XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC CHUYỂN ĐỘNG Ô TÔ BẰNG PHẦN MỀM MATLAB SIMULINK

Phan Tấn Tài¹

MODELLING AND SIMULATION OF THE AUTOMOBILE DYNAMICS MOVEMENT USING MATLAB SIMULINK SOFTWARE

Phan Tan Tai¹

Tóm tắt – Khi ô tô chuyển động, công suất của động cơ truyền đến bánh xe chủ động thông qua hệ thống truyền lực. Khi truyền như thế, công suất bị tổn hao do ma sát trong hệ thống truyền lực và công suất ở bánh xe chủ động sẽ nhỏ hơn công suất của động cơ phát ra. Hệ thống truyền lực gồm các bộ phận như: li hợp, hộp số, truyền động các đăng, cầu chủ động, bộ vi sai và các bánh xe chủ động. Ở mỗi bộ phận trên, trong quá trình làm việc đều bị ảnh hưởng bởi các yếu tố riêng biệt làm giảm hiệu suất của chúng. Tham luận phân tích kết cấu, chức năng, nhiệm vụ và mô hình hóa các phần tử hệ thống truyền lực trên ô tô, xây dựng mô hình động lực học chuyển động của hệ thống truyền lực theo nguyên lý D’Alembert, có kể đến động lực học của bánh xe và bán trục cũng như độ cứng xoắn của hệ thống truyền động và khung xe. Sử dụng phần mềm Matlab Simulink để mô phỏng hệ thống truyền động của ô tô. Qua đó, chúng tôi phân tích và đánh giá các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình hoạt động của hệ thống truyền lực nhằm làm rõ quy luật chuyển động, đồng thời đề xuất các giải pháp nâng cao chất lượng kéo của hệ thống truyền động trên ô tô.

Từ khóa: hệ thống truyền lực, bộ vi sai, bánh xe chủ động, mô hình động lực học chuyển động.

Abstract – As the car moving, the power of the engine is transmitted to the active wheel through the transmission system. In such a transmission, the power is lost due to friction in the powertrain and the power of the active wheel will be less than the output of the engine. The transmission system consists of components such as clutches, transmissions, propeller shaft, active bridge, differential and active wheels. During the working process, each of these parts is affected by the individual factors that reduce their performance. This article is to analyze the structure, function, task and modeling of the vehicle transmission system components, building the dynamics movement model of the transmission system according to D’Alembert principle, in which the dynamics of the wheel and the axle as well as the rigidity of the powertrain and chassis are mentioned. The Matlab Simulink software is used to simulate the automobile drive system. Thereby, the factors affecting the operation of the transmission system are analysed and evaluated in order to clarify the law of motion, and propose solutions that improve the quality of the transmission system on automobile.

Keywords: powertrain, differential, drive wheels, dynamics movement model.

I. GIỚI THIỆU

Hệ thống truyền lực của ô tô bao gồm các bộ phận và cơ cấu nhằm thực hiện nhiệm vụ

¹ Khoa Kỹ thuật và Công nghệ, Trường Đại học Trà Vinh
Email: phantantaickd@tvu.edu.vn

¹ School of Engineering and Technology, Tra Vinh University

truyền mô men xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động. Hệ thống truyền lực thường bao gồm các bộ phận như: li hợp, hộp số, hộp phân phối, truyền động các đăng, truyền lực chính, vi sai, bán trục và truyền lực cuối cùng [1]. Mô men xoắn được truyền từ động cơ qua hệ thống truyền lực tới các bánh xe chủ động. Xây dựng mô hình động lực học chuyển động của ô tô là việc xác định các thông số và các yếu tố ảnh hưởng liên quan đến quá trình truyền lực của ô tô. Từ đó, ta đánh giá tính phù hợp quy luật của các yếu tố và sự hợp lý của các nhân tố ảnh hưởng đến quá trình truyền động.

Trên thế giới, nhiều nghiên cứu liên quan đã được công bố. A. Battiato et al [2] nghiên cứu khả năng kéo khi di chuyển trên các loại đường khác nhau, qua đó đánh giá hiệu quả của lực kéo nhằm thực hiện các yêu cầu cơ bản về lực kéo và năng lượng thực tế.

Suwat Kuntanapreeda [3] đã kiểm soát lực kéo ở chế độ trượt của xe bằng việc quan sát kéo. Trong nghiên cứu này, tác giả đã phân tích mô hình siêu tĩnh phi tuyến và mô phỏng hệ thống bằng cách quan sát ước lượng hệ số tỉ lệ trượt tương đương theo phương trình tuyến tính để kiểm soát lực kéo trên ô tô.

