

PHÂN TÍCH MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CƠ KHÍ–THỦY LỰC CỦA HỆ THỐNG TÁI TẠO NĂNG LƯỢNG TRÊN XE NÂNG FORKLIFT CẢI TIẾN

Nguyễn Văn Tịnh^{a,*}, Phạm Đình Thi^a, Ngô Thanh Long^a, Phùng Công Dũng^b

^aKhoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội,
55 đường Giải Phóng, quận Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam
^bKhoa Cơ Khí, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải,
54 phố Triều Khúc, quận Thanh Xuân, Hà Nội, Việt Nam

Nhận ngày 19/11/2024, Sửa xong 04/12/2024, Chấp nhận đăng 18/12/2024

Tóm tắt

Xe nâng forklift có tải trọng nâng lớn chủ yếu sử dụng động cơ diesel dẫn động cơ cấu nâng hạ thông qua hệ thống thủy lực trên xe. Nghiên cứu đề xuất lắp thêm bộ tái tạo năng lượng thủy lực có giá thành hạ và cấu tạo đơn giản vào các xe nâng forklift có sẵn nhằm nâng cao hiệu quả khai thác đã bước đầu cho thấy tính khả thi. Trong bài báo này, nghiên cứu đánh giá hiệu quả làm việc của một bộ tái tạo năng lượng được lắp trên một xe nâng forklift 3 tấn một cách toàn diện khi xem xét đến tính nén được của dầu thủy lực, ảnh hưởng các thông số của bình tích áp và bộ khuếch đại áp suất thủy lực. Thông qua việc thiết lập và phân tích mô hình động lực học cơ khí-thủy lực của hệ thống trong quá trình xe nâng làm việc, các thông số động học, động lực học và năng lượng đã được xác định. Bài báo đã tính toán và đánh giá được hiệu quả về mặt tiết kiệm năng lượng, tiết kiệm nhiên liệu và loại bỏ một lượng lớn các thành phần khí gây ra hiệu ứng nhà kính.

Từ khóa: các mục tiêu bền vững; hệ thống thủy lực; khí nhà kính; năng lượng tái tạo; tích trữ năng lượng; tiết kiệm nhiên liệu; xe nâng forklift.

ANALYSIS OF THE MECHANICAL-HYDRAULIC DYNAMIC MODEL OF THE ENERGY REGENERATION SYSTEM ON AN IMPROVED FORKLIFT VEHICLE

Abstract

Forklifts with large lifting capacities mainly use diesel engines to drive the lifting mechanism through the vehicle's hydraulic system. The research that proposes to add a hydraulic energy regenerator with a low cost and simple structure to existing forklifts to improve exploitation efficiency has initially shown feasibility. In this paper, the study evaluates the performance of one energy regenerator installed on a 3-ton forklift comprehensively when considering hydraulic oil compressibility, the influence of the accumulator and hydraulic pressure amplifier parameters. The kinematic, dynamic, and energy parameters were determined by establishing and analyzing the system's mechanical-hydraulic dynamic model during operation. The paper has calculated and evaluated the efficiency of energy and fuel saving and removing a large amount of gas components causing the greenhouse effect.

Keywords: sustainable development goals; hydraulic system; greenhouse gas; renewable energy; energy storage; fuel saving; forklift.

[https://doi.org/10.31814/stce.huce2025-19\(1V\)-07](https://doi.org/10.31814/stce.huce2025-19(1V)-07) © 2025 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Đặt vấn đề

Trong những năm gần đây, hệ thống logistics kho bãi rất phát triển và còn tiếp tục phát triển mạnh trong tương lai gần. Để phục vụ xếp dỡ tại các kho bãi này, xe nâng forklift được sử dụng phổ biến.

*Tác giả đại diện. Địa chỉ e-mail: tinhnv@huce.edu.vn (Tịnh, N. V.)

Mặc dù đã có nhiều thế hệ xe nâng tiết kiệm năng lượng ra đời nhưng do giá thành cao nên thực tế với những loại xe nâng có tải trọng nặng lớn thì cấu hình chủ yếu vẫn sử dụng động cơ diesel dẫn động hệ thống thủy lực trên xe. Theo xu hướng phát triển bền vững chung của toàn thế giới, nghiên cứu nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng, giảm phát thải và tiêu hao nhiên liệu của xe đang được thu hút và quan tâm của các nhà khoa học. Các công trình nghiên cứu liên quan hoặc các công trình nghiên cứu có kết quả có thể ứng dụng trên xe nâng chủ yếu được chia thành hai nhóm giải pháp. Thứ nhất là nâng cao hiệu suất của động cơ đốt trong [1–6] và nhóm giải pháp thứ hai là các nghiên cứu để tích trữ năng lượng dư thừa rồi giải phóng nó khi cần sử dụng [7–13]. Trong nhóm giải pháp thứ nhất, các nghiên cứu có thể kể đến như: giảm phát thải bằng cách sử dụng kết hợp ba bộ DOC, DPF và SCR trên động cơ máy nông nghiệp RV325 [1]; nghiên cứu bổ sung một lượng hydro nhất định vào cửa nạp của động cơ D243 [2]; xây dựng bộ dữ liệu chuẩn về thời gian cấp nhiên liệu theo các chế độ khác nhau của động cơ WP5 nhằm tối ưu các thông số làm việc [3]; điều khiển phối hợp hệ thống luân hồi khí thải và bổ sung khí hydro cho động cơ R180 [4]; nghiên cứu phát triển nhiên liệu mới nhằm thay thế nhiên liệu truyền thống [5, 6]. Trong nhóm giải pháp thứ hai, các nghiên cứu đi vào phát triển các công nghệ hybrid ứng dụng trên xe nâng hoặc các máy xây dựng/công nghiệp có đặc tính làm việc tương tự nhau. Chẳng hạn như phát triển hệ thống tái tạo năng lượng cho máy xúc thông qua máy phát – pin/ắc quy điện – động cơ điện [7–9]; tái tạo và sử dụng hiệu quả năng lượng thông qua sự kết hợp giữa pin/ắc quy điện với bình tích áp và các chiến lược điều khiển nguồn năng lượng [10, 11]; phát triển pin và hệ thống lưu trữ năng lượng [12, 13].

