenerative Braking Fuzzy Control of Electric Vehicle*” International Conference on Information Sciences, Machinery, Materials and Energy (ICISMME 2015)

PHỤ LỤC

1. Bảng số liệu thu được khi xe bắt đầu phanh ở tốc độ xe là 30 km/h

<ul style="list-style-type: none">- Vận tốc xe khi bắt đầu phanh là 30 km/h- Thời gian phanh : 16 giây- Thời gian bánh đà quay tự do : 32 giâyThời gian giãn cách lấy mẫu : 1 giây				
Thời điểm t (s)	Tốc độ máy phát (rpm)	Điện áp phát ra U (V)	Dòng điện qua tải I(A)	Công suất đạt được P(W)
0	0	0,000	0,000	0,000
1	176	1,258	0,402	0,506
2	284	2,845	0,910	2,589
3	354	3,207	1,253	4,018
4	518	4,641	1,987	9,222
5	693	6,618	2,805	18,563
6	785	7,488	3,175	23,774
7	931	8,411	3,544	29,809
8	1031	9,360	4,072	38,114
9	1157	10,415	4,362	45,430
10	1351	11,892	4,864	57,843
11	1528	12,841	5,339	68,558
12	1637	12,946	5,471	70,828
13	1797	13,605	5,814	79,099
14	1892	14,180	5,920	83,946
15	1977	14,634	6,025	88,170
16	2019	14,713	6,104	89,808 (max)
17	1970	14,291	5,972	85,346
18	1880	14,133	5,814	82,169
19	1753	13,553	5,655	76,642
20	1686	13,526	5,550	75,069
21	1637	12,920	5,365	69,316
22	1524	12,524	5,154	64,549
23	1454	12,023	4,996	60,067
24	1320	11,232	4,626	51,959
25	1237	10,652	4,389	46,752
26	1166	9,729	4,046	39,364
27	1024	9,202	3,782	34,802
28	940	8,358	3,439	28,743
29	861	7,673	3,148	24,155
30	771	7,225	2,937	21,220

31	690	6,223	2,488	15,483
32	605	5,432	2,224	12,081
33	540	5,010	2,145	10,746
34	472	4,219	1,829	7,717
35	434	3,428	1,380	4,731
36	389	3,507	1,125	3,945
37	320	2,769	1,090	3,018
38	275	2,294	0,905	2,076
39	251	1,661	0,667	1,108
40	214	1,564	0,614	0,960
41	182	1,318	0,456	0,601
42	156	0,817	0,324	0,265
43	137	0,844	0,271	0,229
44	113	0,237	0,113	0,027
45	94	0,079	0,000	0,000
46	70	0,000	0,000	0,000
47	49	0,000	0,000	0,000
48	0	0,000	0,000	0,000

2. Bảng số liệu thu được khi xe bắt đầu phanh ở tốc độ xe là 40 km/h

<ul style="list-style-type: none"> - Vận tốc xe bắt đầu phanh 40km/h - Thời gian phanh 17s - Thời gian bánh đà quay tự do 38s - Thời gian lấy mẫu: 1s 				
Thời gian (s)	Tốc độ máy phát (RPM)	Điện áp phát ra U(V)	Dòng điện qua tải I(A)	Công suất đạt được P(W)
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	97	1.8426	0.597	1.1000322
3	162	3.027	0.884	2.675868
4	228	3.752	1.092	4.097184
5	291	4.348	1.467	6.378516
6	347	5.092	1.73	8.80916
7	401	5.862	1.907	11.178834
8	545	6.419	2.219	14.243761
9	588	7.32	2.537	18.57084
10	634	8.103	2.872	23.271816
11	681	8.973	3.118	27.977814
12	729	9.659	3.409	32.927531
13	773	10.492	3.816	40.037472
14	816	11.314	4.291	48.548374

15	857	12.225	4.749	58.056525
16	893	12.983	5.106	66.291198
17	918	13.741	5.518	75.822838
18	957	14.606	5.942	86.788852
19	982	15.521	6.136	95.236856
20	1031	16.311	6.44	105.04284
21	1085	16.908	6.787	114.754596
22	1126	17.503	7.031	123.063593
23	1176	18.204	7.437	135.383148
24	1226	18.877	7.714	145.617178
25	1276	19.483	7.981	155.493823
26	1328	20.203	8.203	165.725209
27	1384	20.915	8.543	178.676845
28	1425	21.207	8.761	185.794527
29	1467	21.477	8.927	191.725179
30	1493	21.865	9.214	201.46411
31	1530	21.971	9.463	207.911573
32	1568	22.312	9.597	214.128264
33	1583	22.503	9.641	216.951423
34	1546	22.067	9.462	208.797954
35	1496	21.982	9.273	203.839086
36	1421	21.548	8.944	192.725312
37	1382	21.006	8.761	184.033566
38	1349	20.547	8.413	172.861911
39	1308	20.184	8.034	162.158256
40	1227	19.438	7.469	145.182422
41	1161	18.027	6.895	124.296165
42	1083	17.519	6.238	109.283522
43	1004	16.428	5.764	94.690992
44	937	14.037	5.107	71.686959
45	852	12.867	4.675	60.153225
46	781	11.104	4.093	45.448672
47	702	9.873	3.619	35.730387
48	615	8.407	3.197	26.877179
49	553	7.061	2.763	19.509543
50	437	5.339	2.251	12.018089
51	348	4.081	1.913	7.806953
52	236	2.865	1.428	4.09122
53	127	1.473	1.067	1.571691
54	53	0.714	0.568	0.405552
55	0	0	0	0