Đặc biệt, nghiên cứu của Saurabh Goyal và Anand Vaz [4] đã sử dụng biểu đồ liên kết để mô hình hóa và mô phỏng động lực của bộ truyền động vi sai cơ khí. Các phản lực và mô men ở các vị trí liên kết thiết kế đã được trình bày. Động lực học về độ cứng khung xe cũng được áp dụng để mô hình hóa trong từng liên kết cơ khí. Các liên kết được ràng buộc thích hợp dựa trên bản chất sự tương tác giữa các liên kết với nhau. Các thông số mô phỏng được tác giả lấy trực tiếp từ biểu đồ liên kết, mà không từ hệ các phương trình. Kết quả mô phỏng cung cấp thông tin chi tiết về động lực học của vi sai cơ khí. Tuy nhiên, nghiên cứu của Saurabh Goyal và Anand Vaz chưa kể đến sự ảnh hưởng của hệ số cản dầu và ma sát của các chi tiết trong quá trình truyền động vi sai.

Trong luận án tiến sĩ “Nghiên cứu nâng cao chất lượng động lực học cơ cấu vi sai cầu xe tải nhỏ sử dụng trong nông lâm nghiệp” của Lê Hoàng Anh [5], tác giả đã xây dựng mô hình

động học, động lực học cơ cấu vi sai có xét đến ma sát trong vi sai, tính toán các mô men ma sát trên vi sai, từ đó xây dựng sơ đồ thuật toán để khảo sát động lực học của cơ cấu vi sai khi các điều kiện cản của mặt đường khác nhau. Tác giả đã đề xuất giải pháp thay đổi kết cấu để giảm ma sát trong vi sai bằng cách khoan lỗ trên lưng các bánh răng bán trục, bánh răng hành tinh và vát trục chữ thập tại vị trí lắp ghép của bánh răng hành tinh. Sự thay đổi kết cấu này đã giảm mô men ma sát trong cơ cấu vi sai, chất lượng động học của vi sai tăng lên, xác định thời điểm khóa vi sai phù hợp, giúp xe vận hành tốt trong điều kiện mặt đường xấu và khi xe thường xuyên quay vòng. Tuy nhiên, nghiên cứu này đề xuất biện pháp điều khiển vi sai bị động, không có khả năng tự động điều khiển. Do vậy, mô hình nghiên cứu chưa đầy đủ, chưa kể đến mô hình động lực học của bánh xe và bán trục cũng như độ cứng xoắn của hệ thống và khung xe.

Trong tham luận này, chúng tôi xây dựng mô hình động lực học chuyển động của xe bằng việc phân tích các lực tác dụng lên các chi tiết, có kể đến các yếu tố ảnh hưởng trong hệ thống; dựa vào nguyên lý D’Alambert, thiết lập hệ phương trình vi phân; sử dụng phần mềm Matlab Simulink để mô phỏng hệ thống truyền lực trên ô tô. Việc này có kể đến động lực học của bánh xe và bán trục cũng như độ cứng xoắn của hệ thống truyền động và khung xe nhằm mang lại kết quả tổng quát hơn.

II. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CHUYỂN ĐỘNG TRÊN Ô TÔ

A. Mô hình hóa hệ thống truyền lực

Mô hình động lực học thường gồm có các phần tử có khối lượng và các liên kết. Để đơn giản hóa, mô hình động lực học được xây dựng trên cơ sở quy dẫn các phần tử có khối lượng về mô hình mô men quán tính khối – độ cứng chống xoắn – cản nhớt. Các liên kết giữa các phần tử của hệ thống truyền lực thông thường có liên kết ma sát, liên kết khớp bánh răng, then hoa, khớp các đăng... Từ mô hình động lực học, khi xây dựng mô hình toán, ta có thể sử dụng nhiều phương pháp như phương trình Lagrange loại 2, nguyên lý D’Alambert, phương pháp họa

đồ,... Trong nghiên cứu này, tác giả xây dựng mô hình trên cơ sở nguyên lí D'Alembert. Với phương pháp này, kết quả mô hình hóa hệ thống truyền lực trên ô tô có kể đến các nhân tố ảnh hưởng được thể hiện như Hình 1.

