



Dynamic analysis of the hydraulic steering system on articulated dump trucks

Nguyen Xuan Hoa¹, Bui Van Tram^{1*}, Nguyen Van Quyen², Nguyen Xuan Hieu³

¹University of Transport Technology, No 54 Trieu Khuc Street, Hanoi, Vietnam

²Hanoi University of Science and Technology, No 01 Dai Co Viet Street, Hanoi, Vietnam

³The Central College of Transport No.4, Vinh City, Nghe an, Vietnam

Article info

Type of article:

Original research paper

DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2024.vn.4.1.19-26>

*Corresponding author:

E-mail address:

trambv@utt.edu.vn

Received: 4/1/2024

Accepted: 26/2/2024

Published: 8/3/2024

Abstract: Articulated dump trucks (which are hinged between the front chassi and the rear chassi) are very commonly used in the construction and mining industries. The Articulated dump trucks are large, heavy-duty dump trucks that are used off-road to transport bulk loads across rough terrains with a degree of limited space, due to their smaller turning circle. Because the articulated dump truck moves on complex terrain, the dynamic load on the steering system is large, so it is necessary to study the hydraulic steering system dynamics. The article researches building the models, and dynamic analysis of hydraulic steering systems on articulated dump trucks. The dynamic model is built from detail to system model. The process of simulating the dynamics of the hydraulic steering system on articulated dump trucks is to analysis and survey the real work of the system to efficiently use and exploit articulated dump trucks.

Keywords: Articulated dump trucks; two-body dump trucks; Komat'su-HM400; Hydraulic steering assembly; Dynamics of hydraulic steering assembly;

Phân tích động lực học của hệ thống lái thủy lực trên xe tải tự đổ có khớp nối

Nguyễn Xuân Hòa¹, Bùi Văn Trâm^{1*}, Nguyễn Văn Quyền², Nguyễn Xuân Hiếu³

¹Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải, Số 54 Triều Khúc, Hà Nội, Việt Nam

²Đại học Bách khoa Hà Nội, Số 01 Đại Cồ Việt, Hà Nội, Việt Nam

³Trường Cao đẳng GTVT Trung ương IV, Xã Nghi Liên, TP Vinh, Nghệ An, Việt Nam

Thông tin bài viết

Dạng bài viết:

Bài báo nghiên cứu

DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2024.vn.4.1.19-26>

*Tác giả liên hệ:

Địa chỉ E-mail:

trambv@utt.edu.vn

Ngày nộp bài: 4/1/2024

Ngày chấp nhận: 26/2/2024

Ngày đăng bài: 8/3/2024

Tóm tắt: Xe tải tự đổ có khớp nối (khớp nối giữa khung thân trước và thân sau) được dùng rất phổ biến trong các ngành xây dựng và khai thác mỏ. Đây là loại xe tải hạng nặng được sử dụng trên đường địa hình để vận chuyển hàng rời trên địa hình gồ ghề, với bán kính quay vòng bị hạn chế. Do xe tải di chuyển trên địa hình phức tạp, tải trọng động tác động vào hệ thống lái lớn nên cần phải nghiên cứu phân tích động lực học (ĐLH) hệ thống lái thủy lực. Bài báo trình bày việc xây dựng mô hình và phân tích ĐLH hệ thống lái thủy lực (HTLTL) của xe tải tự đổ có khớp nối giữa thân. Việc xây dựng mô hình ĐLH của HTLTL xe tải được xây dựng từ các cụm chi tiết đến mô hình của hệ thống lái. Quá trình mô phỏng ĐLH của HTLTL xe tải tự đổ có khớp nối giữa thân là khảo sát các trạng thái làm việc thực tế của hệ thống, giúp cho việc sử dụng và khai thác xe được hiệu quả.

Từ khóa: Xe tải tự đổ có khớp nối giữa thân; Xe tải tự đổ loại hai thân; Xe tải Komat'su-HM 400; Cụm lái thủy lực; Động lực học cụm lái thủy lực;

