

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH CHUYỂN SỐ CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC CƠ KHÍ CÓ CẤP TRÊN Ô TÔ

DYNAMICS MODELING AND SIMULATION OF THE GEAR-SHIFTING PROCESS FOR A MANUAL TRANSMISSION ON A CAR

Lưu Đức Lịch^{1*}, Ngô Sĩ Đồng², Đặng Minh Hiếu¹, Nguyễn Văn Vũ¹, Trần Công Thắng¹

¹Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng, Việt Nam

²Trường Đại học Điện lực, Hà Nội, Việt Nam

*Tác giả liên hệ / Corresponding author: ldlich@dut.udn.vn

(Nhận bài / Received: 25/10/2023; Sửa bài / Revised: 20/3/2024; Chấp nhận đăng / Accepted: 22/3/2024)

Tóm tắt - Hệ thống truyền lực cơ khí có cấp (MT) cho phép thay đổi tỷ số truyền lực để đáp ứng tốt với sự thay đổi chế độ chuyển động và sức cản của mặt đường. Vấn đề đặt ra đối với hệ thống truyền lực này là việc chọn thời điểm phù hợp với điều kiện chuyển động của ô tô không dễ dàng và thao tác chuyển số gây ra độ giật, đặc biệt đối với những người có ít kinh nghiệm lái xe để xác định thời điểm sang số hợp lý khó khăn. Các vấn đề trên mang tính quyết định đến chất lượng của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp. Trong bài báo này các tác giả tập trung vào việc xây dựng mô hình toán học và mô phỏng hệ thống truyền lực cơ khí có cấp khi khởi hành và khi chuyển số. Xây dựng đường đặc tính đóng/mở ly hợp để nâng cao độ êm dịu khi chuyển số. Kết quả của mô hình là cơ sở để xây dựng bộ điều khiển tự động cho hộp số cơ khí có cấp bán tự động (AMT).

Từ khóa - Hệ thống truyền lực cơ khí có cấp; ly hợp; mô hình động lực học; quá trình chuyển số.

1. Đặt vấn đề

Một trong những hệ thống quan trọng trên ô tô là hệ thống truyền lực với các chức năng như truyền, biến đổi mô-men và tốc độ quay từ động cơ đến bánh xe chủ động sao cho phù hợp với từng chế độ vận hành của ô tô cũng như sức cản sinh ra tác động lên ô tô trong quá trình chuyển động [1], [2]. Ngoài ra, hệ thống truyền lực còn có công dụng cắt dòng công suất, thực hiện thay đổi chiều chuyển động ô tô. Tùy theo phương pháp truyền công của động cơ, hệ thống truyền lực có thể phân ra là: Hệ thống truyền lực cơ khí có cấp [3], Hệ thống truyền lực tự động (Automatic Transmission – AT) [4], [5]; Hệ thống truyền lực sử dụng ly hợp kép (Dual Clutch Transmission – DCT) [6], [7]; Hệ thống truyền lực vô cấp (Continuously Variable Transmission – CVT) [8].

Nhờ vào kết cấu đơn giản, hiệu suất cao và khả năng động lực học tốt, hệ thống truyền lực cơ khí có cấp được sử dụng phổ biến trên hầu hết các ô tô. Tuy nhiên, hệ thống truyền lực này yêu cầu người lái xe phải có nhiều kinh nghiệm, hệ thống có thể gây ra rung, giật hoặc chết máy khi khởi hành/khi chuyển số nếu chọn thời điểm sang số không hợp lý hoặc thao tác lái xe chưa đúng. Do đó, việc xây dựng mô hình động lực học và mô phỏng hệ thống truyền lực cơ khí để thấy được khả năng đáp ứng của hệ thống khi chuyển số và khởi hành, đồng thời là cơ sở để

Abstract - The Manual Transmission (MT) allows for adjusting the gear ratio to effectively cope with changes in driving modes and road resistance. The key challenge with this transmission system is that shifting gears is not always smooth, especially for inexperienced drivers. Determining the appropriate timing for gear shifts can be difficult and depends on the driver's experience and skill level. These issues significantly impact the quality of the MT. In this paper, the authors focus on building a model and simulating the MT system during startup and gear shifting. The paper aim to establish characteristic curves for clutch engagement and disengagement to improve the smoothness of gear changes. The results of this model serve as the foundation for developing an automatic manual transmission.

