

XÂY DỰNG MÔ HÌNH XÁC ĐỊNH TẢI TRỌNG LÊN TRỤC CÁC ĐĂNG XE Ô TÔ TẢI 1,25 TẤN THE CONSTRUCTION OF A MODEL TO DETERMINE THE LOAD ACTING ON THE UNIVERSAL SHAFT OF A 1.25-TON TRUCK

LƯƠNG VĂN ĐEN^{1*}, LƯƠNG VĂN VẠN²

¹ Học viên Cao học trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

² Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

Email*: lvden@vumt.edu.vn

Nhận bài (Received): 11/5/2022; Phản biện (Reviewed): 22/7/2022; Chấp nhận (Accepted): 25/7/2022

TÓM TẮT:

Hệ thống truyền lực có nhiệm vụ chính truyền mô men xoắn từ động cơ đến bánh xe chủ động. Tải trọng tác động lên hệ thống truyền lực được xác định bởi các tải trọng tác dụng lên ô tô trong quá trình chuyển động cũng như các thông số động lực học của ô tô. Nhằm tính toán xác định được tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực ô tô trong các trường hợp cụ thể, ta cần phải xây dựng được sơ đồ mô tả hoạt động của hệ thống và thiết lập được các phương trình thể hiện các quá trình vật lý xảy ra trong hệ thống. Bài báo này trình bày phương pháp xây dựng mô hình và xác định tải trọng tác dụng lên trục các đăng xe tải 1,25 tấn. Các kết quả khảo sát đã xác định được các giá trị biến thiên mô men tác động lên trục các đăng ứng với các tay số khác nhau.

Từ khóa: Trục các đăng, Hệ thống truyền lực, Mô men, Tải trọng.

ABSTRACT:

The powertrain system is responsible for transmitting torque from the engine to the active wheels. The load acting on the powertrain system is determined by the loads acting on the truck during the movement as well as the dynamic parameters of the truck. In order to calculate and determine the load acting on the powertrain system of the truck in specific cases, it is necessary to build a diagram describing the operation of the system and establish equations representing the physical processes occurring in the system. This paper presents a method to build a model and determine the load acting on the universal shaft of a 1.25-ton truck. The survey results have determined the variable values of torque acting on the universal shaft with different gears.

Keywords: Universal shaft, powertrain system, torque, load

1. Mở đầu

Trục các đăng dùng để truyền mô men quay từ các trục, các cụm trục được đặt cố định và không nằm cùng trên một đường thẳng [1]. Trên ô tô máy kéo, truyền động các đăng thường được dùng để truyền mô

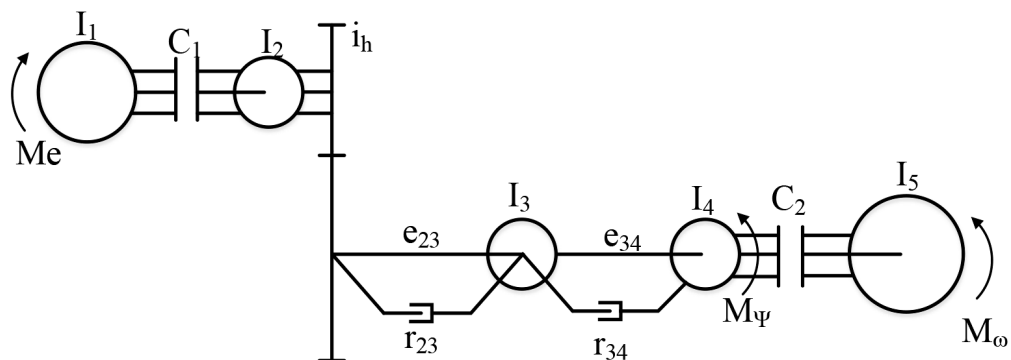
men xoắn từ hộp số (hoặc hộp phân phối) đến các cầu chủ động, từ cầu chủ động đến các bánh xe chủ động dẫn hướng hoặc các bánh xe chủ động trong hệ thống treo độc lập. Khi làm việc, trong động cơ xuất hiện lực khí thể do khí cháy sinh ra và các

lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và các khối lượng chuyển động quay. Các lực này thay đổi theo góc quay của trục khuỷu và gây nên những dao động trong hệ thống truyền lực. Lực khí thải và lực quán tính của động cơ là những lực có trị số lớn và thay đổi theo chu kỳ nên các lực này mang tính chất va đập, tạo nên biên độ lớn [3]. Mô men của các lực này được gọi là mô men kích thích, chúng tác động lên hệ thống truyền lực và ảnh hưởng trực tiếp đến độ bền lâu của các chi tiết trong hệ thống truyền lực. Mô men từ động cơ truyền qua ly hợp và hộp số rồi sau đó đến trục các đăng. Dao động của mô men động cơ sẽ tác động lên trục các đăng và sinh ra tải trọng biến thiên trên trục các đăng. Với kết cấu đặt biệt bao gồm khớp chữ thập và rãnh trượt then

hoa, trong quá trình hoạt động, trục các đăng chịu mô men xoắn là chính. Trong hệ thống truyền lực, trục các đăng thường được coi là chi tiết chịu ảnh hưởng lớn nhất của dao động mô men xoắn do có độ đàn hồi cao [2].

2. Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống truyền lực

Trong quá trình làm việc, các chi tiết trong hệ thống truyền lực có quán tính và tính đàn hồi, nên mô men biến thiên truyền qua hệ thống truyền lực gây nên hiện tượng dao động xoắn. Để xác định được mô men trên trục các đăng, cần thực hiện mô phỏng hệ thống truyền lực với đầy đủ các tính chất của hệ thống truyền lực. Sơ đồ tính toán tải trọng trên trục các đăng được xác định như sau [3]:



Hình 1: Sơ đồ mô phỏng hệ thống truyền lực

Trong đó:

M_e - mô men xoắn động cơ, xác định theo đặc tính ngoài của động cơ;

M_{ψ} - mô men cản chuyển động quy dẫn về trục các đăng;

M_{ω} - mô men cản do lực cản không khí quy dẫn về trục các đăng;

I_1 - mô men quán tính của động cơ và phần chủ động của ly hợp;

I_2 - mô men quán tính đĩa bị động của ly hợp;

I_3 - mô men quán tính phần còn lại của

hệ thống truyền lực;

I_4 - mô men quán tính của các bánh xe chủ động;

I_5 - mô men quán tính của bánh đà tương đương thay cho khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô;

C_1 - khớp ma sát mô tả ly hợp;

C_2 - khớp ma sát mô tả khả năng bám đường của bánh xe chủ động (M_{ψ});

i_h - tỷ số truyền của hộp số;

e_{23}, r_{23} - độ đàn hồi, hệ số cản của các chi tiết của hộp số và trục các đăng;

$e_{34} r_{34}$ - độ đàn hồi, hệ số cản của các bán trục.

Sử dụng phương pháp tách vật, đặt các mô men của hệ thống truyền lực và xét cân bằng hệ. Ta xác định như sau:

Chuyển động của các khối lượng I_1 và I_2 được mô tả bằng các phương trình sau:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_c \quad (1)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = M_c - \frac{M_{23}}{i_h} \quad (2)$$

Trong đó: M_{23} - mô men của khâu liên kết các khối I_2 và I_3 .

Với trường hợp ly hợp của xe không trượt thì ($\varphi_1 = \varphi_2$), phương trình trên được mô tả như sau:

$$(I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_2 = M_e - \frac{M_{23}}{i_h} \quad (3)$$

Khối lượng quán tính I_3 nằm trên trục thứ cấp của hộp số, được xác định:

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{23} - M_{34} \quad (4)$$

Trong đó: M_{34} - mô men trên khâu liên kết các khối lượng I_3 và I_4 .

Nếu $M_{34} < M_{\varphi}$, bánh xe chủ động không trượt ($\varphi_5 = \varphi_3$), nên phương trình chuyển động có dạng:

$$(I_4 + I_5) \ddot{\varphi}_4 = M_{34} - M_{\psi} - M_{\omega} \quad (5)$$

+ Nếu $M_{34} \geq M_{\varphi}$, khi đó bánh xe chủ động trượt quay, phần mô men truyền qua khớp trượt truyền tới khối lượng I_5 được xem là bằng M_{φ} . Trường hợp này, phương trình chuyển động các khối lượng quán tính 4 và 5 được mô tả như sau:

$$I_4 \dot{\varphi}_4 = M_{34} - M_{\psi} - M_{\omega} \quad (6)$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 = M_{\varphi} - M_{\omega} \quad (7)$$

- Mô men bám quy về trục các đăng M_{φ} được xác định như sau:

$$M_{\varphi} = \frac{\varphi G_{\varphi} r_b}{i_0} \quad (8)$$

- Các mô men trên các khâu liên kết M_{23} và M_{34} gồm mô men đàn hồi M_{ije} và mô men cản M_{ijr} do nội ma sát của vật liệu:

$$M_{23} = M_{23e} + M_{23r} \quad (9)$$

$$M_{34} = M_{34e} + M_{34r} \quad (10)$$

$$M_{23e} = \frac{1}{e_{23}} \left(\frac{\varphi_2}{i_h} - \varphi_3 \right)$$

$$M_{34e} = \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) \quad (11)$$

$$M_{23r} = r_{23} \left(\frac{\dot{\varphi}_2}{i_h} - \dot{\varphi}_3 \right)$$

$$M_{34r} = r_{34} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) \quad (12)$$

