

MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC THU HỒI NĂNG LƯỢNG TRÊN XE LU BÁNH LỚP

SIMULATION OF THE ENERGY RECOVERY POWER TRANSMISSION SYSTEM
ON A PNEUMATIC-TIRED ROAD ROLLER

Luyện Văn Hiếu^{1,*}, Trần Mạnh Duy¹, Nguyễn Đình Hạnh²

¹Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

²Khoa Công nghiệp – Xây dựng, Trường Cao đẳng Lai Châu

*Email: lvhieugt@utehy.edu.vn

TÓM TẮT

Ngày nay, xe lu bánh lốp được sử dụng rộng rãi trong xây dựng công trình giao thông. Các dòng xe lu này thường có tải trọng lớn. Trong quá trình hoạt động, chúng chuyển đổi nhiên liệu hóa thạch thành động năng. Khi phanh hãm, động năng này tiếp tục được chuyển hóa thành nhiệt năng nhưng không được thu hồi, gây ra sự lãng phí. Do đó, việc nghiên cứu giải pháp tiết kiệm nhiên liệu và thu hồi năng lượng lãng phí này có ý nghĩa quan trọng. Bài báo này xây dựng một mô hình mô phỏng hệ thống truyền lực thu hồi năng lượng trên xe lu bánh lốp bằng Matlab – Simulink. Kết quả cho thấy khả năng thu hồi năng lượng trong quá trình phanh hãm của xe, từ đó mở ra hướng ứng dụng cải tiến xe lu bánh lốp nhằm giảm tiêu hao nhiên liệu và bảo vệ môi trường.

Từ khóa: Xe lu bánh lốp; Hệ thống thu hồi năng lượng xe cơ giới.

ABSTRACT

Nowadays, pneumatic tire rollers are widely used in the construction of transportation infrastructure. These rollers typically have a large load capacity. During operation, they convert fuel into kinetic energy. When braking, this kinetic energy is further transformed into thermal energy but is not recovered, leading to energy waste. Therefore, researching solutions to save fuel and recover this wasted energy is of great importance. This paper develops a simulation model of an energy recovery power transmission system for pneumatic tire rollers using Matlab – Simulink. The results demonstrate the ability to recover energy during the braking process, thereby opening up applications for improving pneumatic tire rollers to reduce fuel consumption and protect the environment.

Keywords: Wheel rollers; Vehicle energy recuperation system.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong bối cảnh giá nhiên liệu ngày càng gia tăng và các yêu cầu khắt khe về bảo vệ môi trường, việc nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng trong các phương tiện thi công cơ giới, đặc biệt là xe chuyên dùng như xe lu bánh lốp, trở thành một nhu cầu cấp thiết. Xe lu bánh lốp thường hoạt động trong thời gian dài, với các chu kỳ tăng giảm tốc độ và đảo chiều hoạt động liên tục. Trong quá trình này, một lượng lớn năng lượng cơ học, đặc biệt là trong các pha hãm thường bị thất thoát dưới dạng nhiệt năng thông qua hệ thống phanh.

Hệ thống tái sinh năng lượng (ERS) là một giải pháp kỹ thuật đã được áp dụng rộng rãi trên xe cơ giới [1, 2, 3, 4, 5, 6] cho phép thu hồi một phần năng lượng bị thất thoát và chuyển đổi thành năng lượng điện hay áp năng thủy lực để sau đó tái sử dụng. Việc tích hợp hệ thống này lên xe lu bánh lốp truyền thống [7] không chỉ góp phần giảm tiêu hao nhiên liệu, mà còn mở ra hướng đi mới trong việc cải tiến các dòng xe lu truyền thống, cũng như phát