Key words - Manual Transmission; clutch; dynamic models; gear shifting process.

thiết kế bộ điều khiển tự động cho hệ thống truyền lực này giúp khắc phục những nhược điểm trên. Xây dựng mô hình hệ thống truyền lực tự động thông qua mô men quán tính khối lượng có thể được tìm thấy trong [5], [7], [9], [10].

Trong phạm vi bài báo, các tác giả chỉ thực hiện xây dựng mô hình động lực học và mô phỏng quá trình thay đổi tốc độ khi chuyển số của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp, mô hình động lực học có kể đến sự đàn hồi xoắn của các trục, sự trượt của đĩa ma sát trong ly hợp khi thực hiện đóng mở ly hợp trong pha khởi hành và chuyển số.

2. Mô hình động lực học hệ thống truyền lực cơ khí có cấp

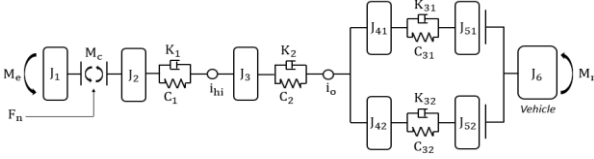
Cấu tạo chung của hệ thống truyền lực cơ khí bao gồm: ly hợp, hộp số chính, hộp phân phối (nếu có), trục các đăng, bán trục, khớp nối (nếu có), bán trục... Mỗi thành phần có chức năng riêng và phương thức hoạt động khác nhau. Ly hợp truyền mô men thông qua đĩa ma sát, hộp số cơ khí truyền được mô men nhờ các cặp bánh răng ăn khớp ngoài.

Mô hình động lực học hệ thống truyền lực cơ được xây dựng trên cơ sở đảm bảo đơn giản nhất nhưng không làm mất đi tính chất cần nghiên cứu. Các giả thiết cơ bản khi xây dựng mô hình động lực học cho hệ thống truyền lực cơ khí như: bỏ qua sự dao động của động cơ trên gối đỡ của nó, coi sự phân phối mô men cho bánh xe chủ động

¹ The University of Danang - University of Science and Technology, Vietnam (Duc Lich Luu, Dang Minh Hieu, Nguyen Van Vu, Tran Cong Thang)

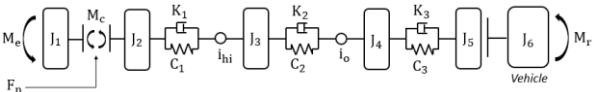
² Electric Power University, Hanoi, Vietnam (Ngô Sĩ Đồng)

ở hai bên là như nhau, xem các chi tiết quay như bánh răng, đĩa ly hợp là đĩa cứng tuyệt đối và có mô men hoàn toàn xác định và phần tử đàn hồi của hệ là các trục đàn hồi không khối lượng. Với những giả thiết trên, ta có xây dựng mô hình động lực học hệ thống truyền lực cơ khí được thể hiện trên Hình 1:



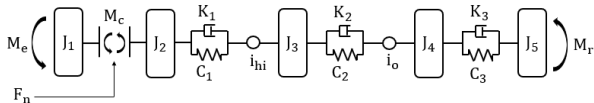
Hình 1. Mô hình tổng quát hệ thống truyền lực cơ khí MT

Trên hình: M_e ; M_c ; M_r - tương ứng là mô men động cơ, mô men truyền qua ly hợp, mô men trên trục sơ cấp hộp số và mô men cản chuyển động của ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động; J_1 - mô men quán tính khối tương đương động cơ và phần chủ động của ly hợp; J_2 - mô men quán tính khối tương đương của phần bị động và trục sơ cấp của hộp số và các bánh răng nó mang; J_3 - mô men quán tính khối tương đương của trục thứ cấp của hộp số và các bánh răng nó mang; $J_4 = J_{41} + J_{42}$ - mô men quán tính khối của truyền lực chính - vi sai của hai bán trục; J_5 - mô men quán tính khối tương đương của bán trục và bánh xe chủ động; J_6 - mô men quán tính khối của khối tương đương của khối lượng ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động; K_1, C_1 - tương ứng là hệ số cản nhót và độ cứng tương đương của trục sơ cấp và lò xo giảm chấn quy về trục sơ cấp; K_2, C_2 - hệ số cản nhót và độ cứng của trục thứ cấp; K_3, C_3 - hệ số cản nhót và độ cứng tương đương của hai bán trục; i_{hi}, i_o - tương ứng là tỷ số truyền của hộp số và tỷ số truyền của truyền lực chính.