3. Bảng số liệu thu được khi xe bắt đầu phanh ở tốc độ xe là 50 km/h

<ul style="list-style-type: none"> - Vận tốc xe bắt đầu phanh 50km/h - Thời gian phanh 17s - Thời gian bánh đà quay tự do 39s - Thời gian lấy mẫu: 1s 				
Thời gian	Tốc độ máy phát (RPM)	Điện áp phát ra U(V)	Dòng điện qua tải I(A)	Công suất đạt được P(W)
1	0	0	0	0
2	86	1.761	0.612	1.077732
3	179	3.016	0.844	2.545504
4	243	4.328	1.106	4.786768
5	324	5.681	1.426	8.101106
6	400	6.807	1.713	11.660391
7	479	8.039	1.907	15.330373
8	552	9.125	2.311	21.087875
9	620	10.329	2.847	29.406663
10	697	11.403	3.417	38.964051
11	781	12.507	4.103	51.316221
12	854	13.718	4.869	66.792942
13	927	14.895	5.436	80.96922
14	1013	16.007	6.293	100.732051
15	1082	17.204	6.864	118.088256
16	1156	18.356	7.305	134.09058
17	1219	19.257	7.911	152.342127
18	1296	20.121	8.326	167.527446
19	1378	21.013	8.803	184.977439
20	1448	21.895	9.394	205.68163
21	1521	22.764	9.913	225.659532
22	1589	23.683	10.396	246.208468
23	1665	24.517	10.673	261.669941
24	1755	25.208	10.968	276.481344
25	1836	25.603	11.127	284.884581
26	1923	25.914	11.328	293.553792
27	1559	25.584	11.119	284.468496
28	1796	25.011	10.732	268.418052
29	1729	24.437	10.369	253.387253
30	1663	23.892	10.003	238.991676
31	1603	23.319	9.617	224.258823
32	1542	22.785	9.241	210.556185
33	1474	22.306	8.769	195.601314
34	1418	21.764	8.329	181.272356
35	1348	21.281	7.983	169.886223

36	1286	20.716	7.431	153.940596
37	1223	20.207	7.006	141.570242
38	1159	19.582	6.625	129.73075
39	1098	18.641	6.287	117.195967
40	1030	17.973	5.832	104.818536
41	966	17.233	5.411	93.247763
42	908	16.218	5.032	81.608976
43	852	15.107	4.626	69.884982
44	780	13.801	4.237	58.474837
45	710	12.681	3.918	49.684158
46	645	11.326	3.621	41.011446
47	582	10.462	3.284	34.357208
48	515	9.137	2.935	26.817095
49	451	8.276	2.613	21.625188
50	389	7.519	2.308	17.353852
51	325	6.374	1.983	12.639642
52	257	4.927	1.624	8.001448
53	199	3.248	1.305	4.23864
54	136	1.947	0.976	1.900272
55	68	0.985	0.628	0.61858
56	0	0	0	0

4. Bảng số liệu thu được khi xe bắt đầu phanh ở tốc độ xe là 60 km/h

<ul style="list-style-type: none"> - Vận tốc xe bắt đầu phanh 60km/h - Thời gian phanh 17s - Thời gian bánh đà quay tự do 40s - Thời gian lấy mẫu: 1s 				
Thời gian	Tốc độ máy phát (RPM)	Điện áp phát ra U(V)	Dòng điện qua tải I(A)	Công suất đạt được P(W)
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	91	1.816	0.162	0.294192
3	168	3.421	0.571	1.953391
4	217	4.925	0.927	4.565475
5	276	6.3047	1.304	8.2213288
6	328	7.062	1.831	12.930522
7	374	8.319	2.239	18.626241
8	445	9.827	2.744	26.965288
9	507	10.384	3.129	32.491536
10	579	11.628	3.715	43.19802
11	648	12.998	4.267	55.462466
12	725	14.347	4.803	68.908641
13	794	15.167	5.218	79.141406