Hình 1: Mô hình động lực học của hệ thống truyền lực có kể đến các yếu tố ảnh hưởng

Trong đó: J_e là mô men quán tính các chi tiết chuyển động của động cơ và phần tử chủ động li hợp quy dẫn về trục thứ cấp của hộp số; J_t là mô men quán tính khối lượng tương đương của hộp số quy dẫn về trục thứ cấp; J_0 là mô men quán tính khối lượng tương đương của bánh răng chủ động trong truyền lực chính và trục các đăng; tương tự $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$ lần lượt là mô men quán tính khối lượng tương đương của bánh răng bị động trong truyền lực chính, bánh răng hành tinh, bánh răng bán trục bên trái và bên phải, bánh xe chủ động bên trái và nửa bán trục trái, bánh xe chủ động bên phải và nửa bán trục phải. M_e là mô men xoắn trên trục khuỷu động cơ; M_0 là mô men xoắn trên trục truyền lực chính; ω_e là tốc độ quay trục khuỷu động cơ; tương tự $\omega_t, \omega_0, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6$ lần lượt là tốc độ quay của trục hộp số, bánh răng chủ động truyền lực chính, bánh răng bị động, bánh răng hành tinh, bánh răng bán trục bên trái và bên phải. k_1 là hệ số độ cứng xoắn tương đương của các lò xo giảm chấn li hợp; tương tự k_2, k_3, k_4 lần lượt là hệ số

độ cứng tương đương của trục các đăng, bán trục bên trái, bán trục bên phải; c_1 là hệ số cản nhớt tương đương của giảm chấn li hợp; tương tự c_2, c_3, c_4 lần lượt là hệ số cản nhớt tương đương của trục các đăng, bán trục bên trái và bên phải. T_5, T_6 là mô men phanh trên bánh xe bên trái và bên phải.

B. Mô hình động lực học truyền lực từ động cơ đến truyền lực chính

Phân tích lực tác dụng lên các chi tiết của hệ thống truyền lực, sử dụng nguyên lí D'Alembert ta xây dựng được phương trình vi phân của mô hình động lực học hệ thống truyền lực từ động cơ đến truyền lực chính theo phương trình (1) và (2) như sau:

$$J_e \cdot \dot{\omega}_e = M_e - M_1 \quad (1)$$

$$J_e \cdot \dot{\omega}_t = M_e - M_1 \quad (2)$$

Trong đó: M_1 là mô men xoắn trên trục li hợp, M_2 là mô men xoắn trên trục các đăng, cũng là mô men trên bánh răng chủ động truyền lực chính. M_1, M_2 được xác định theo phương trình (3) và (4).

$$M_1 = k_1 \cdot (\varphi_e - \varphi_t) + c_1 \cdot (\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_t) \quad (3)$$

$$M_2 = k_2 \cdot (\varphi_t - (\varphi_3 + \varphi_4) \cdot \frac{a_1}{2}) + c_2 \cdot (\dot{\varphi}_t - (\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4) \cdot \frac{a_1}{2}) \quad (4)$$

Trong đó: φ_e là chuyển vị góc của trục khuỷu; tương tự $\varphi_t, \varphi_3, \varphi_4$ lần lượt là chuyển vị góc của trục hộp số; bánh răng bán trục bên trái và bên phải; a_1 là tỉ số truyền của truyền lực chính.

Mô men trên bánh răng bị động của truyền lực chính tính theo phương trình (5) như sau:

$$M_0 = \begin{pmatrix} k_2 \cdot \left(\varphi_t - (\varphi_3 + \varphi_4) \cdot \frac{a_1}{2} \right) \\ + c_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_t - (\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4) \cdot \frac{a_1}{2} \right) \end{pmatrix} \cdot a_1 \quad (5)$$

C. Lập phương trình động lực học cơ cấu vi sai

Mô men trên trục bánh răng chủ động là M_0 thông qua bánh răng bị động truyền lực chính và cơ cấu vi sai sẽ phân chia ra hai bánh xe chủ động bên trái và bên phải. Áp dụng nguyên lí D'Alembert để xây dựng hệ phương trình vi phân, tách các liên kết của truyền lực chính – vi sai và thay thế bằng các phản lực liên kết để xây dựng các phương trình cân bằng lực trong cơ cấu vi sai. Mặt khác, áp dụng phương pháp Newton – Euler, ta xây dựng hệ phương trình động lực học có xét đến các tổn hao trong cơ cấu vi sai được hệ phương trình (6).

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - F_1 \cdot r_0 - M_{ms1} \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = F_1 \cdot r_1 - F_2 \cdot r_{2b} - M_{ms2} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = F_3 \cdot r_2 - F_4 \cdot r_2 - M_{ms2b} \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = F_3 \cdot r_3 - T_3 - M_{ms3} \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = F_4 \cdot r_4 - T_4 - M_{ms4} \end{cases} \quad (6)$$