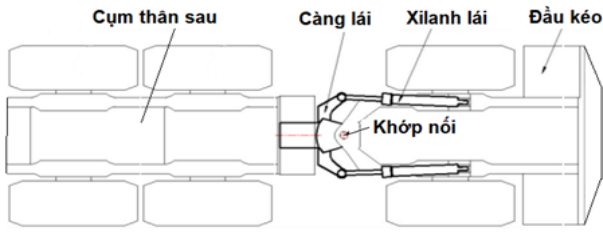
1. Giới thiệu

Xe tải tự đổ có khớp nối giữa thân là xe vận chuyển chuyên dụng trong khai thác mỏ, là xe có cơ cấu lái thủy lực với bộ di chuyển bánh lốp, cơ cấu lái này giúp điều khiển tin cậy và nhẹ nhàng, giảm tải trọng động từ địa hình lầy lội, gồ ghề lên vành lái [1]. Bài báo khảo sát xe tải khớp nối giữa thân Komat'su-HM400 [2], khi di chuyển vào nền đất yếu lực cản di chuyển lớn lúc này xe không thể đi thẳng nên sẽ di chuyển theo trạng thái uốn thân như rắn bò nhằm tăng góc bám, tăng lực kéo cho đầu kéo, do vậy tải trọng động tác động lên cơ cấu lái lớn. Do đó, cần mô phỏng ĐLH của HTLTL để phân tích đánh giá hệ thống lái, đồng thời phục vụ công tác chẩn đoán và bảo dưỡng sửa chữa hệ thống giúp cải thiện khả năng khai thác và sử dụng

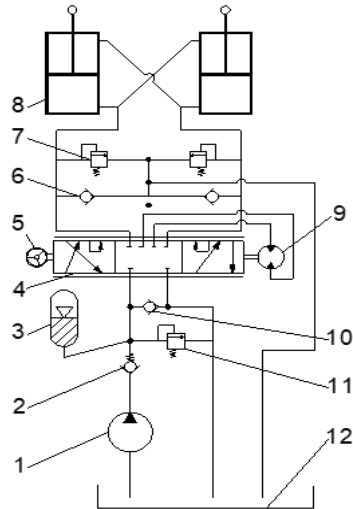
xe [3,4,5].

Xilanh lái là phần tử chính trong HTLTL, nó được điều khiển từ bánh lái thông qua dòng dầu điều khiển. Các bước xây dựng mô hình và phân tích ĐLH xilanh thủy lực lái được trình bày kỹ trong [6,7], tài liệu [8] trình bày cụ thể về HTLTL, các tài liệu [5,9,10,11] trình bày hệ thống lái trên xe tải khớp nối giữa thân, về ĐLH xe tải khớp nối thân được trình bày trong [4,12]. Các tài liệu trên mới nghiên cứu nội dung ĐLH kết cấu thép, chưa nghiên cứu HTTL và quá trình điều khiển hệ thống lái thủy lực. Bài báo áp dụng cách tiếp cận từ các tài liệu trên để xây dựng mô hình ĐLH và mô phỏng HTTL của cơ cấu lái xe tải tự đổ có khớp nối giữa thân, sau đó khảo sát đánh giá mô hình ĐLH với các trạng thái làm việc thực tế.

2. Đối tượng nghiên cứu



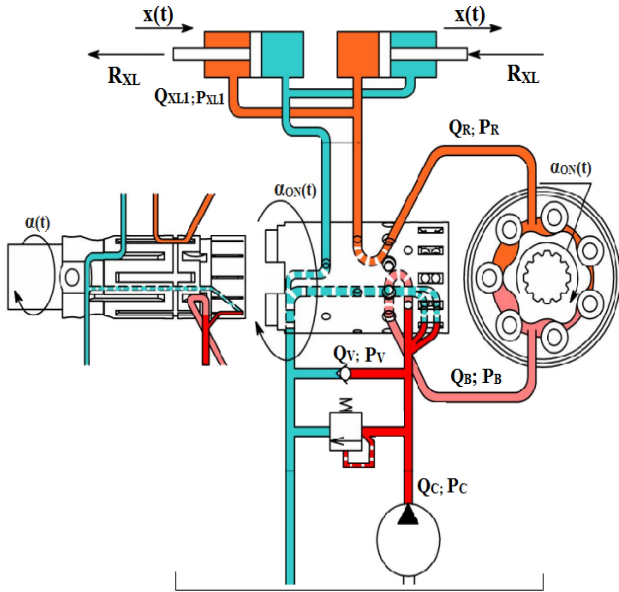
Hình 1. Sơ đồ kết cấu xe tải có khớp nối giữa thân HTTL dẫn động cụm lái của xe tải Komat'su-HM400 là bộ phận điều khiển góc lái giữa đầu kéo và cụm thân sau, Hình 2.