14	865	15.979	5.781	92.374599
15	946	16.764	6.276	105.210864
16	1020	17.642	6.807	120.089094
17	1096	18.543	7.325	135.827475
18	1164	19.328	7.913	152.942464
19	1239	20.294	8.404	170.550776
20	1302	21.037	8.817	185.483229
21	1379	21.916	9.367	205.287172
22	1608	22.703	9.864	223.942392
23	1683	23.306	10.183	237.324998
24	1759	24.031	10.534	253.142554
25	1830	24.627	10.967	270.084309
26	1898	25.232	11.352	286.433664
27	1972	25.769	11.631	299.719239
28	2048	26.026	11.934	310.594284
29	2103	26.425	12.236	323.3363
30	2247	26.843	12.382	332.370026
31	2317	27.006	12.489	337.277934
32	2261	26.843	12.135	325.739805
33	2226	26.493	11.827	313.332711
34	2138	25.835	11.539	298.110065
35	2047	25.103	10.845	272.242035
36	1967	24.236	10.428	252.733008
37	1871	23.231	10.026	232.914006
38	1789	22.417	9.513	213.252921
39	1701	21.687	9.273	201.103551
40	1622	21.009	8.722	183.240498
41	1538	20.146	8.034	161.852964
42	1429	19.433	7.429	144.367757
43	1330	18.217	6.895	125.606215
44	1241	17.528	6.137	107.569336
45	1163	16.413	5.783	94.916379
46	1077	14.628	5.019	73.417932
47	985	13.285	4.529	60.167765
48	892	11.673	4.085	47.684205
49	763	9.981	3.612	36.051372
50	675	8.601	3.187	27.411387
51	587	7.132	2.714	19.356248
52	492	5.816	2.236	13.004576
53	381	4.437	1.765	7.831305
54	279	2.831	1.422	4.025682
55	186	1.439	1.026	1.476414

56	98	0.717	0.634	0.454578
57	0	0	0	0

5. Bảng số liệu moment thu được khi xe bắt đầu phanh ở tốc độ xe là 50 km/h

<ul style="list-style-type: none"> - Vận tốc xe bắt đầu phanh 50km/h - Thời gian phanh 17s - Thời gian bánh đà quay tự do 40s - Thời gian lấy mẫu: 1s - Hệ số qui đổi: 2.34 mV/Nm 				
Thời gian	Tốc độ máy phát (RPM)	Điện áp phát ra U(V)	Dòng điện qua tải I(A)	Monent phanh tái sinh (N.m)
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0.563
2	91	1.816	0.162	0.9364
3	168	3.421	0.571	1.282
4	217	4.925	0.927	2.137
5	276	6.3047	1.304	3.017
6	328	7.062	1.831	4.701
7	374	8.319	2.239	7.35
8	445	9.827	2.744	9.05
9	507	10.384	3.129	10.684
10	579	11.628	3.715	11.88
11	648	12.998	4.267	15.083
12	725	14.347	4.803	18.1
13	794	15.167	5.218	18.376
14	865	15.979	5.781	19.658
15	946	16.764	6.276	21.116
16	1020	17.642	6.807	22.65
17	1096	18.543	7.325	24.133
18	1164	19.328	7.913	27.149
19	1239	20.294	8.404	27.35
20	1302	21.037	8.817	29.915
21	1379	21.916	9.367	30.47
22	1608	22.703	9.864	31.197
23	1683	23.306	10.183	32.479
24	1759	24.031	10.534	33.291
25	1830	24.627	10.967	35.043
26	1898	25.232	11.352	36.199
27	1972	25.769	11.631	39.216
28	2048	26.026	11.934	44.658
29	2103	26.425	12.236	45.249

30	2247	26.843	12.382	50.256
31	2317	27.006	12.489	53.547
32	2261	26.843	12.135	11.538
33	2226	26.493	11.827	5.128
34	2138	25.835	11.539	-1.282
35	2047	25.103	10.845	-2.991
36	1967	24.236	10.428	-15.812
37	1871	23.231	10.026	2.991
38	1789	22.417	9.513	9.402
39	1701	21.687	9.273	27.35
40	1622	21.009	8.722	36.752
41	1538	20.146	8.034	44.872
42	1429	19.433	7.429	47.009
43	1330	18.217	6.895	44.017
44	1241	17.528	6.137	41.88
45	1163	16.413	5.783	27.35
46	1077	14.628	5.019	21.795
47	985	13.285	4.529	20.513
48	892	11.673	4.085	17.094
49	763	9.981	3.612	12.821
50	675	8.601	3.187	11.538
51	587	7.132	2.714	9.829
52	492	5.816	2.236	9.829
53	381	4.437	1.765	8.547
54	279	2.831	1.422	5.128
55	186	1.439	1.026	2.137
56	98	0.717	0.634	0
57	0	0	0	0