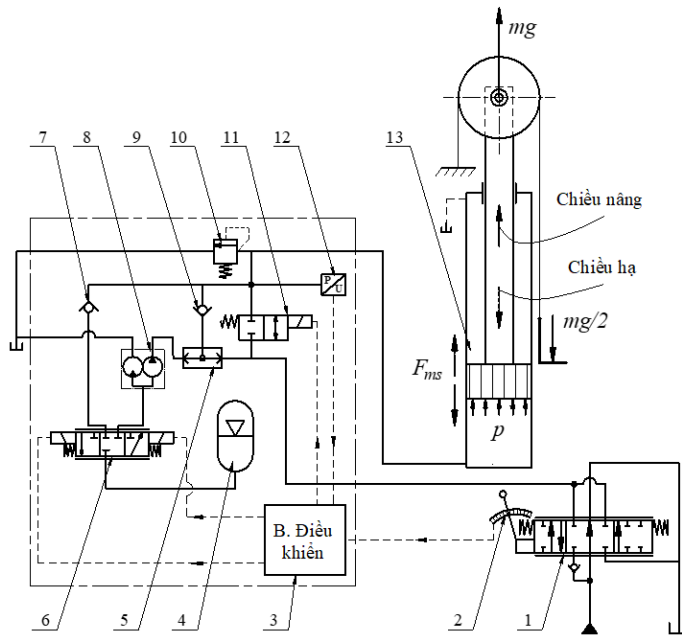
Thực tế hiện nay, các nước đang phát triển vẫn đang khai thác sử dụng phổ biến các xe nâng forklift nói riêng và các máy xây dựng/công nghiệp nói chung thuộc thế hệ cũ/đã qua sử dụng. Việc thay thế ngay toàn bộ chúng bằng các máy hiện đại hơn có ứng dụng các công nghệ ở trên là không khả thi. Nghiên cứu [14] đã đề xuất lắp thêm bộ tái tạo năng lượng thủy lực vào các xe nâng forklift có sẵn để biến chúng thành xe nâng forklift kiểu hybrid. Bộ thiết bị này có giá thành hạ, cấu tạo đơn giản, có hiệu suất tái tạo năng lượng cao và có khả năng chế tạo trong nước. Bằng cách làm này, hàng triệu xe nâng forklift thế hệ cũ có thể dễ dàng được cải tiến để nâng cao hiệu quả khai thác, giảm lượng tiêu hao nhiên liệu và giảm khí thải độc hại. Trong [14], việc đánh giá hiệu quả của giải pháp chưa xem xét toàn diện các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình làm việc của xe. Vì vậy, bài báo này tiếp tục nghiên cứu đánh giá hiệu quả làm việc của bộ tái tạo năng lượng được lắp trên một xe nâng forklift một cách toàn diện hơn khi xem xét đến tính nén được của dầu thủy lực. Nội dung bao gồm việc thiết lập và phân tích mô hình động lực học cơ khí-thủy lực của hệ thống trong quá trình xe nâng làm việc; xác định các thông số động học, động lực học và năng lượng; ứng dụng tính toán và mô phỏng số cho quá trình nâng hạ của một bộ thiết bị tái tạo năng lượng lắp trên xe nâng forklift 3 tấn; đánh giá hiệu quả về mặt tiết kiệm năng lượng, tiết kiệm nhiên liệu và loại bỏ khí nhà kính.