Hình 2. Mô hình hệ thống truyền lực cơ khí có cấp

Để rút gọn, giả thiết sự liên kết giữa lớp và mặt đường là lý tưởng (không có sự trượt giữa bánh xe và mặt đường) cho nên quan hệ chuyển động của bánh xe và mặt đường là xác định, do đó có thể thay thế mô men quán tính J_5, J_6 bằng mô-men quán tính tương đương $J_5 \hat{=} J_{51} + J_{52} + J_6 = J_5 + m_v r_{bx}^2$, trong đó: m_v - khối lượng toàn bộ của ô tô; r_{bx} - bán kính bánh xe;



Hình 3. Mô hình rút gọn hệ thống truyền lực cơ khí có cấp

Từ mô hình động lực học rút gọn của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp (Hình 3), sử dụng nguyên lý Delambe, phương trình động lực học mô tả động cơ và đĩa ly hợp ma sát được viết dưới dạng sau:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e(\alpha, \omega_1) - M_c \quad (1)$$

Trong đó, $M_e(\alpha, \omega_1)$ - mô men xoắn của động cơ, M_c - mô men ma sát của đĩa ly hợp, α, ω_1 - tương ứng là

độ mở của bướm ga, tốc độ góc của động cơ.

Phương trình động lực học mô tả đĩa ly hợp ma sát và trục vào hộp số được viết dưới dạng sau:

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_c - [K_1 \cdot (\omega_2 - i_{hi} \cdot \omega_3) + C_1 \cdot (\theta_2 - i_{hi} \cdot \theta_3)] \quad (2)$$

Trong đó: ω_2, θ_2 tương ứng là tốc độ góc và góc quay của trục vào hộp số.

Phương trình động lực học mô tả trục ra hộp số và bánh răng hộp số được viết dưới dạng sau:

$$J_3 \dot{\omega}_3 = i_{hi} \cdot [K_1 \cdot (\omega_2 - i_{hi} \cdot \omega_3) + C_1 \cdot (\theta_2 - i_{hi} \cdot \theta_3)] - [K_2 \cdot (\omega_3 - i_o \cdot \omega_4) + C_2 \cdot (\theta_3 - i_o \cdot \theta_4)] \quad (3)$$

Trong đó: ω_3, θ_3 tương ứng là tốc độ góc và góc quay của trục ra hộp số, truyền lực chính.

Phương trình động lực học mô tả truyền lực chính và vi sai, bán trục được viết dưới dạng sau:

$$J_4 \dot{\omega}_4 = i_o \cdot [K_2 \cdot (\omega_3 - i_o \cdot \omega_4) + C_2 \cdot (\theta_3 - i_o \cdot \theta_4)] - [K_3 \cdot (\omega_4 - \omega_5) + C_3 \cdot (\theta_4 - \theta_5)] \quad (4)$$

Trong đó: ω_4, θ_4 tương ứng là tốc độ góc và góc quay của vi sai, bán trục.

Phương trình động lực học mô tả bánh xe và thân xe được viết dưới dạng sau:

$$\frac{J_5}{r_{bx}} a = \underbrace{K_3 \cdot (\omega_4 - \omega_5) + C_3 \cdot (\theta_4 - \theta_5)}_{M_x} - M_{br} - (F_a + F_r + F_g) \cdot r_{bx}$$

hoặc

$$J_5 \dot{\omega}_5 = \underbrace{K_3 \cdot (\omega_4 - \omega_5) + C_3 \cdot (\theta_4 - \theta_5)}_{M_x} - M_{br} - (F_a + F_r + F_g) \cdot r_{bx} \quad (5)$$

Trong đó: ω_5, θ_5 tương ứng là tốc độ góc và góc quay của bánh xe. M_x, M_{br} tương ứng là mômen kéo truyền tới bánh chủ động và mômen phanh. Mô men cản chuyển động của ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động, $M_r = M_{br} - (F_a + F_r + F_g) \cdot r_{bx}$. Giả sử rằng không có hiện tượng trượt giữa bánh xe và mặt đường, sử dụng mối quan hệ vận tốc dài và vận tốc góc của bánh xe $a = \dot{v} = \dot{\omega}_5 \cdot r_{bx}$.