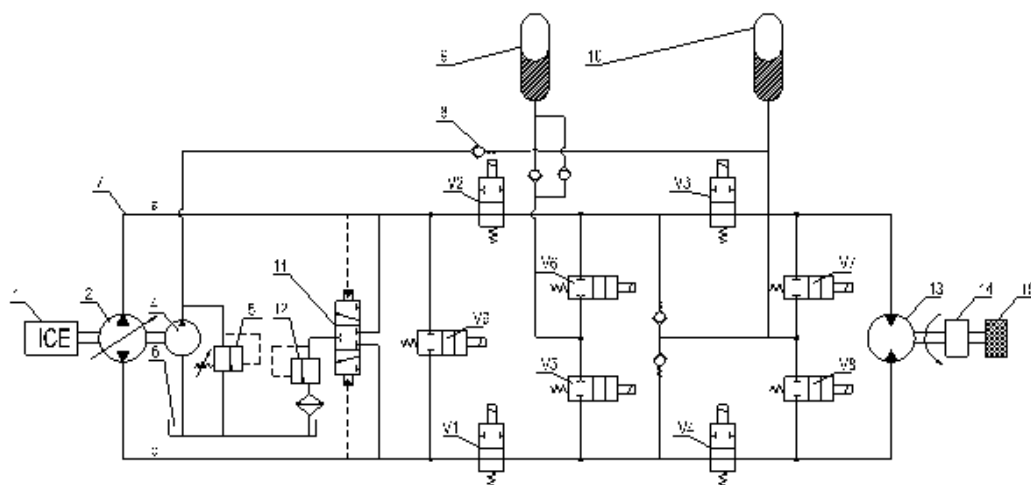
triển các dòng xe chuyên dùng tiết kiệm năng lượng và thân thiện với môi trường.

Tuy nhiên, việc áp dụng công nghệ tái sinh năng lượng trên xe lu bánh lốp cũng đặt ra nhiều thách thức về mặt kỹ thuật, như: việc bố trí hệ thống truyền động thủy lực như thế nào và khả năng hoạt động của xe sau khi thay đổi hệ thống truyền động. Do đó, việc nghiên cứu và phát triển một hệ thống tái sinh năng lượng phù hợp với đặc thù vận hành của xe lu bánh lốp là cần thiết và mang tính thực tiễn cao.

2. MÔ HÌNH ERS TRÊN XE LU BÁNH LỐP

2.1. Cấu hình sơ đồ hệ thống ERS trên xe lu bánh lốp

Dựa trên cơ sở hệ thống truyền lực di chuyển ở xe lu truyền thống [7], tác giả đã xây dựng một sơ đồ cấu hình hệ thống thu hồi động năng cho hệ thống truyền lực di chuyển của xe lu bánh lốp (Hình 1) và các chế độ hoạt động của xe lu được trình bày trong Bảng 1.



Hình 1. Cấu hình sơ đồ ERS gắn trên xe lu bánh lốp

- 1 - Động cơ đốt trong (ICE); 2 - Bơm thủy lực chính; 3 - Van 2/2; 4 - Bơm thủy lực phụ; 5 - Van điều chỉnh áp suất; 6 - Bình dầu thủy lực; 7 - Đường dầu a, b; 8 - Van 1 chiều; 9 - Bình tích áp H (áp suất cao); 10 - Bình tích áp L (áp suất thấp); 11 - Van thủy lực 3/3; 12 - Van điều chỉnh áp suất; 13 - Mô tơ thủy lực; 14 - Bộ truyền cơ khí; 15 - Bánh xe; V1, V2, V3, V4, V5, V6, V7, V8, V9 - Van 2/2.



Bảng 1. Bảng trạng thái hoạt động của các valve theo các chế độ hoạt động của xe lu

Chế độ hoạt động của xe	Các valve điều khiển								
	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9
Di chuyển tiến	1	1	1	1	0	0	0	0	0
Phanh khi đang tiến	0	1	0	1	1	0	1	0	1
Di chuyển lùi	1	1	1	1	0	0	0	0	0
Phanh khi đang lùi	1	0	1	0	0	1	0	1	1
Tăng tốc hỗ trợ tiến	1	1	1	0	1	0	0	1	0
Tăng tốc hỗ trợ lùi	1	1	0	1	0	1	1	0	0
Trong đó: 0 - Trạng thái van đóng; 1 - Trạng thái van mở									