Hình 2. HTTL dẫn động lái xe tải HM400

1 -Bơm lái; 2,6,10-Van một chiều; 3 - Bình tích áp; 4 -Van xoay; 5 -Vô lăng lái; 7,11 -Van an toàn; 8 - Xilanh lái; 9 -Bộ đếm lưu lượng; 12 -Thùng dầu.

3. Mô hình ĐLH hệ thống lái thủy lực

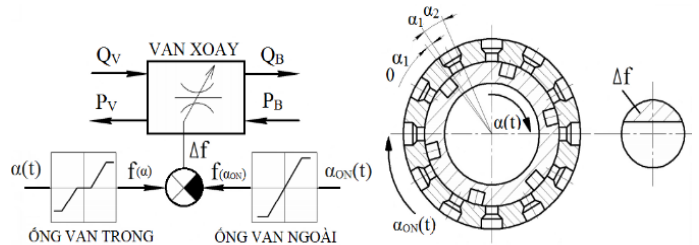


Hình 3. Sơ đồ tính toán ĐLH của HTLTL

Mô hình ĐLH của HTLTL được thiết lập như Hình 3.

3.1. Xây dựng mô hình của van lái

Van xoay gồm có ống van trong và ngoài. Khi vành tay lái xoay một góc α(t), ống van trong liên kết cứng với vành tay lái nên cũng xoay một góc α(t), vì thế làm mở cửa van, khi dòng dầu làm việc đi qua bộ đếm lưu lượng, nó làm quay bánh răng trong, đồng thời làm quay ống van ngoài một góc α_{ON}(t). Do có sự quay tương đối giữa ống van trong và ngoài, nó tạo ra tiết diện cửa van Δf = f(α) - f(α_{ON}) cho dầu lưu lượng Q(t) đi qua. Theo [7,9], mô hình toán của van xoay như biểu thức (1).



Hình 4. Sơ đồ tính toán của van lái

Phương trình cân bằng lưu lượng:

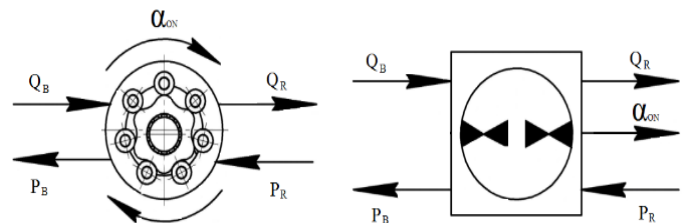
$$Q_B = Q_V - Q_H - Q_r \tag{1}$$

Trong đó: $Q_i = B_i(y_{0,i} + y_i)\sqrt{\Delta p_i}$ (2)

$$Q_r = \frac{\pi r_G (r_G - r_z)^3}{6v\rho L} \cdot (1 + \frac{3}{2}\epsilon^2) \cdot (P_V - P_B) \tag{3}$$

3.2. Thiết lập mô hình ĐLH bộ đếm lưu lượng

Thân van ngoài quay một góc α_{ON} khi dầu áp suất cao này qua khe hở bánh răng trong của bộ đếm lưu lượng. Sự quay của ống van ngoài sẽ điều chỉnh tiết diện cửa van xoay (lỗ cho dầu đi qua van). Theo [7,9], phương trình cân bằng lưu lượng và cân bằng lực là:



Hình 5. Mô hình ĐLH bộ đếm lưu lượng

$$Q_R = Q_B - Q_N - Q_r \tag{4}$$

Trong đó:

$$Q_R = q\eta_V \frac{d\alpha_{ON}}{dt}; Q_N = k_N \frac{d}{dt} (p_B - p_R);$$

$$M_{ms} = k_{ms} \frac{d\alpha_{ON}}{dt}; Q_r = k_r (p_B - p_R) \text{ và}$$

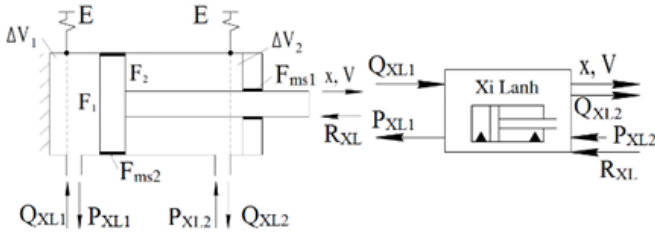
$$k_r = \frac{q}{\rho_{dn}} \frac{d\alpha_{ON}}{dt} (1 - \eta_V)$$