2. Bộ tái tạo năng lượng

Bộ tái tạo năng lượng có nhiệm vụ tiếp nhận dòng năng lượng thủy lực được chuyển đổi từ thế năng của vật nâng, càng nâng, khung nâng và pít tông trong hành trình hạ; tích lũy vào bình tích áp và giải phóng ra cùng với năng lượng dẫn động của bộ nguồn để nâng vật trong hành trình nâng. Việc sử dụng trực tiếp dòng thủy lực áp suất cao với số ít phân tử thủy lực mà không chuyển đổi thành dạng năng lượng khác và không dẫn động qua các thiết bị/động cơ trung gian giúp giảm thiểu tổn thất năng lượng tại đầu cuối (bộ phận công tác). Cấu tạo của bộ tái tạo năng lượng gồm các thành phần từ 2 đến 12 trong Hình 1, van nâng hạ 1 và xy lanh thủy lực 13 đã có sẵn trên xe nâng (trên xe thông thường có hai xy lanh 13 giống hệt nhau, trong hình thể hiện một xy lanh). Bộ thiết bị liên kết với hệ thống thủy lực của xe nâng bằng các đường ống thủy lực và kết nối với hệ thống điều khiển bằng các dây

tín hiệu điện. Tay điều khiển trên van nâng có một sửa đổi nhỏ để khi điều khiển, nó cho phép dịch chuyển một khoảng nhất định trước khi có tác động mở van 1 trong trường hợp điều khiển nâng vật.

Khi càn nâng mang tải, áp suất dầu trong xy lanh 13 đủ lớn (xác định bằng cảm biến áp suất 12), kết hợp với việc điều khiển van nâng hạ 1 theo chiều hạ, tín hiệu từ cảm biến vị trí 2 và cảm biến áp suất 12 được cung cấp đến bộ điều khiển trung tâm 3, điều khiển van 6 chuyển sang trạng thái nạp dầu có áp suất cao vào bình tích áp 4. Độ mở của van 6 tỷ lệ thuận với khoảng dịch chuyển của càn điều khiển van 1 theo chiều hạ và độ mở này quyết định tốc độ hạ của vật. Trường hợp hạ càn nâng không mang tải, áp suất dầu nhỏ, van 11 được điều khiển để dầu đi về thùng qua van 1 như chế độ hạ bình thường của máy nguyên bản (trường hợp này không thực hiện nạp dầu vào bình tích áp). Van 11 cũng có thể được điều khiển trực tiếp để mở cho dòng dầu về thùng, hạ vật nhanh khi cần thiết.



1- Van nâng hạ; 2- Cảm biến vị trí; 3- Bộ điều khiển trung tâm; 4- Bình tích áp thủy lực; 5- Van Or; 6- Van phân phối tỷ lệ 3/3; 7, 9- Van một chiều; 8- Bộ khuếch đại áp suất; 10- Van an toàn; 11- Van phân phối 2/2; 12- Cảm biến áp suất; 13- Xy lanh nâng.

Hình 1. Mô hình cơ khí-thủy lực của thiết bị tái tạo năng lượng và cơ cấu nâng

Thực hiện nâng vật bằng cách điều khiển van 1 theo chiều nâng, tay điều khiển dịch chuyển trong khoảng đầu tiên (van 1 chưa chuyển sang trạng thái nâng), cảm biến cung cấp tín hiệu để điều khiển mở van 6 làm cho dầu trong bình tích áp 4 xả ra, qua bộ khuếch đại áp suất 8, áp suất dầu tăng lên và đi qua van 5, van 9 và đi vào xy lanh, nâng pít tông lên. Áp suất dầu trong bình tích áp giảm dần, đến khi không đủ áp suất để nâng vật, người vận hành tiếp tục dịch chuyển càn điều khiển van 1, lúc này van 1 chuyển sang trạng thái nâng, dầu từ bơm qua van 1, qua van 5, qua van 9 vào xy lanh (như chế độ nâng của máy nguyên bản). Van 10 giúp giữ an toàn cho hệ thống khi áp suất trong mạch thủy lực vượt qua giá trị áp suất làm việc an toàn được đặt trước.

3. Mô hình động lực học cơ khí-thủy lực của hệ thống

3.1. Quá trình hạ vật

Pít tông và vật nâng hạ xuống với gia tốc $\ddot{x}$, phương trình chuyển động của chúng như sau:

$$\ddot{x} = g - (F_{ms} + pA)/m \quad (1)$$

trong đó m là khối lượng bàn nâng, khung nâng, pít tông và vật nâng, kg; g là gia tốc trọng trường, m/s^2 ; F_{ms} là lực ma sát giữa pít tông và xy lanh, N; p là áp suất dầu thủy lực trong xy lanh, N/m^2 ; A là diện tích của một pít tông m^2 .

Lực ma sát giữa pít tông và xy lanh có thể được xác định theo [15]:

$$F_{ms} = (10^5 + 0,02p)A \quad (2)$$

Khi biết tổn thất qua van một chiều 7 là Δp_{cv} , chênh lệch áp suất giữa cửa vào và cửa ra của van 6 là Δp và áp suất dầu trong bình tích áp là p_{ta} , áp suất dầu trong xy lanh được xác định bởi:

$$p = \Delta p + \Delta p_{cv} + p_{ta} \quad (3)$$

Vì phân áp suất của dầu trong xy lanh được xác định theo [16]:

$$\dot{p} = \frac{\beta_o}{V_c} (-Q - \dot{V}_c) \quad (4)$$

trong đó β_o là mô đun đàn hồi của dầu, N/m^2 ; V_c là thể tích dầu trong xy lanh và đường ống, m^3 ; Q là lưu lượng dầu qua van 6, m^3/s .