2.2. Mô hình hóa xe lu bánh lốp sử dụng ERS

a) Mô hình hóa xe lu chuyển động trên đường nằm ngang

Xe được giả thiết chuyển động trên đường ngang, do đó không có thành phần trọng lực theo phương chuyển động; đồng thời, các yếu tố như lực nâng, mô men lật và ảnh hưởng của gió ngang được bỏ qua. Mô hình chỉ xét chuyển động tịnh tiến một chiều theo phương nằm ngang, không xét đến chuyển động quay hay ảnh hưởng của hệ thống treo. Ta có phương trình tổng quát của xe:

$$m \cdot \delta \cdot \frac{dv}{dt} = F_t(t) - F_r - F_a \quad (1)$$

Trong đó:

v - Vận tốc di chuyển của xe [m/s], quan hệ giữa vận tốc xe v , vận tốc góc bánh xe ω_{bx} và bán kính bánh xe r_{bx} : $v = \omega_{bx} \cdot r_{bx}$;

m - Khối lượng xe [kg];

δ - là hệ số tính đến ảnh hưởng của các trọng khối chuyển động quay của xe; hệ số δ được xác định như sau:

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^e J_{bx} \cdot g}{G \cdot r_{bx}^2} \quad (2)$$

e - Số bánh xe;

G - Trọng lượng xe, được xác định:

$$G = mg \quad (3)$$

F_t - Lực tác dụng tại bánh xe từ mô tơ thủy lực [N];

$$F_t(t) = \begin{cases} F_{\text{engine}} (\text{case : cruise}) \\ -F_{\text{regen}} (\text{case : braking}) \\ F_{\text{engine}} + F_{\text{regen}} (\text{case : accelerating}) \end{cases} \quad (4)$$

F_{engine} - Lực tác động từ nguồn động cơ đốt trong [N];

F_{regen} - Lực tác động từ hệ thống thu năng lượng (dấu + khi tăng tốc, dấu - khi phanh) [N];

F_r - Lực cản lăn ở bánh xe [N], được xác định:

$$F_r = C_r \cdot mg \quad (5)$$

C_r - Hệ số cản lăn; g - Gia tốc trọng trường (9,81 m/s²).

F_a - Lực cản gió tác động lên xe, được xác định:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_d \cdot A_f \cdot v^2 \quad (6)$$

ρ_a - Mật độ không khí (kg/m³);
 C_d - Hệ số cản khí động;
 A_r - Diện tích cản trước (m²).

b) Mô hình bơm thủy lực

• Mô men của bơm thủy lực T_p [N]

Theo bơm thủy lực có mô men trên trục được xác định theo biểu thức dưới đây [8, 9]:

$$T_p = \frac{D_p \Delta p_p}{2\pi \eta_{tp}} \beta \quad (7)$$

Trong đó:

D_p - Lưu lượng riêng của bơm [m³/vòng];
 Δp_p - Chênh lệch áp suất giữa buồng đẩy với buồng vào của bơm (N/m²);

$$\Delta p_p = p_{cr} - p_{cv} \quad (8)$$

p_{cr} - Áp suất dầu thủy lực ở buồng ra của bơm [N/m²];

p_{cv} - Áp suất dầu thủy lực ở buồng vào của bơm [N/m²];

η_{tp} - Hiệu suất cơ khí của bơm;

β - Hệ số tỷ lệ điều khiển lưu lượng (từ -1 đến 1).

• Lưu lượng thực tế của bơm thủy lực Q_p

Lưu lượng thực tế của bơm thủy lực, theo ta có lưu lượng thực tế của bơm thủy lực [8, 9]:

$$Q_p = \beta \cdot D_p \cdot \omega_p \cdot \eta_{vp} \quad (9)$$

Trong đó:

η_{vp} - Hiệu suất thể tích của bơm;

ω_p - Tốc độ góc trục của bơm [rad/s].

c) Mô hình van một chiều

Van một chiều trên đường dầu thủy lực mục đích chỉ để cho dòng dầu thủy lực chuyển động theo một chiều nhất định, tuy nhiên ảnh hưởng của van là làm giảm áp suất của hệ thống, đây chính là sự tổn hao áp suất dầu thủy lực, mô hình hóa van một chiều được thể hiện thông qua phương trình [8, 9]:

$$Q_{vi} = C_d A_{vi} \sqrt{\frac{2\Delta P_{vi}}{\rho}} \quad (10)$$

$$\Delta P_{vi} = \frac{Q_{vi}^2 \rho}{2C_d^2 A_{vi}^2} \quad (11)$$

$$A_{vi}(p) = \begin{cases} A_{leak}, & \text{for } \dots p \leq p_{crack} \\ A_{leak} + k(p - p_{crack}), & \text{for } \dots p_{crack} < p < p_{max} \\ A_{max}, & \text{for } \dots p \geq p_{max} \end{cases} \quad (12)$$