Vì vận tốc dịch chuyển của cụm bánh xe dẫn hướng, pít tông, chất lỏng trong xylanh nhỏ và ít thay đổi. Vì thế, quán tính do chúng gây ra tương đối nhỏ nên ta có thể bỏ qua. Kết hợp những đại lượng trên và (1) vào (4) ta có:

$$q(p_B - p_R) = k_{ms} \frac{d\alpha_{ON}}{dt} + [B_t (p_B - p_R) + 1] \text{sign} \frac{d\alpha_{ON}}{dt} \quad (5)$$

3.3. Xây dựng mô hình ĐLH xilanh lái

Xilanh thủy lực được biểu diễn theo mô hình ĐLH sau:



Hình 6. Mô hình ĐLH của xilanh lái

Giả thiết xylanh cứng tuyệt đối; chất lỏng chịu nén; bỏ qua sự rò rỉ của dầu; bỏ qua quán tính do các khối lượng chuyển động gây ra; bỏ qua ma sát giữa cán và pít tông với thành xylanh. Xác định lưu lượng dầu trong xilanh lái theo [7,9] là:

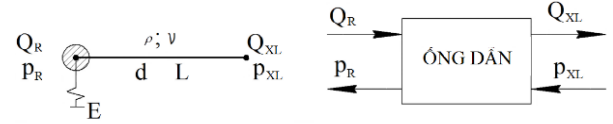
$$Q_{XL1} = \frac{dP_{XL1}}{dt} K_{N1} + F_1 \frac{dx}{dt} + K_{r1} (P_{XL1} - P_{XL2}) \quad (6)$$

$$Q_{XL2} = \frac{dP_{XL2}}{dt} K_{N2} + F_2 \frac{dx}{dt} + K_{r1} (P_{XL2} - P_{XL1}) + K_{r2} P_{XL2} \quad (7)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{m} [P_{XL1} F_1 - P_{XL2} F_2 - F_{msk} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} - R_{XL}] \quad (8)$$

3.4. Mô hình ĐLH ống dẫn dầu

Với đường ống dẫn dầu, chiều dài của các đường ống tương đối nhỏ, thường không quá 4m, do đó ta mô tả động lực học chất lỏng trong đường ống với các tham số chung tại đầu vào và đầu ra, biểu diễn sơ đồ khối và sơ đồ tính toán như sau:

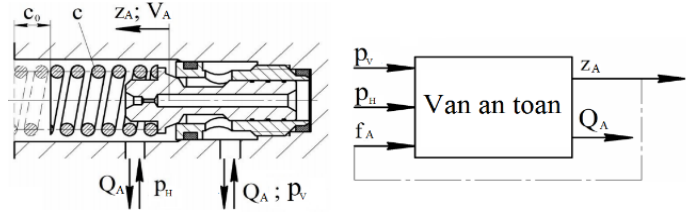


Hình 7. Mô hình ĐLH đường ống dẫn dầu
Lưu lượng dầu trong đường ống dẫn là:

$$Q_{XL} = Q_R - Q_{NO} \quad (9)$$

3.5. Mô hình ĐLH van an toàn

Mô hình động lực học van an toàn như Hình 8:



Hình 8. Mô hình ĐLH của van an toàn

Theo đó, cân bằng lực cho van theo phương trình lưu lượng sau:

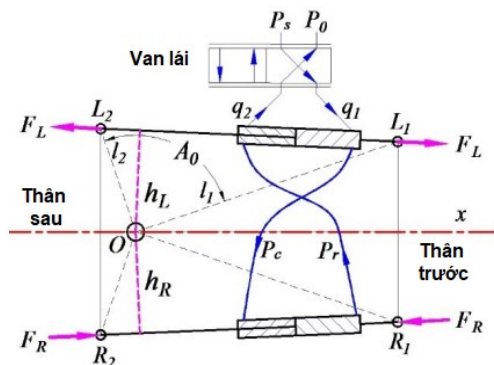
$$p_{A1} \cdot F_{A1} = p_{A2} \cdot F_{A2} + c(z_A - c_0) \quad (10)$$

$$\frac{dQ_A}{dt} = B(\mu \cdot (f_{z_A}) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{-1} |p_{A1} - p_{A2}|} - Q_A) \quad (11)$$

Gồm: z_A - là sự dịch chuyển pít tông van hình nón; Q_A - là lưu lượng chất lỏng đi qua van an toàn; p_{A1} - áp suất trong van an toàn; p_{A2} - áp suất dầu trên đường hồi; c - độ cứng lò xo; c_0 - độ nén ban đầu; F_{A1} - là diện tích tiết diện đầu pít tông van; F_{A2} - tiết diện pít tông van phía lò xo.