Trong đó: φ_0 là chuyển vị góc của bánh răng chủ động; tương tự φ_1, φ_2 lần lượt là chuyển vị góc của bánh răng bị động và bánh răng hành tinh. r_0 là bán kính ăn khớp của bánh răng chủ động; tương tự $r_1, r_2, r_{2b}, r_3, r_4$ lần lượt là bánh răng bị động, bánh răng hành tinh, bán kính đặt lực F_2 từ bánh răng bị động và vỏ vi sai tác dụng lên trục chữ thập, bánh răng bán trục trái và bánh răng bán trục phải. F_1 là lực vòng trên bánh răng chủ động; tương tự F_2, F_3, F_4 lần lượt là lực do bánh răng bị động và vỏ vi sai tác dụng lên trục chữ thập, lực ăn khớp của bánh răng hành tinh với bánh răng bán trục trái và lực ăn khớp của bánh răng hành tinh với bánh răng bán trục phải. T_3, T_4 là mô men cản trên trục bánh răng bán trục bên trái và phải. M_{ms1} là mô men tổn hao trên trục chủ động; $M_{ms2}, M_{ms2b}, M_{ms3}, M_{ms4}$ lần lượt là mô men tổn hao trên trục bị động, mô men tổn hao trên trục bánh răng hành tinh, mô men tổn hao trên trục bánh răng bán trục bên trái và phải.

Nếu xem $\omega_1 = \dot{\varphi}_1, \omega_2 = \dot{\varphi}_2, \omega_3 = \dot{\varphi}_3, \omega_4 = \dot{\varphi}_4, J_3 = J_4$ (vi sai đối xứng) và chỉ xét cho một bánh răng hành tinh, ta có phương trình (7) và

(8) như sau: Trong đó: a_1, a_2 là tỉ số truyền của

$$M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_3 - M_{ms1} \cdot \frac{a_1}{2} - M_{ms2} \cdot \frac{1}{2} - M_{ms2b} \cdot a_2 - M_{ms3} = A \ddot{\varphi}_3 + B \ddot{\varphi}_4 \quad (7)$$

$$M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_4 - M_{ms1} \cdot \frac{a_1}{2} - M_{ms2} \cdot \frac{1}{2} - M_{ms2b} \cdot a_2 - M_{ms4} = B \ddot{\varphi}_3 + A \ddot{\varphi}_4 \quad (8)$$

$$\text{Với: } A = J_0 \cdot \frac{a_1^2}{4} + J_1 \cdot \frac{1}{4} + J_3 + 2 \cdot J_2 \cdot a_2^2 \quad (9)$$

$$B = J_0 \cdot \frac{a_1^2}{4} + J_1 \cdot \frac{1}{4} - 2 \cdot J_2 \cdot a_2^2 \quad (10)$$

truyền lực chính và cặp bánh răng hành tinh – bán trục.

Hệ hai phương trình vi phân (7) và (8) mô tả động lực học cơ cấu vi sai có xét đến các tổn hao. Trên cơ sở hệ hai phương trình vi phân này, ta khảo sát được mô men, chuyển vị và tốc độ góc phân bố ra hai bán trục. Nếu không kể các tổn hao, thì hệ hai phương trình (7) và (8) được viết lại và biến đổi thành phương trình (11) và (12).

$$\ddot{\varphi}_3 = \frac{A \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_3 \right) - B \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_4 \right)}{A^2 - B^2} \quad (11)$$

$$\ddot{\varphi}_4 = \frac{B \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_3 \right) - A \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_4 \right)}{B^2 - A^2} \quad (12)$$

D. Mô hình động lực học của bánh xe chủ động

Bánh xe là một trong những bộ phận quan trọng, không chỉ góp phần tạo ra chuyển động mà còn là bộ phận ảnh hưởng đến an toàn chuyển động của ô tô. Thực tế gần đây, nhiều hãng sản xuất và các viện nghiên cứu trên thế giới đều đã áp dụng một mô hình toán học lốp xe do Pacejka xây dựng, gọi là công thức Pacejka (Pacejka's Magic Formula) [6]. Sử dụng mô hình này cho phép mô phỏng động lực học bánh xe trong các chương trình tính toán mô phỏng theo thời gian thực. Trần Văn Như và các cộng sự [7] đã phát

triển mô hình động lực học theo phương dọc của lớp trên cơ sở mô hình Pacejka. Qua đó, các tác giả trình bày mô hình động lực học của bánh xe chủ động kết hợp giữa mô hình Pacejka và mô hình động lực học độ trượt giữa bánh xe và mặt đường. Pacejka đã tìm ra biểu thức toán học mô tả đặc tính bám của lớp xe với mặt đường [6], theo phương trình (13). Trong đó: B, C, D, E là