$$V_c = V_{oc} + 2A(h - x) \quad (5)$$

với h là chiều cao ban đầu của dầu trong xy lanh, m; V_{oc} là thể tích dầu trong đường ống, m^3 .

$$\dot{V}_c = -2A\dot{x} \quad (6)$$

$$\dot{p} = \frac{\beta_o(2A\dot{x} - Q)}{V_{oc} + 2A(h - x)} \quad (7)$$

Lưu lượng dầu qua van 6 được tính toán như sau:

$$Q = Q_N f(u) \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}} \quad (8)$$

trong đó Δp_N là chênh lệch áp suất danh định của van, $\Delta p_N = 5 \cdot 10^5$ Pa; $f(u)$ là phần trăm lưu lượng theo Q_N , phụ thuộc biến điều khiển u (đặc trưng cho vị trí của cần điều khiển van) và đặc tính van; Q_N là lưu lượng dầu danh định qua van tương ứng với trường hợp van mở hết cỡ và ứng với chênh lệch áp suất danh định, m^3/s .

Phương trình trạng thái của quá trình nén khí đoạn nhiệt vào bình tích áp

$$p_{ta}^* V_{ta}^{1,4} = p_1^* V_1^{1,4} \quad (9)$$

trong đó p_1^* , V_1 là áp suất tuyệt đối và thể tích của khí trong bình tích áp ở đầu quá trình hạ pít tông và p_{ta}^* , V_{ta} tương ứng với hai thông số trên ở thời điểm bất kỳ.

Thể tích V_{ta} có quan hệ với thể tích V_1 và lưu lượng Q như sau:

$$V_{ta} = V_1 - \int Q dt \quad (10)$$

Kết hợp (11) và (10), áp suất dầu p_{ta} trong bình tích áp là:

$$p_{ta} = p_1^* \left(\frac{V_1}{V_1 - \int Q dt} \right)^{1,4} - 10^5 \quad (11)$$

Kết hợp (1), (3), (7), (8) và (11), ta có hệ phương trình xác định quá trình động lực học của hệ cơ khí – thủy lực như sau:

$$\begin{cases} \ddot{x} = g - \frac{(1,02p + 10^5)A}{m} \\ \dot{p} = \frac{\beta_o (2A\dot{x} - Q)}{V_{oc} + 2A(h - x)} \\ Q = f(u) \cdot Q_N \cdot \sqrt{\frac{p - \Delta p_{cv} - p_{ta}}{\Delta p_N}} \\ p_{ta} = p_1^* \left(\frac{V_1}{V_1 - \int Q dt} \right)^{1,4} - 10^5 \end{cases} \quad (12)$$

Thế năng của hệ E_h giảm dần trong quá trình hạ:

$$E_h = 2mg(h - x) \quad (13)$$

Phần trăm năng lượng tích trữ được sau quá trình hạ:

$$\Delta E_h = \frac{E_c \cdot 100\%}{2mgh} \quad (14)$$

trong đó E_c là năng lượng tích trữ vào bình tích áp khi áp suất khí tăng từ p_1^* lên p_{ta}^* ở cuối quá trình hạ, được xác định theo [14].

3.2. Quá trình nâng vật

Áp suất dầu trong xy lanh được xác định như sau:

$$p = k\eta(p_{ta} - \Delta p) - \Delta p_{cv} - \Delta p_{or} \quad (15)$$

trong đó k là hệ số khuếch đại áp suất của bộ khuếch đại 8, η là hiệu suất làm việc của bộ khuếch đại và Δp_{or} là tổn thất áp suất tại van 5, N/m².

Áp suất dầu p_{ta} trong bình tích áp ở quá trình này là:

$$p_{ta} = p_2^* \left(\frac{V_2}{V_2 + \int Q dt} \right)^{1,4} - 10^5 \quad (16)$$

trong đó p_2^* , V_2 là áp suất tuyệt đối và thể tích của khí trong bình tích áp ở đầu quá trình nâng pít tông.

Vì phân áp suất dầu trong xy lanh là:

$$\dot{p} = \frac{\beta_o (Q/k - 2A\dot{x})}{V_{oc} + 2Ax} \quad (17)$$

Thực hiện tương tự như đối với quá trình hạ pít tông, hệ phương trình xác định quá trình động lực học của hệ cơ khí – thủy lực trong quá trình nâng như sau:

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{(0,98p - 10^5)A}{m} - g \\ \dot{p} = \frac{\beta_o (Q/k - 2A\dot{x})}{V_{oc} + 2Ax} \\ Q = f(u) \cdot Q_N \cdot \sqrt{\frac{p_{ta} - (p + \Delta p_{cv} + \Delta p_{or})/(k\eta)}{\Delta p_N}} \\ p_{ta} = p_2^* \left(\frac{V_2}{V_2 + \int Q dt} \right)^{1,4} - 10^5 \end{cases} \quad (18)$$

Thế năng tăng dần trong quá trình nâng như sau:

$$E_n = 2mgx \quad (19)$$

Phần trăm năng lượng xả ra từ bình tích áp được sử dụng nâng vật là:

$$\Delta E_n = \frac{2mgh_x}{E_c} \cdot 100\% \quad (20)$$

trong đó h_x là chiều cao tối đa mà pít tông được nâng lên do năng lượng xả ra từ bình tích áp.