3.6. Xác định tổng lực cản tác dụng lên xilanh lái

Theo [10], tổng lực cản tác động lên pít tông lái được thể hiện ở Hình 9 và phương trình (13).



Hình 9. Mô hình lực cản tác dụng lên xilanh lái

$$F_{xl} = F_R + F_L = 2(M_c / l_{xl}) \quad (13)$$

Mô men lái do xylanh lái tạo ra:

$$T_s = F_L h_L + F_R h_R \quad (14)$$

Với $F_L = A_c P_c - A_r P_r - \mu_V h_L \dot{\theta}$ (15)
 $F_R = A_c P_r - A_r P_c - \mu_V h_R \dot{\theta}$

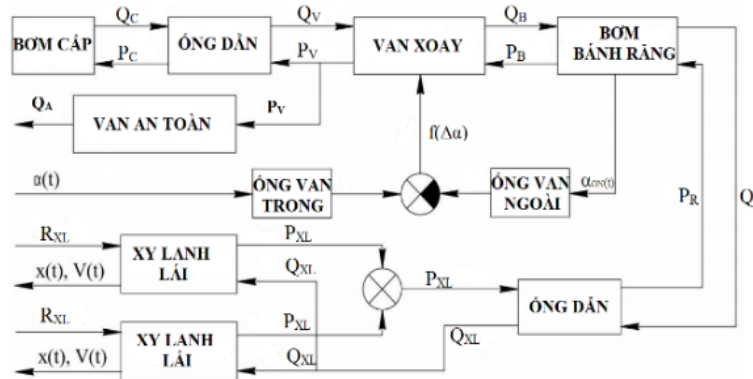
$$h_R(\theta) = \frac{l_1 l_2 \sin(A_0 - \theta)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos(A_0 - \theta)}} \quad (16)$$

Các khoảng cách:

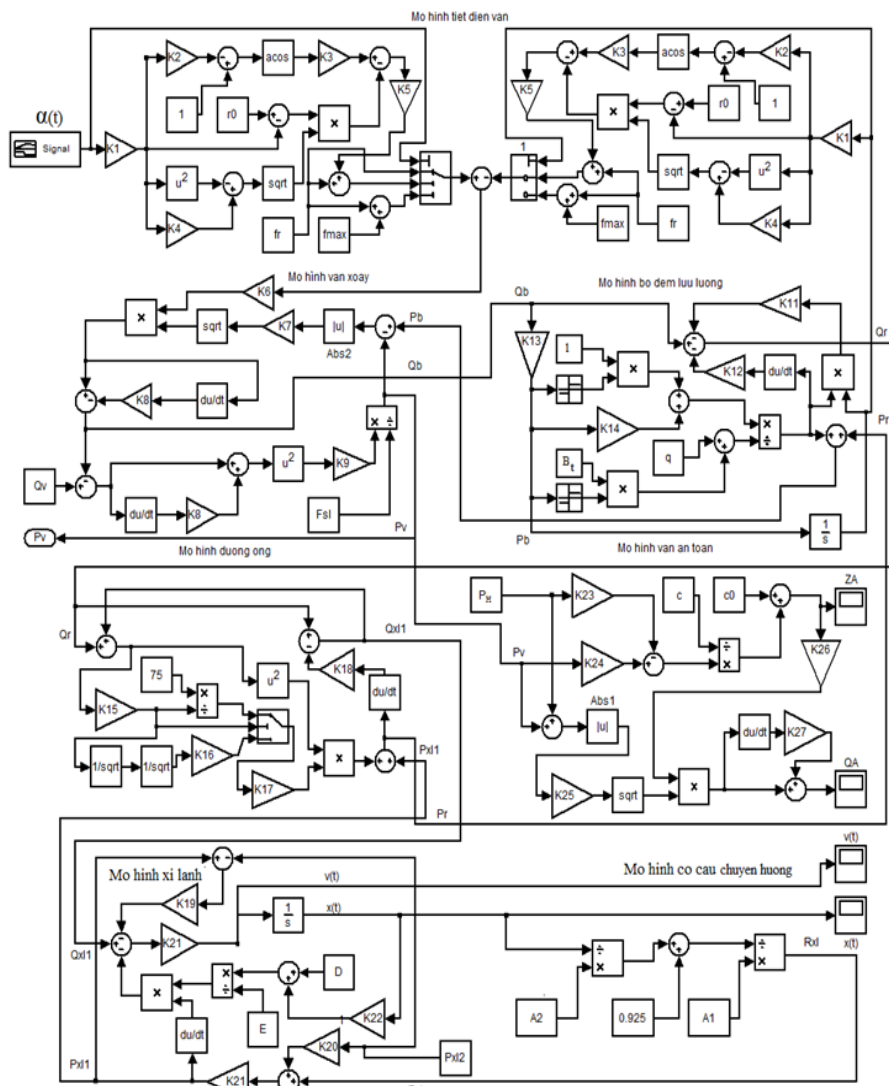
$$h_L(\theta) = \frac{l_1 l_2 \sin(A_0 + \theta)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos(A_0 + \theta)}};$$