6. Code Spline

Ta xây dựng hàm `cubicspline ()` để nội suy:

```
function y = cubicspline (xData, yData, x)
```

```
%Ham nay xap xi bang da thuc bac 3 spline
```

```
%Cu phap: [yi,f] = cubicspline(xData, yData, x)
```

```
n = length(xData);
```

```
c = zeros(n-1, 1); d = ones(n, 1);
```

```
e = zeros(n-1, 1); k = zeros(n, 1);
```

```
c(1:n-2) = xData(1:n-2) - xData(2:n-1);
```

```
d(2:n-1) = 2*(xData(1:n-2) - xData(3:n));
```

```
e(2:n-1) = xData(2:n-1) - xData(3:n);
```

```
k(2:n-1) = 6*(yData(1:n-2) - yData(2:n-1))...
```

```
./(xData(1:n-2) - xData(2:n-1))...
```

```
- 6*(yData(2:n-1) - yData(3:n))...
```

```

./(xDData(2:n-1) - xData(3:n));
[c, d, e] = band3(c, d, e);
k = band3sol(c, d, e, k);
i = findseg(xData, x);
h = xData(i) - xData(i+1);
y = ((x - xData(i+1))^3/h - (x - xData(i+1))*h)*k(i)/6.0...
- ((x - xData(i))^3/h - (x - xData(i))*h)*k(i+1)/6.0...
+ yData(i)*(x - xData(i+1))/h...
- yData(i+1)*(x - xData(i))/h;
Ta có chương trình ctcubicspline.m dùng nội suy:
clear all, clc
x1 = 0:0.1:5;
y1 = (x1+1).^2;
while 1
    x = input('x = ');
    if isempty(x)
        fprintf('Ket thuc');
        break
    end
    y = cubicspline(xData, yData, x)
    fprintf('\n')
end

```

Trendline1

moothing spline:

$f(x)$ = piecewise polynomial computed from p

Smoothing parameter:

p = 0.9999952

Goodness of fit:

SSE: 1.03e+05

R-square: 0.8158

Adjusted R-square: 0.7154

RMSE: 28.71

Code

```

function [fitresult, gof] = createFit(v, nl)
%CREATEFIT(V,NL)
% Create a fit.
%
% Data for 'trendline1' fit:
%   X Input : v
%   Y Output: nl
% Output:
%   fitresult : a fit object representing the fit.
%   gof : structure with goodness-of fit info.

```

```

%
% See also FIT, CFIT, SFIT.
% Auto-generated by MATLAB on 10-Feb-2020 22:01:24
%% Fit: 'trendline1'.
[xData, yData] = prepareCurveData( v, nl );
% Set up fitype and options.
ft = fitype( 'smoothingspline' );
opts = fitoptions( 'Method', 'SmoothingSpline' );
opts.SmoothingParam = 0.9999951973847;
% Fit model to data.
[fitresult, gof] = fit( xData, yData, ft, opts );
% Plot fit with data.
figure( 'Name', 'trendline1' );
h = plot( fitresult, xData, yData );
legend( h, 'nl vs. v', 'trendline1', 'Location', 'NorthEast' );
% Label axes
xlabel v
ylabel nl
grid on
#####
Trendline2

Smoothing spline:
    f(x) = piecewise polynomial computed from p
Smoothing parameter:
    p = 0.99988886
Goodness of fit:
    SSE: 1.511e+05
    R-square: 0.7161
    Adjusted R-square: 0.5666
    RMSE: 23.75
Code
function [fitresult, gof] = createFit(v2, nl2)
%CREATEFIT(V2,NL2)
% Create a fit.
% Data for 'trendline2' fit:
%   X Input : v2
%   Y Output: nl2
% Output:
%   fitresult : a fit object representing the fit.
%   gof : structure with goodness-of fit info.
%
% See also FIT, CFIT, SFIT.
% Auto-generated by MATLAB on 10-Feb-2020 22:07:34

```



```

%% Fit: 'trendline2'.
[xData, yData] = prepareCurveData( v2, nl2 );
% Set up fittype and options.
ft = fittype( 'smoothingspline' );
opts = fitoptions( 'Method', 'SmoothingSpline' );
opts.SmoothingParam = 0.999888858650065;
% Fit model to data.
[fitresult, gof] = fit( xData, yData, ft, opts );
% Plot fit with data.
figure( 'Name', 'trendline2' );
h = plot( fitresult, xData, yData );
legend( h, 'nl2 vs. v2', 'trendline2', 'Location', 'NorthEast' );
% Label axes
xlabel v2
ylabel nl2
grid on
#####

```

Trendline3

Smoothing spline:

$f(x)$ = piecewise polynomial computed from p

Smoothing parameter:

$p = 0.9999997$

Goodness of fit:

SSE: 1.439e+06

R-square: 0.6752

Adjusted R-square: 0.3238

RMSE: 69.4

```
function [fitresult, gof] = createFit(v3, nl3)
```

```
%CREATEFIT(V3,NL3)
```

```
% Create a fit.
```

```
% Data for 'trendline3' fit:
```

```
% X Input : v3
```

```
% Y Output: nl3
```

```
% Output:
```

```
% fitresult : a fit object representing the fit.
```

```
% gof : structure with goodness-of fit info.
```

```
%
```

```
% See also FIT, CFIT, SFIT.
```

```
% Auto-generated by MATLAB on 10-Feb-2020 22:14:21
```

```
%% Fit: 'trendline3'.
```

```
[xData, yData] = prepareCurveData( v3, nl3 );
```

```

% Set up fitype and options.
ft = fitype( 'smoothingspline' );
opts = fitoptions( 'Method', 'SmoothingSpline' );
opts.SmoothingParam = 0.999999695868438;
% Fit model to data.
[fitresult, gof] = fit( xData, yData, ft, opts );
% Plot fit with data.
figure( 'Name', 'trendline3' );
h = plot( fitresult, xData, yData );
legend( h, 'nl3 vs. v3', 'trendline3', 'Location', 'NorthEast' );
% Label axes
xlabel v3
ylabel nl3
grid on
#####

```

```

Smoothing spline:
    f(x) = piecewise polynomial computed from p
Smoothing parameter:
    p = 0.99996173
Goodness of fit:
    SSE: 2.815e+06
    R-square: 0.511
    Adjusted R-square: 0.3288
    RMSE: 55.83

```

Code

```

function [fitresult, gof] = createFit(v4, nl4)
%CREATEFIT(V4,NL4)
% Create a fit.
% Data for 'trendline4nl' fit:
%   X Input : v4
%   Y Output: nl4
% Output:
%   fitresult : a fit object representing the fit.
%   gof : structure with goodness-of fit info.
% See also FIT, CFIT, SFIT.
% Auto-generated by MATLAB on 10-Feb-2020 22:21:35
%% Fit: 'trendline4nl'.
[xData, yData] = prepareCurveData( v4, nl4 );
% Set up fitype and options.
ft = fitype( 'smoothingspline' );
opts = fitoptions( 'Method', 'SmoothingSpline' );
opts.SmoothingParam = 0.999961729799589;
% Fit model to data.

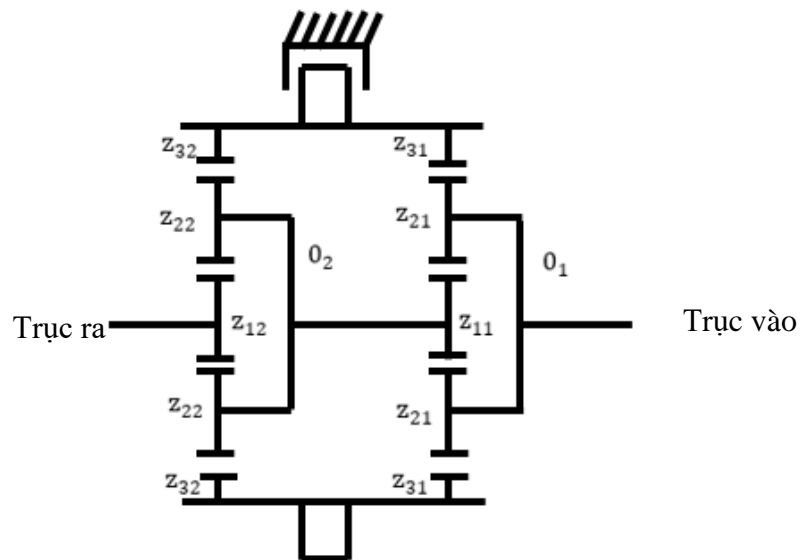
```

```

[fitresult, gof] = fit( xData, yData, ft, opts );
% Plot fit with data.
figure( 'Name', 'trendline4nl' );
h = plot( fitresult, xData, yData );
legend( h, 'nl4 vs. v4', 'trendline4nl', 'Location', 'NorthEast' );
% Label axes
xlabel v4
ylabel nl4

```

7. Tính toán, thiết kế các cụm chi tiết cho hệ thống thu hồi năng lượng



7.1 Xác định số vòng quay của các trục

Công suất trên trục vào: $P_{01} = 24 \text{ (kw)}$

Chọn sơ bộ tỷ số truyền: $i_h = 0.9$

Số vòng quay trục vào $n_{01} = 2600 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right)$

Số vòng qua trục ra $n_{02} = n_{01} \cdot i_h = 0,9 \cdot 2600 = 2893 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right)$

Số vòng quay các bánh trung tâm: $n_{z31} = n_{z32} = 0$

$n_{01} = 2600 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right); n_{02} = n_{z11} = \frac{n_{01}}{i_1} = 8979 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right); n_{z12} = \frac{n_{01}}{i} = 2893 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right)$