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{max} - p_{crack}} \quad (13)$$

Trong đó:

ΔP_{vi} - Áp suất giảm của van một chiều

thứ i;

ΔQ_{vi} - Lưu lượng đi qua van một chiều

thứ i;

C_d - Hệ số dòng chảy;

A_{vi} - Diện tích mặt cắt ngang của dòng chảy qua van i;

A_{max} - Diện tích mặt cắt ngang của dòng chảy qua van mở hoàn toàn;

A_{leak} - Diện tích rò rỉ dòng chảy của van khi đóng van;

p_{crack} - Áp suất mở van;

p_{max} - Áp suất cần thiết để mở van hoàn toàn.

d) Mô hình đường dầu thủy lực

Tổn thất áp suất cục bộ trên đường ống thủy lực được xác định như sau: Tổn thất dọc 

đường là tổn thất xảy ra trên đường di chuyển của chất lỏng, chủ yếu là do ma sát. Ta có biểu thức tính tổn thất áp suất dọc đường khi chất lỏng chảy tầng như sau [8, 9]:

$$\Delta p_{li1} = 10 \cdot (\lambda \frac{l_i}{d_i} + \xi_{vi}) \frac{\rho \cdot v_{di}^2}{2 \cdot g} \quad (14)$$

Tổn thất cục bộ là tổn thất xảy ra khi dòng chất lỏng chảy qua các thiết bị thủy lực như van hoặc do biến dạng hay thay đổi hướng vận tốc của dòng chảy. Tổn thất áp suất do lực cản cục bộ được tính theo công thức sau:

$$\Delta p_{li2} = 10 \cdot \xi_i \frac{\rho \cdot v_{di}^2}{2 \cdot g} \quad (15)$$

Trong đó:

ρ - Khối lượng riêng của dầu [kg/m³];

g - Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²];

λ - Hệ số cản phụ thuộc vào hệ số

Raynon (Re), trường hợp chảy tầng:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (16)$$

$$Re = \frac{v_d \cdot d}{\mu} \quad (17)$$

ξ_{vi} - Hệ số cản phụ thuộc vào đường ống thứ i;

ξ_i - Hệ số tổn thất cục bộ, được xác định theo từng thiết bị thứ i;

l_i - Chiều dài đường ống thứ i [m];

d_i - Đường kính ống dẫn dầu thứ i [m];

μ - Độ nhớt động học của dầu [m²/s];

v_{di} - Vận tốc trung bình của dầu của đoạn thứ i [m/s];

$$v_{di} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_i^2} \quad (18)$$

Trong đó: Q - Lưu lượng chảy trong đường ống [m³/s];

A_p - Tiết diện đường ống (m²), sử dụng tiết diện ống tròn.

e) Mô hình mô tơ thủy lực

Mô tơ thủy lực là cơ cấu chuyển đổi năng lượng thế năng thủy lực thành động năng.

• *Mô men trên đầu trục của mô tơ thủy lực T_m*

Với mô tơ thủy lực, mô men trên trục của mô tơ thủy lực làm việc được xác định theo biểu thức dưới đây [8, 9]:

$$T_m = D_m \Delta p \eta_{tm} \quad [N.m] \quad (19)$$

Trong đó:

D_m - Lưu lượng riêng của mô tơ (m³/vòng);

Δp_m - Chênh lệch áp suất giữa buồng đẩy với buồng vào của mô tơ [N/m²];

$$\Delta p = P_{cvm} - P_{crm} \quad (20)$$

P_{crm} - Áp suất dầu thủy lực buồng cửa ra của mô tơ [N/m²];

P_{cvm} - Áp suất dầu thủy lực buồng cửa vào của mô tơ [N/m²];

η_{tm} - Hiệu suất cơ khí của mô tơ.