$$F_x(\lambda) = D \cdot \sin \left(\frac{C \cdot \arctg \left(\frac{B \cdot \lambda - E \cdot \left(\frac{B \cdot \lambda}{-\arctg(B \cdot \lambda)} \right)}{B \cdot \lambda - E \cdot \left(\frac{B \cdot \lambda}{-\arctg(B \cdot \lambda)} \right)} \right)}{B \cdot \lambda - E \cdot \left(\frac{B \cdot \lambda}{-\arctg(B \cdot \lambda)} \right)} \right) \quad (13)$$

các đại lượng đặc trưng của đường cong lực bám $F_x(\lambda)$. Các đại lượng này phụ thuộc vào phản lực thẳng đứng F_z và các hệ số từ b1 đến b9 theo [7]. Các thông số B, C, D, E ảnh hưởng bởi: độ cứng dọc của lớp C_x , giá trị lực bám dọc ở trạng thái trượt hoàn toàn và đạt cực đại, hình dáng cong của đường đặc tính bám. Chúng được xác định như sau:

$$B = \frac{(b_4 \cdot F_z^2 + b_5 \cdot F_z) \cdot e^{-b_6 \cdot F_z}}{C \cdot D}$$

$$C = b_1$$

$$D = b_2 \cdot F_z^2 + b_3 \cdot F_z$$

$$E = b_7 \cdot F_z^2 + b_8 \cdot F_z + F_9$$

Hệ số trượt dọc được xác định theo công thức (14). Trong đó: λ là hệ số trượt dọc; ω là tốc độ góc của bánh xe; V_x là vận tốc dài tại tâm bánh xe; r_{bx} là bán kính làm việc trung bình của bánh xe; F_x là lực bám dọc.

$$\lambda = \frac{|\omega \cdot r_{bx} - V_x|}{\max\{\omega \cdot r_{bx}, V_x\}} \quad (14)$$

Lực tương tác dọc phụ thuộc vào độ cứng dọc của lớp và độ biến dạng của “thớ lớp”. Khi độ cứng dọc của lớp là hằng số, lực tương tác dọc được xác định theo công thức (15). Mặt khác, lực tương tác dọc còn phụ thuộc vào hệ số trượt và phản lực thẳng đứng theo công thức Pacejka (13), $F_x = f(\lambda', F_z)$; do đó từ công thức (15) và

$$F_x = C_x \cdot u \quad (15)$$

$$\text{Với } C_x = \frac{dF_x}{du} \Big|_{u=0} \quad (16)$$

$$\frac{dF_x}{dt} = \frac{\partial F_x}{\partial \lambda'} \frac{d\lambda'}{dt} + \frac{\partial F_x}{\partial F_z} \frac{dF_z}{dt} \quad (17)$$

(17), ta được phương trình (18).

Phương trình (19) là phương trình vi phân mô tả động lực học liên kết giữa bánh xe với mặt đường. Bỏ qua thành phần lực cản lăn, ta có mô hình động lực học theo phương dọc của bánh xe thể hiện như Hình 2. Trong đó: m_{bx} là khối lượng của ô tô trên một bánh xe; j_{bx} là mô men quán tính khối của bánh xe; K là hệ số cản không khí của ô tô phân bổ cho một bánh xe; F là diện tích cản chính diện.

Hệ có 2 tọa độ suy rộng là góc quay ω và dịch chuyển theo phương dọc x của bánh xe. Áp dụng nguyên lý D’Alambert cho các bánh xe bên trái và bên phải, ta có hệ phương trình vi phân (20) và (21) mô tả động lực học của bánh xe theo phương dọc.

E. Mô hình động lực học chuyển động ô tô

Từ các phương trình (1), (2), (11), (12), (20) và (21), ta có các phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động của hệ thống truyền lực ô tô có kể đến động lực học của bánh xe và bán trục cũng như độ cứng xoắn của hệ thống truyền động và khung xe. Nó được thể hiện trong hệ phương trình (22).

Hệ phương trình vi phân (22) thể hiện quy luật chuyển động của ô tô, đồng thời việc thay đổi lực tác dụng lên bánh xe chủ động bên phải hoặc bên trái sẽ làm cho đặc tính động lực học của ô tô thay đổi. Mô hình này có kể đến tổn thất do ma sát giữa các chi tiết, do cản nhớt cũng như độ cứng xoắn của các chi tiết trong hệ thống truyền lực ô tô.

$$\frac{\partial F_x}{\partial \lambda'} \frac{d\lambda'}{dt} + \frac{\partial F_x}{\partial F_z} \frac{dF_z}{dt} = C_x \frac{du}{dt} \quad (18)$$

$$\Rightarrow \frac{\partial F_x}{\partial \lambda'} \frac{d\lambda'}{dt} = C_x (V_s - V_x \cdot \lambda') - \frac{\partial F_x}{\partial F_z} \frac{dF_z}{dt} \quad (19)$$