4. Xây dựng mô hình ĐLH của HTTL dẫn động lái

4.1. Xây dựng mô hình mô phỏng



Hình 10. Sơ đồ khối mô phỏng ĐLH của HTTL



Hình 11. Mô phỏng hệ thống lái thủy lực xe tải tự đổ có khớp nối

Sơ đồ khối ĐLH của HTLTL thể hiện ở Hình 10.

Mô phỏng các khối theo các công thức toán học ở trên bằng công cụ Matlab - Simulink, ghép nối theo sơ đồ hệ thống ta được mô hình HTLTL của xe tải Komat'su-HM400.

4.2. Thông số khảo sát

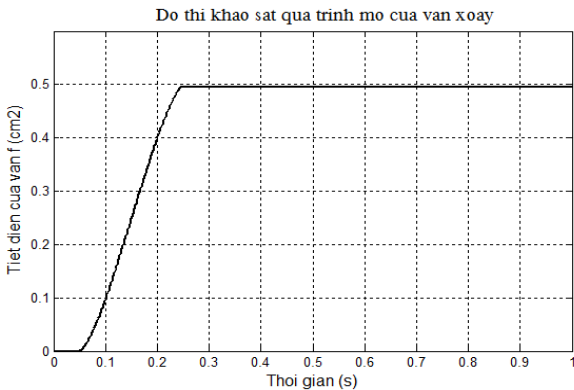
Ứng dụng phần mềm Matlab, chọn quy luật quay lái kiểu tuyến tính. Mô hình xét mặt đường cấp E (theo ISO 8608:1995), $v_{xe} = 18 \text{ km/h}$ chờ 40 tấn hàng, góc khung động: 17.2° ; Độ lệch xylanh lái: 16.9 cm; $P_r = 80.2 \text{ kg/cm}^3$; $P_c = 67.3 \text{ kg/cm}^3$; $l_1 = 195 \text{ cm}$; $l_2 = 120 \text{ cm}$; $f_r = 0.005 \text{ cm}^2$; $k_c = 1.15$; $z = 7$; $r_0 = 0.15 \text{ cm}$; $r_z = 1.5 \text{ cm}$; $q = 125 \text{ cm}^3$; $k_Q = 0.85$; $Q_C = 200 \text{ cm}^3/\text{s}$; $P_C = 150 \text{ kg/cm}^3$, các thông số khác lấy theo [2,4,5,11,12].

4.3. Khảo sát ĐLH của HTLTL dẫn động lái xe tải tự đổ có khớp nối HM400

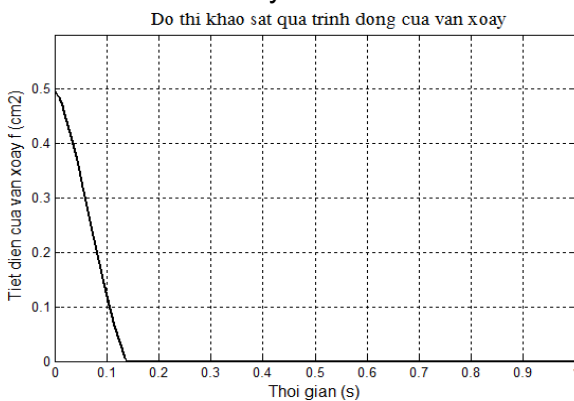
Quá trình đánh lái sang trái với tốc độ cao trong các trường hợp sau:

4.3.1. Xét lúc mở và đóng cửa van xoay

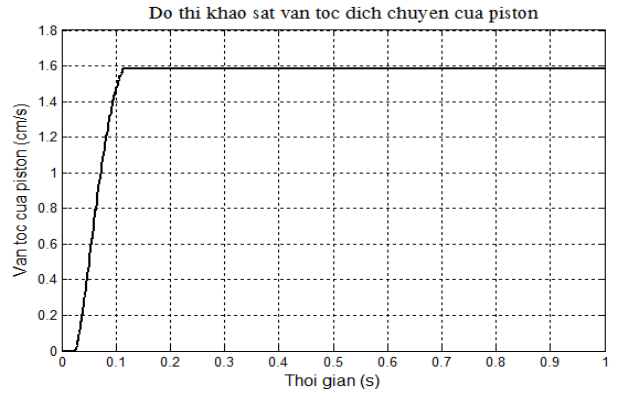
Độ êm dịu và độ trễ của quá trình lái phụ thuộc vào việc đóng và mở cửa van xoay. Xét 3 giai đoạn chính (Hình 12, 13, 14).



Hình 12. Van xoay mở cửa khi đánh lái



Hình 13. Van xoay đóng cửa khi dừng đánh lái



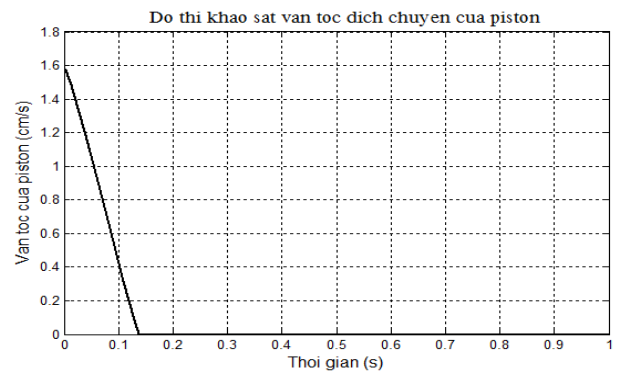
Hình 14. Vận tốc pít tông khi đánh lái

Lúc đầu, ta xoay vô lăng lái nhưng bánh lái chưa dịch chuyển, việc này diễn ra trong khoảng 0,05 giây ứng với góc 0,05 rad.

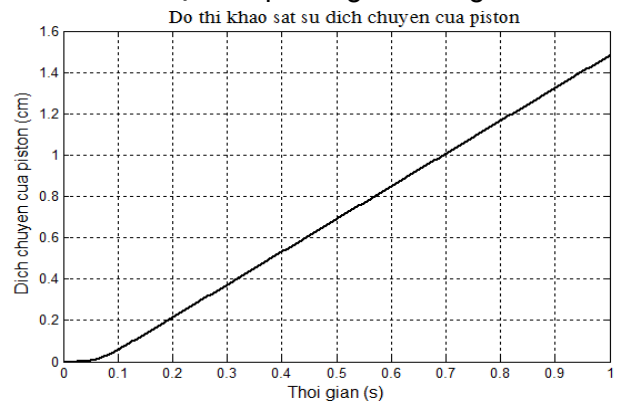
Sau đó, cửa van mở dần đến lúc hoàn toàn, là đường cong trên đồ thị. Lúc này, ta vẫn quay vô lăng lái nhưng tiết diện cửa van không thay đổi, thể hiện trên đồ thị là đường thẳng nằm ngang.

Khi ta dừng đánh lái sang trái, cửa van xoay đang mở hoàn toàn sẽ từ từ đóng kín (Hình 13). Đây cũng là nguyên nhân của độ trễ khi lái (Hình 16, 17).

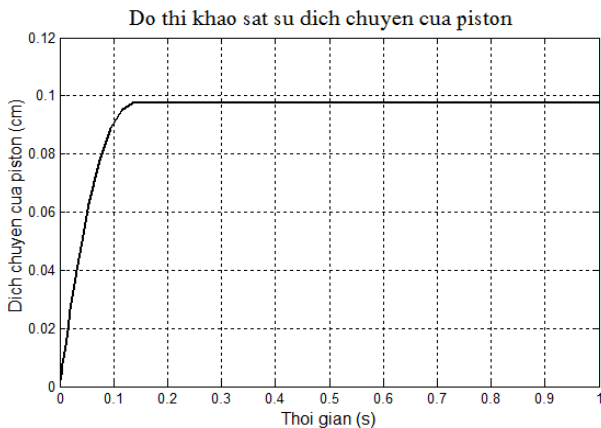
4.3.2. Quá trình dịch chuyển pít tông của xylanh lái



Hình 15. Vận tốc pít tông khi dừng đánh lái



Hình 16. Pít tông dịch chuyển khi đánh lái



Hình 17. Pít tông dịch chuyển khi dừng đánh lái

Trong hình 16, nếu đánh lái sang trái, lúc đầu pít tông của xylanh lái chưa dịch chuyển, sau đó nó dịch chuyển tăng dần đều với vận tốc không đổi, ở giai đoạn này góc lái và sự dịch chuyển của cán xylanh lái là tuyến tính với nhau. Trong hình 17, nếu không lái, lúc này do cửa van chưa đóng hoàn toàn nên vẫn có một lượng dầu đi qua van lái làm cho cán pít tông dịch chuyển, bánh lái vẫn chưa dừng hẳn và chỉ dừng khi cửa van hoàn toàn đóng.