Từ các phương trình động lực học (1), (2), (3), (4), (5), ta thành lập được hệ phương trình vi phân thể hiện động lực học của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp như sau:

$$\begin{cases} J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_c \\ J_2 \dot{\omega}_2 = M_c - [K_1 \cdot (\omega_2 - i_{hi} \cdot \omega_3) + C_1 \cdot (\theta_2 - i_{hi} \cdot \theta_3)] \\ J_3 \dot{\omega}_3 = i_{hi} \cdot [K_1 \cdot (\omega_2 - i_{hi} \cdot \omega_3) + C_1 \cdot (\theta_2 - i_{hi} \cdot \theta_3)] - [K_2 \cdot (\omega_3 - i_o \cdot \omega_4) + C_2 \cdot (\theta_3 - i_o \cdot \theta_4)] \\ J_4 \dot{\omega}_4 = i_o \cdot [K_2 \cdot (\omega_3 - i_o \cdot \omega_4) + C_2 \cdot (\theta_3 - i_o \cdot \theta_4)] - [K_3 \cdot (\omega_4 - \omega_5) + C_3 \cdot (\theta_4 - \theta_5)] \\ J_5 \dot{\omega}_5 = K_3 \cdot (\omega_4 - \omega_5) + C_3 \cdot (\theta_4 - \theta_5) - M_r \\ \dot{\theta}_i = \omega_i \quad (i = 1, 2, \dots, 5) \end{cases} \quad (6)$$

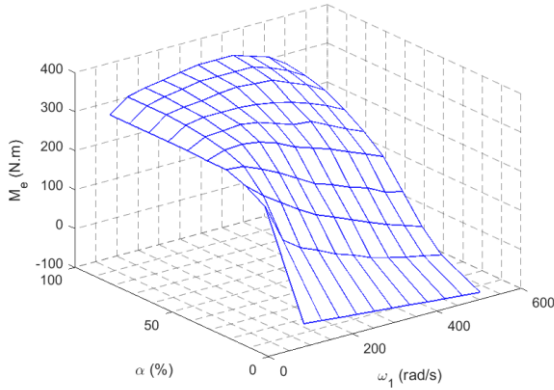
Trong đó: ω_i, θ_i ($i = 1, 2, \dots, 5$) - tương ứng là tốc độ góc và góc quay của động cơ, trục vào hộp số, trục ra hộp số, bánh răng chủ động của truyền lực chính, bánh xe chủ động.

2.1. Mô hình động cơ

Trong bài báo này, mô hình tĩnh của động cơ được sử dụng. Mô men xoắn của động cơ M_e phụ thuộc vào độ mở bướm ga α và tốc độ của động cơ ω_1 và được mô hình hoá bằng phương pháp tra bảng.

$$M_e = f_1(\alpha, \omega_1) \quad (7)$$

Trên Hình 4 thể hiện mối quan hệ giữa mô men xoắn của động cơ vào góc quay trục khuỷu ω_1 và độ mở bướm ga α .



Hình 4. Mô men xoắn của động cơ phụ thuộc vào độ mở bướm ga và góc quay của trục khuỷu

2.2. Mô hình ly hợp ma sát khô

Ly hợp có 3 trạng thái đóng hoàn toàn, trượt và mở. Trạng thái mở, không có mô men truyền qua ly hợp. Ở trạng thái trượt, mô men truyền qua ly hợp là mô men ma sát trượt, được xác định như sau:

$$M_c^{tr} = M_\mu \cdot \text{sgn}(\omega_1 - \omega_2) = R_\mu \cdot F_n \cdot \mu \cdot z_\mu \cdot \text{sgn}(\omega_1 - \omega_2) \quad (8)$$

Trong đó: M_μ - mô men ma sát của ly hợp; F_n - lực ép; μ - hệ số ma sát coulomb; R_μ - bán kính ma sát trung bình của đĩa ma sát.