Phần trăm năng lượng tái tạo được sử dụng có ích trong một chu kỳ:

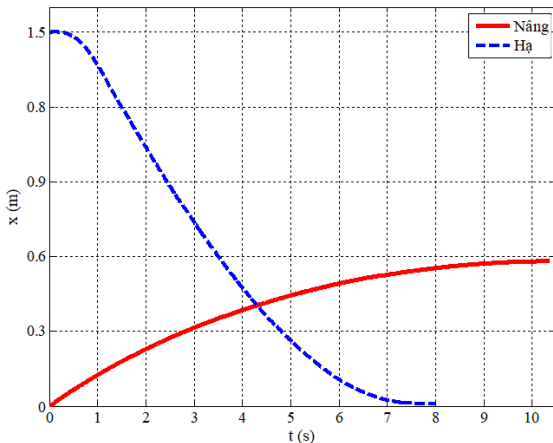
$$\%E_u = \frac{h_x}{h} \cdot 100\% \quad (21)$$

4. Kết quả mô phỏng và thảo luận

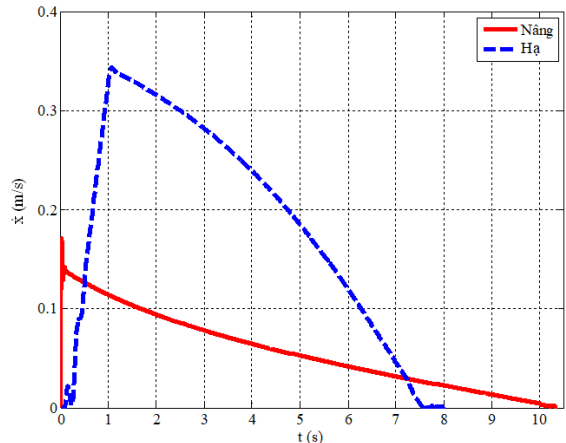
Thực hiện mô phỏng số và đánh giá kết quả trong quá trình nâng hạ khi ứng dụng bộ thiết bị tái tạo năng lượng cho một xe nâng forklift có tải trọng nâng 3 tấn, có hai xy lanh nâng với đường kính mỗi xy lanh là 60 mm, hành trình nâng tối đa của pít tông nâng là 1,5 m và các thông số khác của hệ thống thủy lực được cho trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số của hệ thống phục vụ mô phỏng số

m (kg)	Δp_{cv} (N/m ²)	Δp_{or} (N/m ²)	Q_N (m ³ /s)	p_1^* (N/m ²)	V_1 (m ³)
3250	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$58,3 \cdot 10^{-5}$	$5,1 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^{-3}$
η	k	V_{oc} (m ³)	β_o (N/m ²)	p_2^* (N/m ²)	V_2 (m ³)
0,95	2,5	$0,628 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^9$	$10,95 \cdot 10^6$	$11,55 \cdot 10^{-3}$

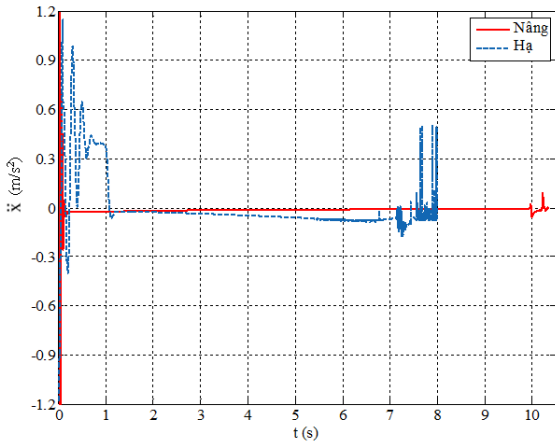


Hình 2. Chuyển vị của pít tông

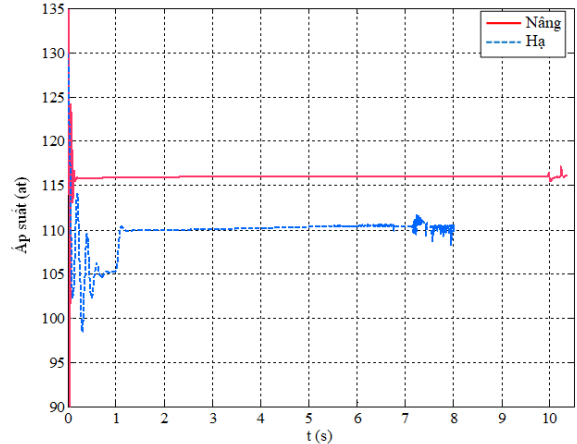


Hình 3. Vận tốc của pít tông

Điều kiện ban đầu là pít tông đứng yên ở vị trí cao nhất tương ứng với quá trình hạ vật và vị trí thấp nhất tương ứng với quá trình nâng vật. Sử dụng phần mềm Matlab để mô phỏng số chuyển động của pít tông theo chế độ điều khiển thông thường và đặc tính của van 6 xác định theo [17]. Kết quả thu được là các đồ thị thể hiện chuyển vị của pít tông trong Hình 2, đồ thị vận tốc trong Hình 3 và đồ thị gia tốc trong Hình 4, áp suất dầu trong xy lanh trong Hình 5; giá trị thể hiện khả năng thu hồi, tái tạo năng lượng và năng lượng hữu ích trong Bảng 2.