5. Kết luận

Bài báo tập trung xây dựng mô hình ĐLH của HTTL dẫn động cơ cấu lái xe tải có khớp nối HM400 và khảo sát mô hình động lực học khi mở, đóng cửa van lái và khi dịch chuyển pít tông của xylanh lái.

Xét thấy quá trình lái có hai giai đoạn ảnh hưởng xấu. Thứ nhất, khi đánh lái thì pít tông lái lái không dịch chuyển, còn khi dừng đánh lái thì pít tông lái vẫn chuyển động.

Do đó, khi chọn van lái, chúng ta cần quan tâm đến góc chết của van, nó là thông số kết cấu của van và quyết định đến độ trễ nêu trên. Ngoài ra, quá trình đóng mở van xoay ảnh hưởng nhiều từ lò xo lá trong van lái. Do vậy, cần phải tính chọn lò xo lá có độ cứng phù hợp, và chọn lưu lượng riêng phù hợp của van lái để đảm bảo chất lượng trong công tác sửa chữa hoặc thay thế van lái. Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể áp dụng để nghiên cứu ĐLH cho các HTLTL trên các xe chuyên dùng bánh lốp.

Tài liệu tham khảo

[1]. T.D. Nguyễn, V.H. Võ, N.K. Dương, H.P. Đàm,

Xe chuyên dụng, NXB GDVN, 2007.

- [2]. Satoshi Ogawa, Hirokazu Ashikawa, Satoshi Sawafuji, Introduction of Articulated Dump Trucks HM300/350/400-2. KOMAT'SU TECHNICAL REPORT, 2005 ② vol. 51 no.156.
- [3]. W. Fang, X. Yang, W. Zhao and B. Liu, Stability analysis of articulated dump truck based on eigenvalue method, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 688, Issue 2, 2019, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/688/2/022024>.
- [4]. G. Deena, Virtual prototyping of an articulated dump truck, Masters Degrees (Mechanical Engineering) [146], 2003, pp. 64-81, <http://hdl.handle.net/10413/3711>.
- [5]. Yuming Yin, Enhancement of Ride and Directional Performances of Articulated Vehicles via Optimal Frame Steering and Hydro-Pneumatic Suspension, For the Degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering), Concordia University Montreal, Quebec, Canada, 2017.
- [6]. V.T. Bùi, Nghiên cứu động lực học thiết bị khoan xoay đập lắp trên máy đào phục vụ thi công hầm khẩu độ vừa và nhỏ, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện KTQS, 2019.
- [7]. A. Alexander, A. Vacca, D. Cristoforib (2017), Active vibration damping in hydraulic construction machinery. Procedia Engineering, Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2016), Vol.176, pp.514-528.
- [8]. Wolfgang Kemmetmuller, Steffen Muller, and Andreas Kugi (2007), Mathematical Modeling and Nonlinear Controller Design for a Novel Electrohydraulic Power-Steering System, IEEE/ASME transactions on mechatronics, Vol.12, No.1.
- [9]. V.L. Trương, Nghiên cứu động lực học hệ thống thủy lực dẫn động lái xe máy công binh bánh lốp khung cứng, Luận văn Thạc sĩ, Học viện KTQS, 2018.
- [10]. K. Fomin, U. Meike, V. Dobromirov, Development concept of a domestically-

- produced articulated dump truck for the development of the Arctic territories of Russia, *Transportation Research Procedia* 57 (2021) 184–191, <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.09.041>.
- [11]. Qingyong Meng, and Etc, Analysis of the Dynamic Modeling Method of Articulated Vehicles, *Journal of Engineering Science and Technology Review* 10 (3) (2017) 18- 27, <https://doi:10.25103/jestr.103.04>
- [12]. A. Pazooki, Ride and Directional Dynamic Analysis of Articulated Steer Vehicles, Concordia University Montreal, Quebec, Canada, 2012.