$$F_n = \frac{\beta M_{e\max}}{\mu R_\mu z_\mu} \quad (9)$$

với $M_{e\max}$ là mô men xoắn cực đại của động cơ, β là hệ số dự trữ của ly hợp, z_μ là số đôi bề mặt ma sát của đĩa ly hợp.

$$R_\mu = \frac{2R^3 - r^3}{3R^2 - r^2} \quad (10)$$

với R , r tương ứng là bán kính ngoài và trong của đĩa ma sát. Ở trạng thái đóng hoàn toàn, mô men truyền qua ly hợp M_c^d là mô men ma sát tĩnh, được xác định trên cơ sở phương trình (1) và (2) với điều kiện $\omega_1 = \omega_2$ và $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ ta có:

$$M_c^d = \frac{M_e \cdot J_2 + M_{out} \cdot J_1}{J_2 + J_1} \quad (11)$$

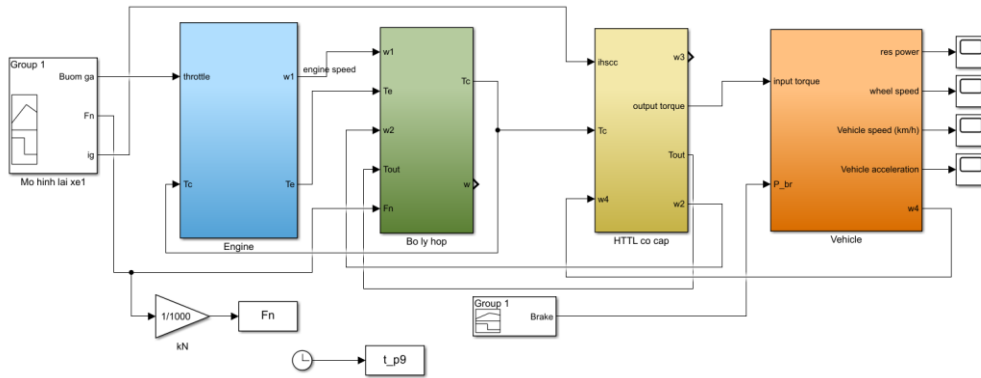
Trong đó: M_{out} là mô-men xoắn trên trục sơ cấp hộp số,

$$M_{out} = K_1 \cdot (\omega_2 - i_{hi} \cdot \omega_3) + C_1 \cdot (\theta_2 - i_{hi} \cdot \theta_3) \quad (12)$$

Kết hợp biểu thức (2) và (4) ta có mô hình tổng quát của ly hợp ma sát khô:

$$\begin{cases} M_c^{tr}, |\omega_1 - \omega_2| < \varepsilon, |M_c^d| < |M_c^{tr}| \\ M_c^d \end{cases} \quad (13)$$

với ε - hằng số dương đủ nhỏ.



Hình 5. Sơ đồ Simulink mô phỏng động lực học hệ thống truyền lực cơ khí có cấp

2.3. Mô men cản chuyển động của ô tô

Mô men cản chuyển động của ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động bao gồm mô men cản gió, mô men cản lăn và mô men cản dốc.

Trong đó: F_a , F_r , F_g tương ứng là lực cản gió, lực cản lăn và lực cản dốc.

$$\begin{aligned} F_a &= 0,5 \cdot \rho_a \cdot A_f \cdot C_a \cdot v_r^2 \\ F_r &= m_v \cdot g \cdot \cos \beta \cdot f \end{aligned} \quad (14)$$

$$F_g = m_v \cdot g \cdot \sin \beta$$

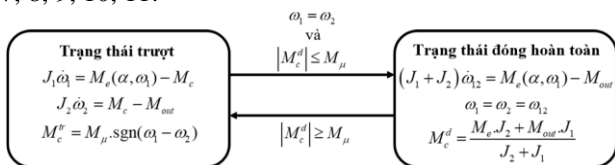
với ρ_a là mật độ không khí; A_f là diện tích cản chính

diện; C_a là hệ số khí động học; v_r là vận tốc chuyển động tương đối của ô tô so với không khí; g là gia tốc trọng trường, β là góc dốc của đường; f là hệ số cản lăn của đường.