Hình 4. Gia tốc của pít tông



Hình 5. Áp suất dầu trong xy lanh

Bảng 2. Các thông số liên quan đến khả năng tái tạo năng lượng

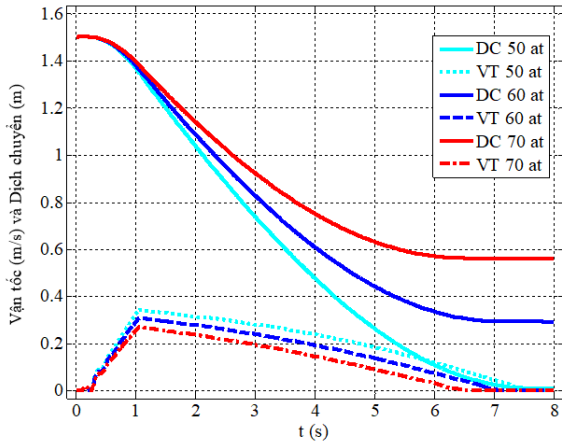
Thông số	Giá trị
Chiều cao pít tông được nâng lên	0,59 m
Thế năng vật nâng ở đầu quá trình hạ	95647,5 J
Thế năng vật nâng ở cuối quá trình nâng	37621,35 J
Năng lượng được tích trữ vào bình tích áp	65,5%
Năng lượng xả ra từ bình tích áp để nâng vật	60%
Hiệu quả tái tạo năng lượng trong một chu kỳ	39,3%

Từ các kết quả thu được cho thấy, chiều cao nâng hạ, thời gian thực hiện một hành trình nâng hạ và tốc độ nâng hạ phù hợp với các thông số làm việc của xe nâng tương ứng. Ở giai đoạn đầu và cuối mỗi quá trình, do tính đàn hồi của dầu thủy lực nên áp suất của dầu và gia tốc của pít tông có sự dao động. Điều này dẫn đến giá trị vận tốc của pít tông tương ứng ở các giai đoạn này cũng có dao động nhỏ. Tuy nhiên, tác động của dao động không ảnh hưởng đáng kể đến quá trình chuyển động của pít tông nâng hạ trong điều kiện làm việc thông thường. Năng lượng tái tạo được trong một chu kỳ nâng hạ và phần trăm năng lượng đó được sử dụng có ích là tương đối cao.

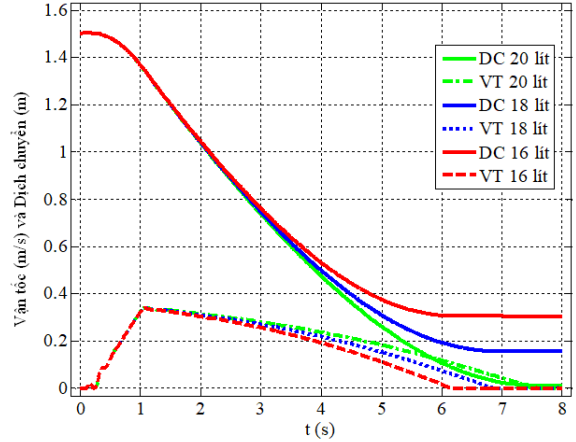
Ngoài chế độ điều khiển ảnh hưởng đến các thông số động học trong quá trình nâng hạ như kết luận của các nghiên cứu khác, các thông số thiết lập ban đầu đối với bình tích áp và hệ số khuếch đại của khuếch đại thủy lực cũng cần phải xem xét để lựa chọn cho phù hợp với cấu hình xe cơ sở và hiệu quả năng lượng tốt nhất.

Lập trình khảo sát bài toán bằng phần mềm Matlab với sự thay đổi của áp suất thiết lập ban đầu và thể tích bình tích áp trong khi các thông số khác được giữ nguyên. Kết quả thu được là đồ thị vận tốc và dịch chuyển trong quá trình hạ khi thay đổi áp suất ở Hình 6 và khi thay đổi thể tích ở Hình 7.