$n_{z21} = 12759 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right); n_{z22} = 5938 \left(\frac{\text{vg}}{\text{ph}} \right)$

7.2 Xác định mô men xoắn trên các trục

Từ số vòng quay và công suất trục vào ta chọn sơ bộ momen xoắn trên các trục như sau:

+ Mômen xoắn trên trục vào

$$T_{01} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{01}}{n_{01}} = 88017(\text{N} \cdot \text{mm})$$

+ Mômen xoắn trên bánh răng mặt trời sau

$$T_{12} = 79216(\text{N} \cdot \text{mm})$$

+ Mômen xoắn trên bánh răng hành tinh trước là

$$T_{21} = 55042(\text{N} \cdot \text{mm})$$

7.3 Tính toán các thông số của bộ bánh răng hành tinh kép

Xác định ứng suất cho phép

❖ Đối với cặp bánh răng ăn khớp ngoài

Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$\sigma_H = \left(\frac{\sigma_{Hlim}^0}{\delta_H} \right) Z_V Z_R K_{XH} K_{HL}$$

Trong đó:

+ σ_{Hlim}^0 : là ứng suất tiếp xúc cho phép, tra bảng 6.2 [2]:

Cấp nhanh: $\sigma_{Hlim}^0 = 2HRC + 70 = 2.290 + 700 = 650\text{MPa}$

Cấp chậm: $\sigma_{Hlim}^0 = 17HRC + 200 = 17.50 + 200 = 1050\text{MPa}$

+ Z_R : hệ số xét đến độ nhám của bề mặt răng làm việc

+ Z_V : hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng

+ K_{XH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng

+ K_{HL} : hệ số tuổi thọ

+ δ_H : hệ số an toàn về tiếp xúc, tra bảng

- Cấp nhanh : $\delta_H = 1,1$

- Cấp chậm : $\delta_H = 1,2$

Khi thiết kế sơ bộ chọn: $Z_V Z_R K_{XH} = 1$

Công thức tính ứng suất tiếp xúc có dạng:

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{Hlim}^0}{\delta_H} \right) K_{HL}$$

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_H}}$$

Trong đó:

N_{HO} : số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc

$$\text{- Cấp nhanh: } N_{HO2} = 30HB^{2,4} = 30.290^{2,4} = 24,37.10^6$$

$$\text{- Cấp chậm: } N_{HO1} = 30HB^{2,4} = 30.482^{2,4} = 82,50.10^6$$

m_H : bậc đường cong mỗi khi thử về tiếp xúc

HB: độ cứng Brinen:

$$\text{- Cấp nhanh: } HB = 290$$

$$\text{- Cấp chậm: } HB = 482 \text{ (HRC} = 50\text{)}$$

+ N_H : Số chu kì thay đổi ứng suất tương đương

$$N_{H2} = 60ct_{\Sigma}(n_2 - n_0)$$

$$N_{H1} = 60ct_{\Sigma}(n_1 - n_0)$$

Trong đó: - c: số bánh vệ tinh, $c = 4$

- t_{Σ} : tổng thời gian làm việc (tải tĩnh)

$$t_{\Sigma} = 24 \cdot \frac{24}{35} \cdot 365 \cdot 10 = 46720 \text{ (h)}$$

Với cấp nhanh: bộ truyền ($Z_{12} - Z_{22}$)

$$N_{H12} = 60 \cdot 4 \cdot 46720 (n_{02} - n_{12})$$

$$= 6,8241 \cdot 10^6$$

$$N_{H12} > N_{HO2} \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

$$N_{H22} = 60 \cdot 4 \cdot 46720 (n_{22} - n_{02})$$

$$= 8535 \cdot 10^6$$

$$N_{H22} > N_{HO2} \Rightarrow K_{HK2} = 1$$

Do đó với bánh răng thẳng:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H12}] = [\sigma_{H22}] = \frac{\sigma_{Flim}^0 K_{HL1}}{\delta_H} = \frac{650}{1,1} = 590,91 \text{ MPa}$$

- **Với cấp chậm:** bộ truyền ($Z_{11} - Z_{21}$)

$$\text{- } N_{H21} = 60 \cdot 4 \cdot 46720 (n_{21} - n_{01}) = 3240,49 \cdot 10^6$$

$$N_{H21} > N_{HO1} \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

$$N_{H11} > N_{HO1} \Rightarrow K_{HL1} = 1$$

Do đó với bánh răng thẳng

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H21}] = [\sigma_{H11}] = \frac{\sigma_{Flim}^0 K_{HL1}}{\delta_F} = \frac{1050}{1,2} = 875 \text{ MPa}$$

Ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_F] = \left(\frac{\sigma_{Flim}^0}{\delta_F} \right) Y_R Y_S K_{XF} K_{FC} K_{FL}$$

Trong đó:

+ $[\sigma_F]$: ứng suất uốn cho phép

+ $[\sigma_{Flim}^0]$: ứng suất giới hạn, tra bảng 6.2 [2]:

$$\text{- Cấp nhanh: } \sigma_{Flim}^0 = 1,5HB = 1,5.290 = 522\text{MPa}$$

$$\text{Cấp chậm: } \sigma_{Flim}^0 = 550\text{MPa}$$

+ δ_F : hệ số an toàn khi tính uốn, tra bảng 6.2 [2]

$$\delta_F = 1,75$$

+ Y_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt lượn chân răng

+ Y_S : hệ số xét đến ảnh hưởng độ nhạy ứng suất của vật liệu đối với tập trung ứng suất

+ K_{XF} : hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn

$$\text{Khi tính sơ bộ: } Y_R Y_S K_{XF} = 1$$

+ K_{FC} : hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải trọng

+ K_{FL} : hệ số tuổi thọ

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_F}}$$

Trong đó: m_F : bậc đường cong mỗi khi thử tải về uốn; N_{F0} : chu kì thay đổi ứng suất, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; N_F : số chu kì thay đổi ứng suất tương đương

$$\text{Vì: } N_{F1} = N_{H1}; N_{F2} = N_{H2} \quad \text{nên: } N_{F1} > N_{F0}; N_{F1} > N_{F0} \Rightarrow K_{FL1} = K_{FL2} = 1$$

Vậy :

$$[\sigma_F] = \left(\frac{\sigma_{Flim}^0}{\delta_F} \right) K_{FL} K_{FC}$$

Với bánh răng trung tâm Z_{11}, Z_{12} :

$K_{FC} = 1$ - bánh răng làm việc 1 phía

$$[\sigma_{F11}] = \frac{550}{1,75} = 314,29\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F12}] = \frac{522}{1,75} = 298,29\text{MPa}$$

Với bánh răng vệ tinh Z_{21}, Z_{22} :

$K_{FC} = 0,75$ - bánh răng làm việc 2 phía

$$[\sigma_{F22}] = [\sigma_{F12}] \cdot 0,75 = 298,29 \cdot 0,75 = 223,71 \text{MPa}$$

$$[\sigma_{F21}] = [\sigma_{F11}] \cdot 0,75 = 314,29 \cdot 0,75 = 235,72 \text{MPa}$$

Đối với cặp bánh răng ăn khớp trong

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh răng cấp nhanh Z_{32}

$$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 230^{2,4} = 13,97 \cdot 10^6; N_{H32} = \frac{N_{H22 \cdot q}}{u_{22-32}} = 7939,5 \cdot 10^6$$

Trong đó: $N_{H22} = 8535 \cdot 10^6$; $u_{22-32} = \frac{Z_{32}}{Z_{22}} = 4,3$; $q = 4$

$$\Rightarrow K_{H32} > K_{HO} \Rightarrow K_{HL32} = 1$$

Tra bảng: $\delta_H = 1,1$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 2HB + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_{32} = \frac{\sigma_{Hlim}^0}{\delta_H} \cdot K_{HL} \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 418,8 \text{MPa}$$

Với bánh răng cấp chậm Z_{31}

$$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 230^{2,4} = 13,97 \cdot 10^6; N_{H31} = \frac{N_{H21 \cdot q}}{u_{21-31}} = 3812 \cdot 10^6$$

Trong đó: $q = 4$; $N_{H21} = 3240,49 \cdot 10^6$; $u_{21-31} = \frac{Z_{31}}{Z_{21}} = 3,4$

$$\Rightarrow K_{H31} > K_{HO} \Rightarrow K_{HL31} = 1$$

Tra bảng 6.2 [2]: $\delta_h = 1,1$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 2HB + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_{31} = \frac{\sigma_{Hlim}^0}{\delta_H} \cdot K_{HL} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 418,8 \text{MPa}$$

Ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_F]_3 = \frac{\sigma_{Flim}^0}{\delta_F} \cdot K_{FC} K_{FL}$$

Trong đó: $\sigma_{Flim}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 230 = 414 = \text{MPa}$; $K_{FC} = 1$ (bánh răng làm việc 1 phía)

$$\delta_F = 1,75$$

Vì: $N_{F31} = N_{H31}$; $N_{F32} = N_{H32}$; Nên $N_{F31} > N_{FO}$; $N_{F32} > N_{FO} \Rightarrow K_{FL32} = K_{FL31} = 1$; $N_{F31} > N_{FO}$; $N_{F32} > N_{FO}$

$$[\sigma_F]_3 = [\sigma_{F31}] = [\sigma_{F32}] = \frac{414}{1,75} \cdot 1 = 236,57 \text{MPa}$$

7.4 Xác định các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng hành tinh kép.

Do vật liệu bánh răng ăn khớp ngoài và bánh răng ăn khớp trong khác nhau, số răng các bộ truyền đã chọn trước thỏa mãn yêu cầu về tỷ số truyền và kích thước hình học nên ta tính thiết kế bộ truyền ăn khớp ngoài ($Z_{11} - Z_{21}$) và ($Z_{12} - Z_{22}$). Với bộ truyền ăn khớp trong ($Z_{21} - Z_{31}$) và ($Z_{22} - Z_{32}$) chỉ tính kiểm nghiệm bền.