- Mô men cản lăn M_{ψ} tác động lên khối lượng I_4 được xác định như sau:

$$M_{\psi} = \frac{\psi G_a r_b}{i_0} \quad (13)$$

- Mô men do lực cản không khí tác động lên khối lượng quán tính I_5 được xác định như sau:

$$M_{\omega} = \frac{k_w S_A \omega_5^2 r_b}{i_0} \quad (14)$$

Khi ô tô chuyển động ở chế độ bình thường, trong điều kiện ly hợp và bánh xe chủ động của ô tô không trượt. Các giá trị vận tốc góc và mô men được xác định như sau:

$$\omega_2 = \frac{1}{(I_1 + I_2)} \left(M_e - \frac{M_{23e} + M_{23r}}{i_h} \right) \quad (15)$$

$$\omega_3 = \frac{1}{I_3} [(M_{23e} + M_{23r}) - (M_{34e} + M_{34r})] \quad (16)$$

$$\omega_4 = \frac{M_{34} - M_{\psi} - M_{\omega}}{(I_4 + I_5)} \quad (17)$$

$$\dot{M}_{23e} = \frac{1}{e_{23}} \left(\frac{\omega_2}{i_h} - \omega_3 \right) \quad (18)$$

$$M_{23r} = r_{23} \left(\frac{\omega_2}{i_h} - \omega_3 \right) \quad (19)$$

$$\dot{M}_{34e} = \frac{1}{e_{34}}(\omega_3 - \omega_4) \quad (20)$$

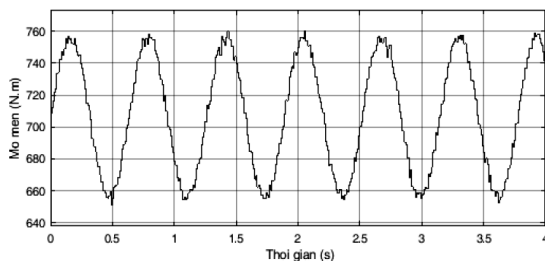
$$M_{34r} = r_{34}(\omega_3 - \omega_4) \quad (21)$$

3. Khảo sát mô men tác dụng lên trục các đăng

Ứng dụng phần mềm Matlab-Simulink, tác giả tiến hành giải các phương trình từ 15 đến 21. Khi mô tả hoạt động của hệ thống truyền lực, tác giả bỏ qua hệ số cản do nội ma sát cũng như xét trường hợp xe đang chuyển động đều để đơn giản hóa bài toán. Quá trình mô phỏng nhằm xác định giá trị mô men tác động lên trục các đăng khi xe hoạt động ứng với từng tay số khác nhau. Thông số đầu vào mô men động cơ tác giả lựa chọn là giá trị mô men lớn nhất của động cơ ($M_{emax} = 171,5 \text{ N.m}$).

3.1. Khi hộp số ở tay số 1 ($i_{h1} = 4,117$)

Ở tay số 1, mô men trên trục các đăng do mô men kích thích gây nên có giá trị lớn nhất. Giá trị mô men có giá trị như sau:

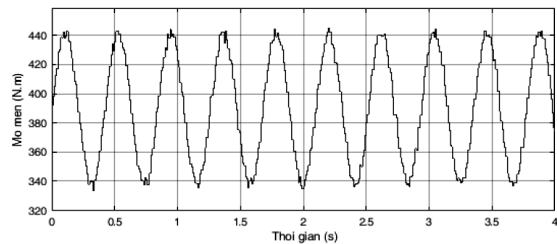


Hình 2: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 1

Kết quả hình 2 cho thấy, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình là 706 N.m với giá trị cực đại là 760 N.m, cực tiểu là 651 N.m.

3.2.2. Khi hộp số ở tay số 2 ($i_{h2} = 2,272$)

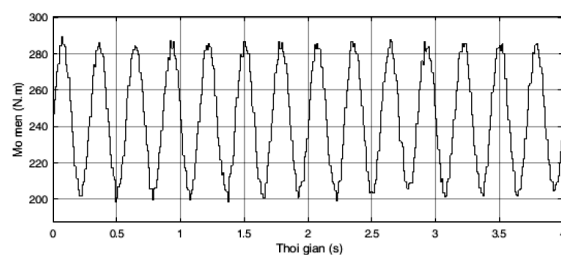
Ở tay số 2, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình là 389,6 N.m với giá trị cực đại là 444,9 N.m, cực tiểu là 333,6 N.m.