Hình 2: Mô hình động lực học bánh xe theo phương dọc [7]

$$J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 = T_3 - F_5 \cdot r_b - T_5 \quad (20)$$

$$J_6 \cdot \ddot{\phi}_6 = T_4 - F_6 \cdot r_b - T_6 \quad (21)$$

$$\begin{cases} \ddot{\phi}_e = \frac{1}{J_e} \cdot (M_e - M_1) \\ \ddot{\phi}_i = \frac{1}{J_i} \cdot (M_1 - M_2) \\ \ddot{\phi}_3 = \frac{A \cdot \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_3 \right) - B \cdot \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_4 \right)}{A^2 - B^2} \\ \ddot{\phi}_4 = \frac{B \cdot \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_3 \right) - A \cdot \left(M_0 \cdot \frac{a_1}{2} - T_4 \right)}{B^2 - A^2} \\ \ddot{\phi}_5 = \frac{1}{J_5} \cdot (T_3 - F_5 \cdot r_b - T_5) \\ \ddot{\phi}_6 = \frac{1}{J_6} \cdot (T_4 - F_6 \cdot r_b - T_6) \end{cases} \quad (22)$$

III. MÔ PHỎNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ

A. Các thông số của mô hình khảo sát

Trong phần mô phỏng, ô tô tham khảo để mô phỏng là loại ô tô tải, có các thông số kỹ thuật như trong phụ lục 1 và 2.

B. Chương trình mô phỏng bằng phần mềm Matlab Simulink

Hình 3 thể hiện sơ đồ mô phỏng mô hình động lực học của hệ thống truyền lực cơ khí được xây dựng bằng phần mềm Matlab Simulink.

C. Kết quả mô phỏng

Kết quả mô phỏng thể hiện các đại lượng động lực học của hệ thống gồm: tốc độ quay của trục động cơ ω_e quy dẫn về trục thứ cấp của hộp số; tốc độ quay của trục thứ cấp hộp số ω_t ; tốc độ góc của bánh răng chủ động của truyền lực chính ω_0 ; tốc độ góc của vỏ vi sai ω_1 ; tốc độ góc của bánh răng hành tinh ω_2 ; tốc độ góc của hai bánh răng mặt trời ω_3 và ω_4 ; tốc độ góc của bánh xe bên phải và trái ω_5 , ω_6 ; vận tốc của ô tô $\dot{x}$; lực kéo ở bánh xe chủ động F_5 , F_6 (Hình 4) và độ trượt của bánh xe bên phải và bên trái.

Khi mô men phanh ở hai bên bằng 0, hệ số trượt hai bên khác nhau thì vận tốc góc của các chi tiết và vận tốc chuyển động của ô tô tăng dần theo thời gian, cho ta thấy mô hình xây dựng làm việc đúng theo quy luật chuyển động. Do quy dẫn về trục thứ cấp của hộp số nên tốc độ quay của động cơ, hộp số và bánh răng chủ động trong truyền lực chính là bằng nhau. Khi hệ số bám ở hai bên khác nhau, cơ cấu vi sai làm việc, tốc độ góc của cơ cấu vi sai ω_1 tăng dần, dẫn đến tốc độ quay của hai bên bán trục cũng như hai bên bánh xe khác nhau. Vận tốc chuyển động của ô tô khi không có cản tăng theo thời gian. Sau khoảng thời gian 10 s, vận tốc của ô tô đạt giá trị 27 m/s.

Trong trường hợp bánh xe tiếp nhận lực kéo F thay đổi theo thời gian, lực kéo của bánh xe có độ trượt nhỏ tăng dần, đạt cực đại ở giá trị là 7000 N. Tại thời điểm $t = 1,2$ s, lực kéo F_5 của bánh xe bên trái đạt giá trị lớn nhất $F_{max} = 7000$

Hình 3: Sơ đồ Simulink mô phỏng động lực học của hệ thống truyền lực trên ô tô

Hình 4: Lực kéo của bánh xe bên trái và phải

N, tương ứng với hệ số trượt $\lambda = 1$ (lúc này bánh xe bên trái trượt hoàn toàn).

Từ các kết quả trên, ta thấy sơ đồ mô phỏng chạy ổn định và phù hợp với quy luật chuyển động của ô tô.

D. Khảo sát chất lượng kéo của ô tô với các điều kiện mặt đường khác nhau

1. Thay đổi hệ số trượt ở hai bên bánh xe

Giữ nguyên các giá trị đầu vào, thay đổi hệ số trượt λ giữa hai bên bánh xe như các trường hợp (TH) trong Bảng 3.