3. Kết quả mô phỏng

Trong bài báo này, các tác giả thực hiện mô phỏng động lực học của hệ thống truyền lực cơ khí với hộp số cơ khí có 4 cấp truyền, sử dụng ly hợp ma sát khô với thông số đưa ra như trong Bảng 1. Mô hình động lực học của hệ thống truyền lực cơ khí được xây dựng và mô phỏng bằng phần mềm Matlab/Simulink như Hình 5. Ngưỡng xác định trạng thái trượt của ly hợp được miêu tả

như trong Hình 6. Kết quả mô phỏng được thể hiện ở Hình 7, 8, 9, 10, 11.

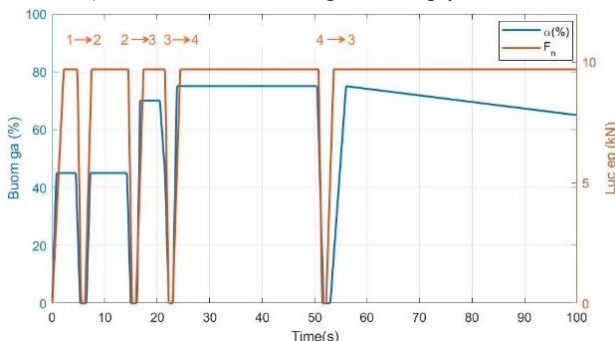


Hình 6. Sơ đồ trạng thái miêu tả quá trình đóng mở ly hợp

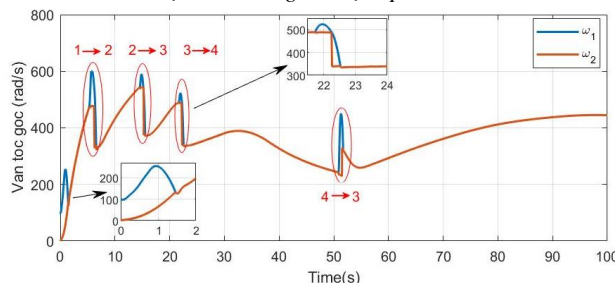
Bảng 1. Thông số hệ thống truyền lực cơ khí có cấp [11]

ST T	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	$J_1; J_2; J_3$	$kg.m^2$	0,184; 0,0108; 0,092
2	$J_4; J_5$	$kg.m^2$	0,495; 162,601
3	$C_1; C_2; C_3$	$N.m / rad$	160; 1630; 16300
4	$K_1; K_2; K_3$	$N.m.s / rad$	40; 60; 160
5	i_0	--	3,07
6	r_{bx}	m	0,32
7	$i_{hi}^{min}; i_{hi}^{max}$	--	1,0; 3,0

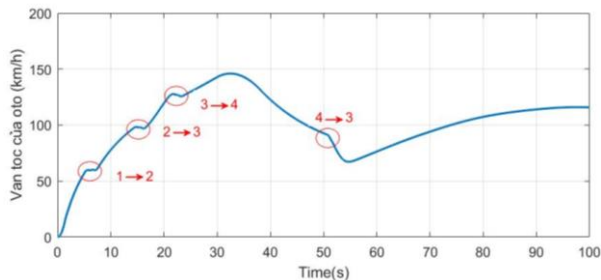
Góc mở bướm ga và lực ép lên đĩa ma sát được điều khiển bởi người lái xe thể hiện như ở Hình 7. Ở giai đoạn khởi hành, độ mở bướm ga tăng tuyến tính đến 45% và được giữ không đổi, từ số N giảm lên số 1. Quy trình thực hiện pha chuyển số 1 sang số 2, người lái nhả bàn đạp ga, tức là độ mở bướm ga được giảm về 0, đồng thời người lái tác dụng vào bàn đạp chân ly hợp nhanh và dứt khoát, lực ép F_n lên đĩa ly hợp ma sát giảm nhanh về 0, người lái thực hiện thao tác gài số. Sau đó người lái thôi tác dụng lên bàn đạp chân ly hợp, nhả bàn đạp này từ từ để đảm bảo đóng ly hợp được êm dịu, lực ép tăng từ 0 đến giá trị lớn nhất, đồng thời người lái tác dụng vào bàn đạp ga, thực hiện tăng tốc ở chế độ tay số 2. Lưu ý rằng khi thực hiện gài số xong, lực ép F_n lên đĩa ly hợp ma sát tăng dần, ly hợp chuyển từ trạng thái trượt tương đối sang trạng thái đóng hoàn toàn, được mô tả như Hình 6. Quy trình thực hiện sang số khác (lên số, về số) được thực hiện tương tự như quy trình trên.