Tính bộ truyền bánh răng ăn khớp ngoài

Bộ truyền cấp nhanh ($Z_{12} - Z_{22}$)

Đường kính vòng lăn bánh nhỏ được xác định theo công thức sau:

$$d_{w22} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_n \cdot K_{H\Sigma} \cdot (u + 1)}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{bd}}} \quad (2.5)$$

Trong đó:

- + d_{w22} : đường kính bánh hành tinh sau
- + K_d : hệ số phụ thuộc vào vật liệu cặp bánh răng và loại bánh răng, tra bảng $K_d = 77 \text{MPa}^{1/3}$
- + T_n : Mômen xoắn trên bánh răng hành tinh

$$T_n = \frac{T_{12}}{4} = 19804 \text{(Nmm)}$$
- + $[\sigma_H]$: ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = 590,91 \text{MPa}$$
- + q : số bánh vệ tinh, $q = 4$
- + ψ_{bd} : hệ số, tra bảng 4.2 [1]:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{wn}}$$

Với truyền đồng A, tra bảng 6.28 [2]: Chọn $\psi_{bd} = 0,63$

+ u : là tỷ số truyền: $u = \frac{Z_{12}}{Z_{22}} = 2,29$

Với Z_{22}, Z_{12} đã chọn ở phần trước

- + $K_{H\Sigma}$: hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều rộng vành răng và cho các bánh vệ tinh: $K_{H\Sigma} = K_c + K_{H\beta}^0 - 1$

Với :

- K_c : là hệ số phân bố không đều tải trọng cho các bánh vệ tinh
 $K_c = 1,1$ (khi sử dụng bánh trung tâm và 4 bánh vệ tinh).

- $K_{H\beta}^0$: hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng

$$K_{H\beta}^0 = 1,2 \text{ với } c = 4 \text{ và } \psi_{bd} = 0,63$$

Ta có: $K_{H\Sigma} = 1,1 + 1,2 - 1 = 1,3$

Thay số vào công thức (2.5):

$$d_{w22} = 77 \sqrt[3]{\frac{19804 \cdot 1,3 \cdot (2,29 + 1)}{590,91^2 \cdot 2,29 \cdot 0,63}} = 42,5 \text{ (mm)}$$

+ Chiều rộng vành răng:

$$b_{w12} = \Psi_{bd12} \cdot d_{w12} = 0,63 \cdot 42,5 = 26 \text{ (mm)}$$

Chọn $b_w = 30$

Theo 6.8 [2] ta có :

$$m = \frac{b_{w12}}{(12 \div 15)} = \frac{30}{(12 \div 15)} = (2 \div 2,5)$$

Tra bảng 6.8 [2]:

Chọn $m = 2,5$

+ Đường kính vòng lăn bánh vệ tinh Z_{22}

$$d_{w22} = mZ_{22} = 2,5 \cdot 17 = 42,5 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng lăn bánh răng bao Z_{32}

$$d_{w32} = mZ_{32} = 2,5 \cdot 73 = 182,5 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng lăn bánh răng trung tâm Z_{12}

$$d_{w12} = mZ_{12} = 2,5 \cdot 39 = 97,5 \text{ (mm)}$$

Tính bộ truyền cấp chậm ($Z_{11} - Z_{21}$)

Tương tự với bộ truyền ($Z_{11} - Z_{21}$)

Ta có: $K_d = 77 \text{MPa}^{1/3}$; $T_n = T_{11}/4 = 55042 \text{(Nmm)}$; $q = 4$; $u = \frac{Z_{11}}{Z_{21}} =$

1,4

$$\psi_{bd31} = 0,63; + K_{F\Sigma} = 1,2$$

Như vậy ta có:

$$d_{w21} = 77 \sqrt[3]{\frac{55042 \cdot 1,2 \cdot (1,4 + 1)}{875^2 \cdot 1,4 \cdot 0,63}} = 47,5 \text{ (mm)}$$

Chọn $b_w = 30, m = 2,5$

+ Đường kính vòng lăn bánh vệ tinh cấp chậm Z_{21}

$$d_{w21} = mZ_{22} = 2,5.19 = 47,5 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng lăn bánh răng trung tâm Z_{11}

$$d_{w11} = mZ_{11} = 2,5.27 = 67,5 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng lăn bánh răng trung tâm Z_{31}

$$d_{w31} = mZ_{22} = 2,5.65 = 162,5 \text{ (mm)}$$