Từ kết quả trên có thể thấy thông số áp suất và thể tích bình tích áp ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình hạ và cụ thể là khả năng pít tông có thể hạ xuống hết hành trình. Khi áp suất bình tích áp tăng từ 50 at, 60 at đến 70 at (đồ thị vận tốc tương ứng là VT 50 at, VT 60 at và VT 70 at; đồ thị dịch chuyển tương ứng là DC 50 at, DC 60 at và DC 70 at) thì vận tốc hạ giảm và thời gian hạ cho đến khi pít tông dừng giảm, pít tông không hạ xuống hoàn toàn (pít tông dừng ở cao độ +18 cm và +30 cm tương ứng với áp suất cài đặt 60 at và 70 at). Khi thể tích bình tích áp giảm từ 20 lít, 18 lít đến 16 lít (đồ thị vận tốc tương ứng là VT 20 lít, VT 18 lít và VT 16 lít; đồ thị dịch chuyển tương ứng là DC 20 lít, DC 18



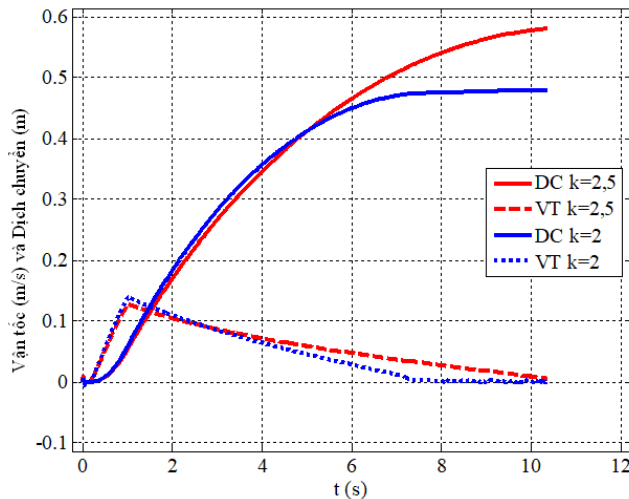
Hình 6. Vận tốc và dịch chuyển của pít tông trong quá trình hạ tương ứng với các giá trị áp suất trong bình tích áp thiết lập ban đầu khác nhau



Hình 7. Vận tốc và dịch chuyển của pít tông trong quá trình hạ tương ứng với các giá trị thể tích bình tích áp khác nhau

lít và DC 16 lít), thời gian hạ giảm nhưng pít tông cũng không hạ xuống hoàn toàn. Đối với loại xe nâng forklift 3 tấn được xem xét, chọn bình tích áp có thể tích 20 lít và áp suất cài đặt ban đầu 50 at là phù hợp và pít tông có thể hạ xuống hết hành trình.

Thực hiện khảo sát tương tự đối với hệ số khuếch đại của bình tích áp. Kết quả thu được gồm đồ thị vận tốc và dịch chuyển của pít tông trong quá trình nâng ở Hình 8.



Hình 8. Vận tốc và dịch chuyển của pít tông trong quá trình nâng ứng với hệ số khuếch đại áp suất khác nhau

Từ kết quả trên có thể thấy với hệ số khuếch đại áp suất bằng 2 thì pít tông chỉ nâng lên được tối đa 0,48 m. Khi tăng hệ số khuếch đại áp suất lên 2,5 thì dịch chuyển của pít tông tăng lên đến 0,59 m. Tuy nhiên, khi hệ số khuếch đại tiến đến 3 thì theo định luật bảo toàn năng lượng, dịch chuyển của pít tông sẽ tiến đến 0,5 m. Như vậy, chọn hệ số khuếch đại áp suất bằng 2,5 thì cho hiệu quả nâng vật bằng nguồn năng lượng thủy lực tái tạo là tốt nhất.

Thực tế, hiệu suất của động cơ diesel rất thấp, cộng với tổn thất của hệ thống truyền động nên hiệu suất chung từ năng lượng được tạo ra do đốt cháy nhiên liệu đến năng lượng có ích tại bộ phận công tác chỉ khoảng 6,7% [18]. Vì vậy, từ lượng năng lượng tái tạo được sử dụng có ích ở đây có thể xác

định một cách gần đúng lượng nhiên liệu tiết kiệm được cho một chu kỳ nâng hạ của xe nâng có tải trọng nâng 3 tấn đang xem xét là 15,1 gram. Với số chu kỳ làm việc theo giờ là 45 chu kỳ/giờ, số giờ làm việc định mức theo ngày (8 giờ/ngày) và số ngày làm việc định mức trong năm (300 ngày/năm), lượng nhiên liệu tiết kiệm được khi ứng dụng bộ thiết bị tái tạo năng lượng lắp thêm trong một năm là 1,96 m³. Trên cơ sở lượng khí thải độc hại có thể tạo ra khi đốt cháy một đơn vị thể tích dầu diesel [19], lượng khí thải gây hiệu ứng nhà kính ứng với lượng nhiên liệu tiết kiệm ở trên hoàn toàn tính toán được. Cụ thể, lượng CO₂ có thể loại bỏ được là 5,3 tấn/năm.

5. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng được mô hình động lực học cơ khí-thủy lực của hệ tái tạo năng lượng trên xe nâng forklift cải tiến. Ảnh hưởng của các thông số về áp suất và thể tích bình tích áp, cũng như hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại áp suất đến quá trình nâng hạ của xe đã được khảo sát và đánh giá.