Bảng 1: Các trường hợp khảo sát

TH	1	2	3	4	5
λ	0	0,25	0,5	0,75	1

Khi thay đổi các giá trị hệ số trượt λ tương ứng như trong Bảng 3 và giá trị mô men phanh bằng 0, ta thấy: các giá trị vận tốc của xe tăng dần theo thời gian, khi độ trượt ở hai bên xấp xỉ bằng nhau, vận tốc tối đa có thể đạt được 48 m/s. Khi thay đổi hệ số trượt ở hai bên, lực kéo cũng tăng, đảm bảo chất lượng kéo của ô tô (Hình 5). Khi $\lambda=1$, tức là giá trị độ trượt ở hai bên bằng nhau, mô men cân bằng nhau, thì tất cả các giá trị từ lực kéo, độ trượt hay tốc độ góc của hai bên bánh xe đều bằng nhau tại mọi điểm.

2. Thay đổi mô men phanh ở hai bên bánh xe chủ động

Giữ nguyên các giá trị đầu vào, các hệ số λ giữa hai bên bánh xe như các trường hợp ở Bảng 4 và khi làm việc ta điều chỉnh mô men phanh bên bánh xe có hệ số bám thấp sao cho đạt được chất lượng kéo tốt nhất. Mô men phanh ở bên

bánh trái $T_5 = k \cdot \omega$ (k là hệ số điều chỉnh mô men phanh bên bánh trái).

Hình 5: Lực kéo của bánh xe bên trái và bánh xe bên phải, với $\lambda=0,25$

Bảng 2: Các giá trị hệ số λ và hệ số k

TH	1	2	3	4	5
λ	0	0,25	0,5	0,75	1
k	3000	1000	500	300	0

Qua kết quả khảo sát, ta thấy: các giá trị vận tốc của xe tăng dần theo thời gian, khi cản lớn thì vận tốc nhỏ và ngược lại, trường hợp hệ số trượt ở hai bên bằng nhau và mô men cản thấp thì vận tốc tối đa có thể đạt được 48 m/s. Tương tự, các giá trị lực kéo cũng tăng theo thời gian (Hình 6), đảm bảo chất lượng động lực học. Độ trượt hai bên có khuynh hướng bằng nhau khi mô men cản ở hai bánh xe thay đổi khác nhau.

Từ các kết quả khảo sát, ta thấy sơ đồ mô phỏng hệ thống chạy ổn định và phù hợp với quy luật chuyển động của ô tô. Độ trượt giữa bánh xe và mặt đường bị ảnh hưởng bởi kết cấu của bộ vi sai.

Khi độ bám hai bên bánh xe chủ động khác nhau làm cho lực kéo hai bên không đồng đều, mô men kéo sẽ tập trung vào bánh xe chủ động có độ bám nhỏ, điều này làm ô tô bị mất công suất, thậm chí xe không di chuyển được [8] nên cần có giải pháp công nghệ để nâng cao chất lượng kéo của ô tô như các giải pháp cơ khí: sử dụng hệ thống khóa cứng vi sai, hệ thống có vi sai nội ma sát lớn; giải pháp cơ điện tử như: sử

Hình 6: Lực kéo của bánh xe bên trái và bên phải, với $\lambda=0,75$ và $k = 300$

dụng vi sai tích cực (Active Differential), sử dụng hệ thống điều khiển lực kéo (Traction Control) hay hệ thống điều khiển lực kéo tích cực (Active Traction Control – A.TRC)...

IV. KẾT LUẬN

Mô hình động lực học chuyển động của ô tô được xây dựng theo nguyên lý D'Alembert bằng cách quy dẫn các phần tử có khối lượng về mô hình mô men quán tính khối – độ cứng chống xoắn – cản nhớt để mô hình hóa các chi tiết trong hệ thống truyền lực. Xây dựng mô hình động lực học từ động cơ truyền xuống đến truyền lực chính. Mặt khác, tác giả áp dụng phương pháp Newton – Euler lập hệ phương trình động lực học có xét đến các tổn hao trong cơ cấu vi sai; chú trọng đến mô hình động lực học tương tác giữa bánh xe và mặt đường, xét đến độ trượt dọc của bánh xe, một trong những thông số quan trọng ảnh hưởng đến chất lượng kéo của ô tô.

Sử dụng phần mềm Matlab Simulink để mô phỏng mô hình động lực học chuyển động của xe. Quá trình mô phỏng cho ta thấy được kết quả: tốc độ hoạt động của các bộ phận từ động cơ đến bánh xe chủ động; vận tốc của xe và lực kéo truyền xuống hai bên bánh xe chủ động. Từ kết quả trên ta có thể đánh giá rằng việc xây dựng mô hình động lực học chuyển động là phù hợp với quy luật chuyển động của ô tô.