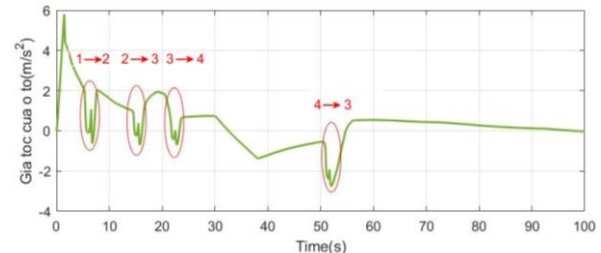
Hình 7. Độ mở bướm ga và lực ép trên đĩa ma sát



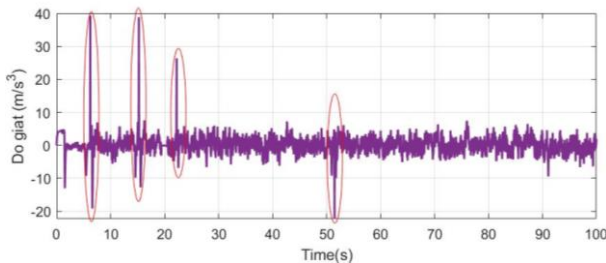
Hình 8. Vận tốc góc của động cơ và đĩa ma sát



Hình 9. Vận tốc góc của ô tô



Hình 10. Gia tốc của ô tô



Hình 11. Độ giat của ô tô

Tốc độ góc của động cơ và đĩa ly hợp ma sát trong pha khởi hành được thể hiện trên Hình 8, thời gian ly hợp trượt khoảng 1,5s với cường độ đóng ly hợp được thể hiện ở giai đoạn khi khởi hành của lực ép trên đĩa ly hợp ma sát. Tại đô thị quan sát đến pha chuyển số từ 1-2, tại thời điểm 5,5s lực ép ly hợp và độ mở bướm ga giảm đến khoảng 5,7s thì đĩa ly hợp bắt đầu trượt và mở hoàn toàn ở 5,75s (lực ép bằng 0). Sau khi gài số, lực ép tăng dần để đóng ly hợp (lực ép được đóng hoàn toàn ở 6,35. Thực hiện thao tác lên số 2-3, 3-4 được thực hiện tương tự và với vận tốc tăng dần theo thời gian. Tại thời điểm tăng lực cản tác động lên xe trường hợp lên dốc, người lái thực hiện về số từ số 4-3 tại thời điểm 50,5s lực ép ly hợp và độ mở bướm ga tăng đến khoảng 50,7s ly hợp bắt đầu trượt và đóng hoàn toàn ở 50,75s.

Tốc độ của trục khuỷu và tốc độ trục ly hợp theo thời gian chuyển động thể hiện ở Hình 8, Vận tốc dài của ô tô như ở Hình 9. Tốc độ của ô tô thay đổi trong quá trình khởi động và chuyển số do chênh lệch tốc độ trước và sau khi chuyển số được thể hiện vùng khoanh đỏ trên Hình 8, 9. Trong giai đoạn khởi động từ trạng thái đứng yên vận tốc góc ban đầu bằng 0 rad/s. Tăng tốc độ góc khi người lái tác dụng lực lên bàn đạp ga, động cơ sinh ra mô men xoắn. Khi thực hiện thao tác chuyển số, ly hợp ở trạng thái mở khiến động cơ chạy không tải, đồng thời do mô men quán tính dẫn đến tốc độ của độ cơ tăng lên như vùng khoanh đỏ ở Hình 8. Khi đóng ly hợp, động cơ tăng

tải, tốc độ của động cơ giảm xuống, đồng thời truyền mô men sang hộp số. Trong quá trình chuyển số này, vận tốc dài, gia tốc của ô tô cũng thay đổi tương ứng với vùng khoan đồ ở Hình 9, 10. Đồng thời gây ra rung giật tại thời điểm chuyển số như ở Hình 11.