Qua việc phân tích và đánh giá thông qua mô hình động lực học này đã tái khẳng định hiệu quả về mặt năng lượng, kinh tế và môi trường. Lượng nhiên liệu dự kiến có thể tiết kiệm được mỗi năm khi ứng dụng thiết bị tái tạo năng lượng lắp thêm trên một mẫu xe nâng forklift 3 tấn là 1,96 m³. Với hàng triệu xe nâng/máy có đặc tính tương tự được ứng dụng lắp thêm thiết bị này thì có thể tiết kiệm được một khoản rất lớn cho chi phí nhiên liệu và loại bỏ một lượng lớn khí nhà kính.

Phân tích mô hình động lực học cơ khí-thủy lực của hệ khi xét đến tính nén được của dầu thủy lực cho thấy áp suất dầu và gia tốc vật nâng có dao động ở đầu và cuối mỗi giai đoạn nâng hạ. Tuy nhiên, các dao động này ảnh hưởng không đáng kể đến chuyển động của vật nâng trong điều kiện làm việc thông thường.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Bộ Giáo dục và Đào tạo trong đề tài mã số B2023-XDA-06.

Tài liệu tham khảo

- [1] Phú, N. M., Duy, L. Đ., Quảng, K. V. (2021). Nghiên cứu giảm phát thải cho động cơ Diesel máy nông nghiệp. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải*, (10):283–287.
- [2] Hoang, A. T., Pham, V. V. (2020). [A study on a solution to reduce emissions by using hydrogen as an alternative fuel for a diesel engine integrated exhaust gas recirculation](#). *International Conference on Emerging Applications in Material Science and Technology: ICEAMST 2020*, AIP Publishing, 2235: 020035.
- [3] Uy, Đ. V., Dương, P. X., Đông, L. D. (2017). Research on establishing the map of controlling injection timing for Weichai Diesel engine WP5. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng (TCKHCN XD)-ĐHXDH*, 11(4):22–26.
- [4] Phong, T. X., Long, H. Đ., Khánh, N. Đ. (2021). Nghiên cứu thiết kế, chế tạo hệ thống điều khiển phối hợp luân hồi khí thải và bổ sung hydro trong động cơ diesel. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải*, (10):143–150.
- [5] Žvirblis, T., Hunicz, J., Matijošius, J., Rimkus, A., Kilikevičius, A., Gęca, M. (2023). [Improving Diesel Engine Reliability Using an Optimal Prognostic Model to Predict Diesel Engine Emissions and Performance Using Pure Diesel and Hydrogenated Vegetable Oil](#). *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 25(4).
- [6] Caban, J., Gniecka, A., Holeša, L. (2013). [Alternative fuels for diesel engines](#). *Advances in Science and Technology Research Journal*, 7(20):70–74.
- [7] Ogawa, K., Teshima, T., Futahshai, K., Akahane, F. (2010). Development of the world's first engine/battery hybrid forklift truck. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 47(1):46–50.
- [8] Minav, T., Laurila, L., Pyrhonen, J. (2010). Energy recovery efficiency comparison in an electro-hydraulic forklift and in a diesel hybrid heavy forwarder. *International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, Pisa, Italy, IEEE, 574–579.

- [9] Lin, T., Wang, Q., Hu, B., Gong, W. (2010). [Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators](#). *Automation in Construction*, 19(8):1016–1026.
- [10] Chen, Q., Lin, T., Ren, H. (2018). [Parameters optimization and control strategy of power train systems in hybrid hydraulic excavators](#). *Mechatronics*, 56:16–25.
- [11] Chen, Q., Lin, T., Ren, H., Fu, S. (2019). [Novel potential energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators](#). *Mathematics and Computers in Simulation*, 163:130–145.
- [12] Hosseinzadeh, E., Rokni, M., Advani, S. G., Prasad, A. K. (2013). [Performance simulation and analysis of a fuel cell/battery hybrid forklift truck](#). *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(11):4241–4249.
- [13] Shin, M.-H., Eom, T.-H., Park, Y.-H., Won, C.-Y. (2016). Design and control of fuel cell-battery hybrid system for forklift. *2016 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific)*, IEEE, 584–589.
- [14] Nguyen, V. T. (2024). [Fuel-Saving Solution for Forklifts Using Hydraulic Energy Storage and Regeneration Device Cluster Additionally Installed](#). *Advances in Science and Technology Research Journal*, 18(4):137–148.
- [15] Bak, M. K., Hansen, M. R. (2013). [Analysis of Offshore Knuckle Boom Crane - Part One: Modeling and Parameter Identification](#). *Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin*, 34(4): 157–174.
- [16] Rabie, M. G. (2009). *Fluid power engineering*. McGraw-Hill, New York.
- [17] Nguyen, V. T. (2023). [Anti-Vibration Control of Turntable Ladders by a Steel Rope-Hydraulic Control System](#). *Engineering, Technology & Applied Science Research*, 13(2):10389–10394.
- [18] Hijikata, S., Weishaar, P., Liefeld, R., Schmitz, K. (2018). [Experimental evaluation of system efficiency for a hydraulic hybrid architecture of excavators](#). *MM Science Journal*, 2018(3):2455–2459.
- [19] U.S. Environmental Protection Agency. [Emission Factors for Greenhouse Gas Inventories](#). Truy cập ngày 30/6/2024.