Áp dụng mô hình, tác giả đã khảo sát chất lượng kéo của xe với các điều kiện mặt đường khác nhau như: thay đổi hệ số trượt và mô men phanh ở bánh xe chủ động bên trái và bên phải

để đánh giá khả năng hoạt động của ô tô trên các loại đường khác nhau. Từ đó, đề xuất những giải pháp công nghệ để nâng cao chất lượng kéo của ô tô như: sử dụng bộ vi sai tích cực, hệ thống điều khiển lực kéo TRC, hệ thống điều khiển lực kéo tích cực A-TRC.

Điểm mới của nghiên cứu này là áp dụng kết quả của Pacejka H. [6], Trần Văn Như và các cộng sự [7] để xây dựng mô hình động lực học chuyển động của ô tô có kể đến các tổn hao trong hệ thống, mô phỏng và khảo sát các trường hợp khi thay đổi độ trượt và lực cản ở hai bên bánh xe chủ động. Mô hình được xây dựng theo nguyên lý D'Alembert có thể nói hiệu quả hơn so với phương pháp sử dụng biểu đồ liên kết trong công trình của Goyal S., Vaz A. [4]. Chúng tôi kì vọng nghiên cứu này sẽ là tiền đề cho việc nghiên cứu ứng dụng điều khiển phân phối lực kéo trên xe ô tô.

- [8] Phan Tấn Tài. Phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất truyền lực trên ô tô. Bài viết được trình bày tại: Hội thảo khoa học cấp trường: Các vấn đề nghiên cứu về khoa học kỹ thuật. 20/6/2018; Đại học Trà Vinh.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Cẩn cùng các cộng sự. Lí thuyết ô tô máy kéo. Tái bản lần thứ 5. Hà Nội: NXB. Khoa học Kỹ thuật; 2005.
- [2] Battiato A., Diserens E. Tractor traction performance simulation on differently textured soils and validation: A basic study to make traction and energy requirements accessible to the practice, Soil and Tillage Research. Vol. 166, 3/2017; pp. 18-32. Published by Elsevier Ltd.
- [3] Kuntanapreeda S., Super twisting sliding mode traction control of vehicles with tractive force observer. Control engineering practice. Vol. 38, 5/2015; pp. 26-36, Published by Elsevier Ltd.
- [4] Goyal S., Vaz A., Modeling and simulation of dynamics of differential gear train mechanism using bond graph, Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), IIT Roorkee, India, Dec 18-20, 2013.
- [5] Lê Hoàng Anh. Nghiên cứu nâng cao chất lượng động lực học cơ cấu vi sai cầu xe tải nhỏ sử dụng trong nông lâm nghiệp. [Luận án tiến sĩ kỹ thuật]. Trường Đại học Lâm Nghiệp Hà Nội; 2017.
- [6] Pacejka H.. Tyre and Vehicle Dynamics. 3rd Edition. Butterworth Heinemann; April 2012.
- [7] Trần Văn Như, Đinh Quang Vũ, Nguyễn Hữu Mạnh, Đặng Việt Hà. Phát triển mô hình động lực học theo phương diện của lớp trên cơ sở mô hình Pacejka. Tạp chí Cơ khí Việt Nam. Số đặc biệt 9/2016; tr. 261-267.

PHỤ LỤC

Phụ lục 1: Thông số kĩ thuật mô hình hệ thống truyền lực

TT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	J_e	0.5199	kg.m^2
2	J_t	0.004468	kg.m^2
3	J_0	0.002	kg.m^2
4	J_1	0.6	kg.m^2
5	J_2	0.0003	kg.m^2
6	J_3	2.0035	kg.m^2
7	J_5	4.005	kg.m^2
8	r_0	0.034	m
9	r_1	0.165	m
10	r_2	0.030	m
11	r_1	0.052	m
12	r_{bx}	0.45	m
13	k_1	39841	Nm/rad
14	k_2	4900	Nm/rad
15	k_3	32600	Nm/rad
16	k_4	32600	Nm/rad
17	c_1	630	Nms/rad
18	c_2	630	Nms/rad
19	c_3	6500	Nms/rad
20	c_4	6500	Nms/rad
21	m	4500	kg
22	g	9.81	m/s^2
23	F	4.0	m^2
24	K	0.4	$\text{N.s}^2/\text{m}^4$
25	f_0	0.02	
26	M_e	180	N.m

Phụ lục 2: Thông số mô hình lớp khảo sát

Thông số	b_1	b_3	b_5	b_9
Bên trái(b_{tr})	0.85	0.51	0.11	0.4
Bên phải (b_p)	1.70	1.02	0.21	0.8
Các thông số: $b_2, b_4, b_6, b_7, b_8=0$				