• *Lưu lượng thực tế cung cấp cho mô tơ thủy lực Q_m*

Lưu lượng thực tế của mô tơ thủy lực, ta có lưu lượng thực tế của mô tơ thủy lực [8, 9]:

$$Q_m = \frac{\omega_m D_m}{\eta_{vm}} \quad (21)$$

Trong đó:

η_{vm} - Hiệu suất thể tích của mô tơ thủy lực;

ω_m - Tốc độ góc trục của mô tơ thủy lực [rad/s].

Quan hệ với tốc độ mô tơ thủy lực, bánh xe và tỷ số truyền của bộ truyền cơ khí i_o :

$$\omega_m = i_o \omega_{bx} \quad (22)$$

g) Mô hình van thủy lực

Lưu lượng dầu thủy lực chảy qua van được xác định theo biểu thức [8, 9]:

$$Q_v = C_v A_v \sqrt{\frac{2|\Delta P_v|}{\rho}} \cdot \text{sign}(\Delta P_v) \quad (23)$$

Trong đó:

ΔP_v - Áp suất giảm của van [Pa];

Q_v - Lưu lượng đi qua van [m^3/s];

C_v - Hệ số dòng chảy qua van;

A_v - Diện tích mặt cắt ngang của dòng

chảy qua van [m^2];

ρ - Khối lượng riêng của dầu [kg/m^3].

h) Mô hình bình tích áp thủy lực

Bình tích năng thủy lực là cơ cấu dùng để lưu trữ năng lượng dưới dạng áp suất của dầu thủy lực, hiện nay bình tích năng thủy lực được sử dụng khá nhiều trong các hệ truyền dẫn thủy lực để điều hòa năng lượng thông qua áp suất và lưu lượng của chất lỏng làm việc.

Trong quá trình thu và tái sử dụng, nếu khí và môi trường không đủ thời gian truyền nhiệt ở bình tích năng thì quan hệ giữa thể tích V_g và áp suất p_g phù hợp với quá trình đoạn nhiệt. Ta giả thiết trong quá trình thu và tái sử dụng năng lượng không có sự trao đổi nhiệt ở bình tích năng do đó khí trong bình sẽ diễn ra theo quá trình đoạn nhiệt do vậy ta có biểu thức sau:

$$p_g V_g^k = p_o V_o^k = C \quad (24)$$

Trong đó: C - Hằng số;

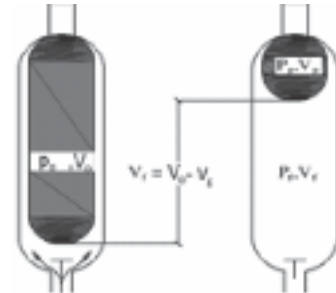
k - Hệ số mũ đoạn nhiệt, chọn khí ni tơ $k = 1,4$;

p_g - Áp suất của khí khi bị nén [N/m^2];

V_g - Thể tích của khí khi bị nén tương ứng với p_g [m^3];

p_o - Áp suất ban đầu của khí ni tơ [N/m^2];

V_o - Thể tích ban đầu của khí ni tơ [m^3].



Hình 2. Trạng thái khác nhau của bình tích áp thủy khí quá trình thu

Nếu thể tích chất lỏng nén vào là V_f thì thể tích khí còn lại là:

$$V_g = V_o - V_f \quad (25)$$

Khi đó, áp suất trong bình được tính:

$$p_g = p_o \left(\frac{V_o}{V_o - V_f} \right)^k \quad (26)$$

Năng lượng thu hồi vào bình tích áp thủy lực được xác định theo biểu thức sau:

$$E_a = \int_V p_g dV_f \quad (27)$$

Trong đó:

E_a - Năng lượng bình tích năng [J];

p_g - Áp suất thủy lực bình tích năng [Pa];

V_f - Thể tích dầu thủy lực được nén vào bình tích năng [m^3].