Đối với hộp số cơ khí có cấp khi chuyển số động cơ phải tách khỏi hệ thống truyền lực (bằng ly hợp) do đó có sự mất mát về tốc độ khi chuyển số như thể hiện ở vùng khoan đồ của Hình 9.

Độ êm dịu khi thay đổi số được đánh giá thông qua độ giật (đạo hàm của gia tốc theo thời gian) được thể hiện ở Hình 11. Pha khởi hành với thời gian đóng ly hợp độ giật của ô tô là tạm chấp nhận được ($< 10 \text{ m/s}^3$), trong khi đó khi chuyển số với thời gian ngắn độ giật của ô tô lớn hơn. Thực tế, độ giật lớn hay bé phụ thuộc vào trình độ người lái khi phối hợp bàn đạp ga, đàn đạp ly hợp và thao tác chuyển số.

4. Kết luận

Bài báo đã xây dựng được mô hình toán học và mô phỏng động lực học hệ thống truyền lực cơ khí MT. Trong mô phỏng này, người ta giả định rằng lực ép ly hợp thay đổi tuyến tính để đảm bảo ly hợp đóng hoặc mở hoàn toàn. Kết quả mô phỏng cho thấy sự đáp ứng của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp, mô men truyền qua ly hợp và động học của ô tô trong hai giai đoạn quan trọng: pha khởi hành và pha chuyển số. Điểm quan trọng trong mô phỏng này là việc xem xét độ giật của ô tô khi chuyển số và khi khởi hành. Độ giật này phụ thuộc vào thời gian thực hiện và đặc tính đóng/mở của ly hợp. Kết quả mô phỏng làm cơ sở để nghiên cứu bộ điều khiển tự động hóa quá trình đóng/mở ly hợp, mục tiêu của việc điều khiển tự động này là giảm độ giật và giảm thời gian trượt, giúp cải thiện trải nghiệm lái xe và cải thiện hiệu suất của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp, hướng nghiên cứu này sẽ được nhóm tác giả thực hiện trong thời gian tới.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] R. Rajamani, *Vehicle dynamics and control*, Springer Science & Business Media, 2011.
- [2] M. Nicholas, "The modelling and control of an automotive drivetrain", Diss. Stellenbosch: University of Stellenbosch, 2006.
- [3] A. Balau, C. Caruntu, and C. Lazar, "Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 6, pp. 1911-1922, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2011.01.009>
- [4] D. L. Luu *et al.*, "Coordinated Throttle and Brake Control for Adaptive Cruise Control Strategy Design", in *2021 23rd International Conference on Control Systems and Computer Science (CSCS)*, Bucharest, Romania, 2021, pp. 9-14.
- [5] D. L. Luu and C. Lupu, "Dynamics model and design for adaptive cruise control vehicles", in *2019 22nd International Conference on Control Systems and Computer Science (CSCS)*, Bucharest, Romania, 2019, pp. 12-17.
- [6] V. N. Tran, J. Lauber, and M. Dambrine, " H_∞ launch control of a dry dual clutch transmission based on uncertain TS models", in *2013 IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, Hyderabad, India, 2013, pp. 1-8.
- [7] V. N. Tran, "Amélioration de l'agrément de conduite via le pilotage du groupe motopropulseur", Ph.D. dissertation, Valenciennes Univ., France, 2013.
- [8] V. N. Tran, D. L. Luu, and V. B. Nguyen, "Sliding Mode Control of a Continuously Variable Transmission During Shifting", in *Proceedings of the 3rd international Conference on Engineering Mechanics and Automation*, Hanoi, Vietnam, October, 2014, pp. 87-94.
- [9] C. Caruntu and C. Lazar, "Real-time networked predictive control of a vehicle drivetrain with backlash", *IFAC Proceedings Volumes* vol. 45, no. 17, pp. 484-489, 2012. <https://doi.org/10.3182/20120823-5-NL-3013.00066>
- [10] C. Caruntu, A. Balau, and C. Lazar, "Cascade based control of a drivetrain with backlash", in *12th International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment*, Brasov, Romania, 2010, pp. 710-715.
- [11] C. Caruntu *et al.*, "A predictive control solution for driveline oscillations damping", in *Proceedings of the 14th international conference on Hybrid systems: computation and control*, Brasov, Romania, 2011, pp. 181-190.