

Phân tích động lực học hệ thống truyền lực của xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ bằng MATLAB/SIMDRIVELINE

Nguyễn Ngọc Thanh¹, Võ Bá Khánh Trình¹, Nguyễn Văn Nguyên¹, Trần Hữu Nhân^{2,*}



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

TÓM TẮT

Hệ thống truyền lực xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ được thiết kế dựa trên kết quả phân tích mô hình tính toán mô phỏng Matlab/Simdriveline. Trong đó, các bộ phận của hệ thống truyền lực xe mô hình bao gồm: động cơ, ly hợp, hộp số, vi sai và bánh xe, tổng thành xe được mô hình hóa bằng Matlab/Simdriveline. Cơ sở toán học của các mô hình tương ứng cho các hệ thống hay cụm hệ thống được sử dụng để xây dựng mô hình tính toán mô phỏng cho toàn bộ hệ thống truyền lực của xe. Các thông số đầu vào cho bài toán mô phỏng bao gồm thông số về kích thước, khối lượng, các thông số kết cấu và kỹ thuật khác của từng hệ thống như tỉ số truyền, công suất, vận tốc chuyển động, hiệu suất, được xác định dựa trên xe mô hình thực tế và các tính toán kiểm nghiệm. Quá trình tính toán mô phỏng được thực hiện trên cơ sở khảo sát biến thiên của công suất phát ra từ động cơ, từ đó các thông số động học và động lực học đầu vào và đầu ra tương ứng của từng hệ thống trong hệ thống truyền lực bao gồm ly hợp, hộp số, vi sai, được trích xuất trong miền thời gian. Kết quả tính toán mô phỏng của các thông số động học và động lực học của từng hệ thống trong hệ thống truyền lực của xe được phân tích làm cơ sở cải tiến thiết kế nâng cao tính năng động lực học chuyển động của xe mô hình.

Từ khoá: Xe mô hình, hệ thống truyền lực, động cơ xăng cỡ nhỏ, Matlab/Simdriveline

GIỚI THIỆU

Hệ thống truyền lực bao gồm các chi tiết kết nối công suất giữa bánh xe và động cơ. Hệ thống này giữ nhiều chức năng trên xe như thay đổi tốc độ của xe, dự trữ công suất hay đảm bảo khả năng quay khác nhau giữa các bánh xe. Động lực học hệ thống truyền lực là một trong những yếu tố quan trọng có ảnh hưởng trực tiếp đến tính năng động lực học và tính kinh tế của xe. Việc lựa chọn đúng các thông số là cơ sở cho thiết kế tối ưu hóa hệ thống truyền lực, giúp tận dụng tối đa công suất của động cơ. Các phương pháp tính toán hệ thống truyền lực hiện nay bao gồm việc tính toán thủ công dựa trên các cơ sở lý thuyết hoặc sử dụng các phần mềm mô phỏng như SolidWorks, Inventor. Nhược điểm của các phương pháp này là mất thời gian và chưa dự đoán hết được các đặc tính của hệ thống, điển hình là thành phần lực quán tính do các khối lượng gây nên. Mặt khác để sử dụng được các công cụ mô phỏng này phải có thiết kế hoàn chỉnh của hệ thống truyền lực. Do đó, việc mô phỏng và chỉnh sửa các thông số của hệ thống truyền lực trong quá trình mô phỏng rất khó khăn và mất thời gian. Phần mềm Matlab/Simdriveline được xem là phương án tối ưu để giải quyết các vấn đề liên quan đến lĩnh vực tính toán mô phỏng hệ thống truyền lực.

Nội dung của báo cáo này lựa chọn hệ thống truyền lực trên các xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ

làm đối tượng nghiên cứu. Hệ thống truyền lực trên các xe mô hình cỡ nhỏ có tính tương tự với hệ thống truyền lực trên các xe thực tế nhưng chi phí chế tạo thấp. Do đó, việc lựa chọn đối tượng nghiên cứu này vừa có thể phát triển nội dung nghiên cứu để áp dụng cho các xe thực tế, vừa có thể dễ dàng kiểm tra kết quả mô phỏng bằng thực nghiệm.

MÔ HÌNH VẬT LÝ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC CỦA XE MÔ HÌNH SỬ DỤNG ĐỘNG CƠ XĂNG CỠ NHỎ

Thiết kế của mô hình xe sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ với hệ thống truyền lực hoàn chỉnh có dạng như Hình 1. Sơ đồ khối mô tả các chi tiết của hệ thống truyền lực được cho như Hình 2.

Các thông số cần thiết cho việc mô phỏng hệ thống truyền lực được tham khảo từ xe mô hình FG EVO 2020 sử dụng động cơ Zenoah G240RC. Thông số chi tiết được cho trong Bảng 1, 2 và 3.