Hình 3: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 2

3.2.3. Khi hộp số ở tay số 3 ($i_{h3} = 1,425$)

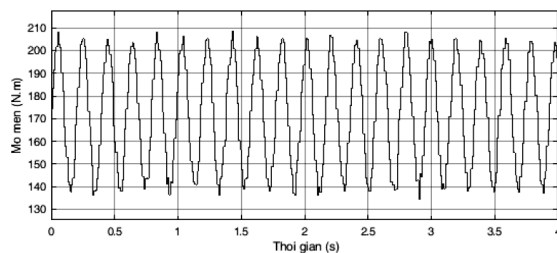
Ở tay số 3, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình là 244,3 N.m với giá trị cực đại là 289,3 N.m, cực tiểu là 198,7 N.m.



Hình 4: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 3

3.2.4. Khi hộp số ở tay số 4 ($i_{h4} = 1$)

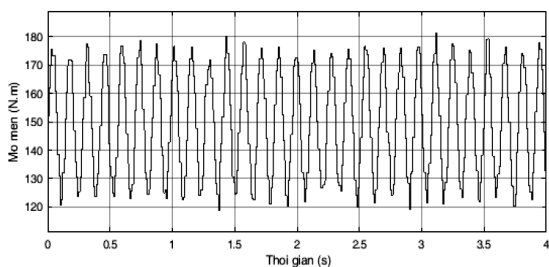
Ở tay số 4, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình là 171,5 N.m với giá trị cực đại là 208,5 N.m, cực tiểu là 134,5 N.m.



Hình 5: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 4

3.2.5. Khi hộp số ở tay số 5 ($i_{h5} = 0,871$)

Ở tay số 5, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình là 149,4 N.m với giá trị cực đại là 181,4 N.m, cực tiểu là 118,9 N.m.



Hình 6: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 5

Bảng 1: Mô men tác động lên trục các đăng ở các tay số khác nhau

Tay số	Số 1	Số 2	Số 3	Số 4	Số 5
i_h	4,117	2,272	1,425	1,0	0,871
M_{max}	760	444,9	289,3	208,5	181,4
M_{min}	651	333,6	198,7	134,5	118,9
M_m	706	389,6	244,3	171,5	149,4

4. Kết luận

Tải trọng từ động cơ có trị số lớn và thay đổi theo chu kỳ nên các tải trọng này tác động lên hệ thống truyền lực mang tính chất va đập, tạo nên biên độ lớn. Chính vì vậy mô men tác động lên trục các đăng theo chu kỳ, tải trọng thay đổi làm cho trục các đăng giảm tuổi thọ trong quá trình làm việc. Khi xe hoạt động ở các tay số càng cao thì giá trị mô men xoắn trung bình tác động lên trục các đăng giảm nhưng biên độ dao động lại tăng lên. Các giá trị của kết quả nghiên cứu này làm thông số trong việc đánh giá độ bền mỏi của trục các đăng khi xe hoạt động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Cao Hùng Phi, Vũ Đức Lập, Nguyễn Thái Vân, (2019), Kết cấu và tính toán ô tô, Nhà xuất bản khoa học tự nhiên và công nghệ.
- [2]. Trần Hữu Danh, (2018), Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số động lực học tới độ bền trục các đăng xe tải có tải trọng đến 3 tấn, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Viện nghiên cứu cơ khí.
- [3]. Hoàng Trường Minh, (2018), Nghiên cứu ảnh hưởng của dao động mô men động cơ đến độ bền lâu của trục các đăng ô tô tải, Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [4]. Nguyễn Thanh Quang, (2009), Đề tài NCKH cấp Bộ, “Nghiên cứu thiết kế và công nghệ chế tạo cụm trục các đăng truyền lực của xe tải dưới 3 tấn nâng cao năng lực nội địa hoá phụ tùng ô tô”.
- [5]. Farzad Vesali, Mohammad Ali Rezvani và Mohammad Kashfi, (2012), “Dynamics of universal joints, its failures and some propositions for practically improving its performance and life expectancy”, Iran Technology University, Tehran, 16845-13114, Iran.
- [6]. A Farshidianfar, M Ebrahimi, H Rahnejat, M T Munday và M Moavenian, (2012) “Optimization of the high-frequency torsional vibration of vehicle driveline systems using genetic algorithms”, Bradford University, England.