Tỷ lệ thu hồi năng lượng:



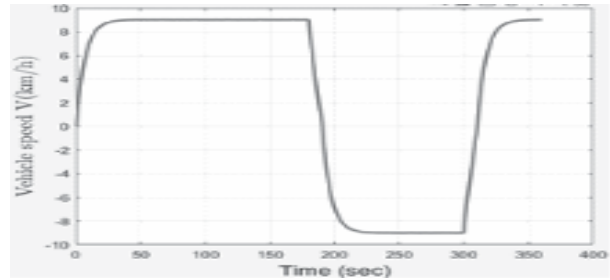
$$\alpha = \frac{E_a \cdot 100\%}{\left(\frac{m \cdot v_o^2}{2} + \frac{e \cdot J_{bx} \omega_{bxo}^2}{2} \right)} \quad (28)$$

3. MÔ PHỎNG

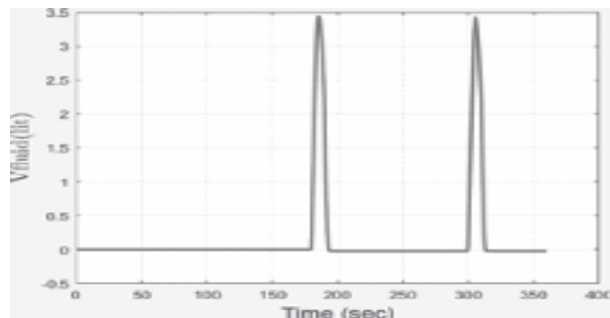
Trên cơ sở sơ đồ cấu hình trên Hình 1 cùng các phương trình mô hình hóa hệ thống từ (1) đến (27), tác giả đã thực hiện mô phỏng hệ thống tái sinh năng lượng gắn trên xe lu bánh lốp bằng chương trình Matlab – Simulink [10], sau khi nhập các thông số đầu vào (theo Bảng 2), ta có được một số kết quả được thể hiện trên Hình 3, 4, 5 và 6.

Bảng 2. Số liệu nhập vào chương trình

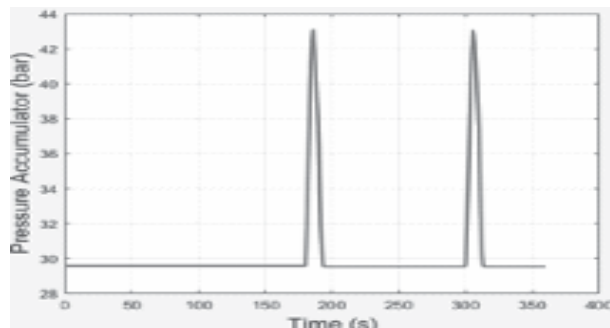
STT	Tên gọi	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Khối lượng xe	m	9240	kg
2	Bán kính bánh xe làm việc	r_{bx}	0.50292	m
3	Lưu lượng riêng max của bơm thủy lực	D_p	$55 \cdot 10^{-6}$	$m^3/\text{vòng}$
4	Lưu lượng riêng max của mô tơ thủy lực (tính cho 3 mô tơ)	D_m	3×1000	cc/rev
5	Áp suất thủy lực ban đầu của bình tích áp	p_0	29.5	bar
6	Mô men quán tính bánh xe	J_{bx}	14.25	$kg \cdot m^2$
7	Số lượng bánh xe	e	7	



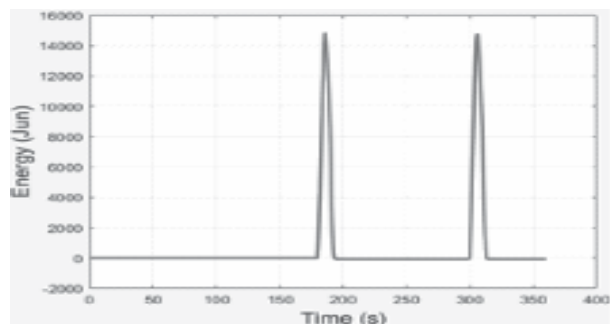
Hình 3. Vận tốc của xe lu trong quá trình hoạt động



Hình 4. Thể tích dầu thủy lực thu/xả trong quá trình xe hoạt động



Hình 5. Áp suất bình tích áp trong quá trình hoạt động của xe lu



Hình 6. Năng lượng thu được của bình tích áp trong quá trình hoạt động của xe lu

Kết quả trình bày trong các Hình 3, 4, 5 và 6 cho thấy rõ sự thay đổi của vận tốc xe, lượng dầu nạp vào bình tích áp năng, áp suất trong bình tích áp, cũng như năng lượng thu được. Diễn biến cụ thể như sau: xe bắt đầu di chuyển tiến và tăng tốc từ 0 km/h đến 9 km/h (2.5 m/s). Tại thời điểm $T = 180$ s, xe thực hiện phanh, dầu thủy lực được đẩy vào bình tích năng, đạt thể tích 3,445 lít. Áp suất trong bình tăng từ 29,5 bar lên 43,1 bar và năng lượng thu được là 14.850 J vào thời điểm $T = 185,4$ s. Khi đó, xe dừng lại. Sau đó, xe tiếp tục hành trình theo hướng lùi; dầu trong bình tích áp được xả hết, áp suất giảm về mức ban đầu là 29,5 bar. Xe lu di chuyển lùi và tiếp tục tăng tốc đến vận tốc 9 km/h. Đến thời điểm $T = 300$ s, xe lại thực hiện quá trình phanh, bình tích năng được nạp lại, áp suất tăng lên 43,1 bar, dầu thủy lực được nạp vào bình đạt 3,445 lít, và năng lượng thu được tiếp tục đạt 14.850 J tại thời điểm $T = 304,8$ s. Sau đó, xe lại tăng tốc theo hướng tiến đến vận tốc 9 km/h; bình tích áp xả hết dầu và áp suất trở về mức ban đầu là 29,5 bar. Diễn biến kết quả này hoàn toàn phù hợp với quy luật vật lý và cho thấy sự tương đồng rõ ràng giữa các chu kỳ vận hành. Kết quả cũng cho thấy tỷ lệ thu hồi năng lượng đạt được là: $14850/30107 \cdot 100\% = 49\%$.

4. KẾT LUẬN

Kết quả mô phỏng hệ thống phanh tái sinh năng lượng tích hợp trên xe lu truyền thống cho thấy rõ khả năng vận hành của xe, cũng như hiệu quả thu hồi và tái sử dụng năng lượng của hệ thống. Tuy nhiên, để các kết quả này có giá trị thực tiễn cao hơn, cần được kiểm chứng thông qua những nghiên cứu thực nghiệm. ❖

Ngày nhận bài: 14/5/2025

Ngày phản biện: 29/5/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Josef Nevrl'y, Zdeněk N'emeć, "Modeling of Road Roller Drive Equipped with Hydrostatic Recovery Of Kinetic Energy". 23rd International Conference Engineering Mechanics 2017 Svratka, Czech Republic, 15 – 18 May 2017.
- [2]. Boukehili A., Zhang Y.T., Zhao Q., Ni C.Q., Su H.F., Huang G.J., "Hybrid vehicle power management modeling and refinement". International Journal of Automotive Technology, 13 (6), pp.987-998, 2012.
- [3]. Delafosse V., Stanton S., Sekisu T., Yun J., "A methodology to use simulation at every stage of a hybrid vehicle design". 2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, art. no. 6422618, pp.1134-1138m, VPPC 2012.
- [4]. Kanber B., Baglione M., "Developing an extensible and concise simulink toolset for hybrid vehicle modeling and simulation". SAE Technical Papers, 2011.
- [5]. Nemeć Z., "Model of kinetic and pressure energy recovery – example 2". Partial report of the project LF12029 (in Czech), Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology, Brno, 2012.
- [6]. Nemeć Z., "Valves timing of in recovery stand of FME (in Czech)". Partial research report, FME BUT, 2013.
- [7]. GW750-Shop-Manual, online: <https://sakaiamerica.com/wp-content/uploads/2020/07/GW750-Shop-Manual.pdf>
- [8]. A. Esposito, "Fluid Power with Applications", 7th ed., Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2009.
- [9]. S. R. Mohan, "Hydraulic and Pneumatic Controls: Understanding Made Easy". New Delhi: McGraw-Hill Education, 2008.
- [10]. The MathWorks, Inc., "Simscape Fluids Documentation" [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/phymod/hydro/index.html>. [Accessed: May 6, 2025].