PHƯƠNG PHÁP MÔ HÌNH HÓA VÀ THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC BẰNG MATLAB/SIMDRIVELINE

¹Khoa Cơ khí động lực, Trường Cao Đẳng Kỹ Thuật Cao Thắng, Việt Nam

²Khoa Kỹ thuật giao thông, Trường Đại học Bách khoa – Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Liên hệ

Trần Hữu Nhân, Khoa Kỹ thuật giao thông, Trường Đại học Bách khoa – Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

Lịch sử

- Ngày nhận: 30-8-2019
- Ngày chấp nhận: 17-3-2021
- Ngày đăng: 03-5-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v3iSI2.557



Bản quyền

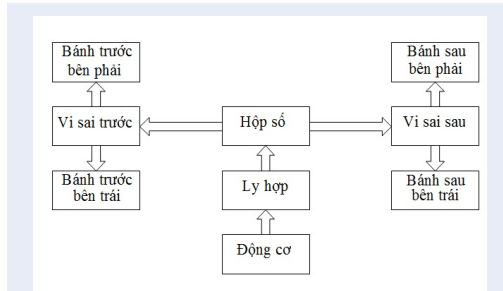
© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Trích dẫn bài báo này: Thanh N N, Trình V B K, Nguyên N V, Nhân T H. Phân tích động lực học hệ thống truyền lực của xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ bằng MATLAB/SIMDRIVELINE. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.*; 3(S12):SI176-SI185.



Hình 1: Thiết kế 3D của xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ với hệ thống truyền lực hoàn chỉnh



Hình 2: Sơ đồ khối hệ thống truyền lực của xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ.

Bảng 1: Thông số động cơ xăng cỡ nhỏ sử dụng trên xe mô hình

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Công suất cực đại	1,77	kW
Tốc độ ứng với công suất cực đại	12000	rpm
Tốc độ cực đại	19500	rpm
Tốc độ cấm chùng	4000	rpm

Bảng 2: Thông số hệ thống truyền lực của xe mô hình

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Tỉ số truyền của cặp bánh răng hộp số	2	
Tỉ số truyền của cặp bánh răng vi sai	4	
Bán kính bánh xe	50	mm

Bảng 3: Thông số kích thước và khối lượng xe mô hình

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài cơ sở	520	mm
Chiều rộng cơ sở	250	mm
Khối lượng	7,5	Kg
Chiều cao trọng tâm xe	50	mm

Động cơ

Mô hình mô phỏng động cơ được xây dựng dựa trên cơ sở là một hàm thể hiện mối liên hệ giữa mômen, vận tốc góc và độ mở bướm ga.

Công suất cực đại của động cơ ứng với một giá trị vận tốc góc Ω và độ mở bướm ga T được xác định bởi biểu thức¹:

$$P(\Omega, T) = T \cdot g(\Omega) \tag{1}$$

Công suất động cơ sẽ có giá trị xác định khi vận tốc góc của động cơ nằm trong khoảng, $\Omega_{min} \leq \Omega \leq \Omega_{max}$.

Công suất động cơ đạt giá trị cực đại P_{max} tại vận tốc góc Ω_0 ứng với độ mở bướm ga $T = 1$.

Do đó:

$$P_{max} = g(\Omega_0)$$

Đặt $w = \Omega/\Omega_0$ và $g(w) = P_{max} \cdot p(w)$. Khi đó $p(1) = 1$ và $dp(1)/dw = 0$.

Giá trị mômen cực đại trên trục ra của động cơ ứng với vận tốc góc Ω :

$$\tau = \frac{P}{\Omega} = \left(\frac{P_{max}}{\Omega_0} \right) \cdot \left[\frac{p(w)}{w} \right] \tag{2}$$

Hàm $p(w)$ có thể nhận được từ thông số kỹ thuật của động cơ. Mô hình mô phỏng động cơ trong báo cáo này sử dụng hàm đa thức bậc 3 có dạng²:

$$p(w) = p_1 \cdot w + p_2 \cdot w^2 - p_3 \cdot w^3 \tag{3}$$

Với:

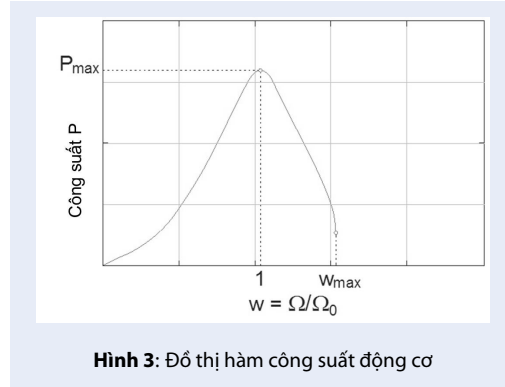
$$p_1 + p_2 - p_3 = 1, \quad p_1 + 2p_2 - 3p_3 = 0$$

Các hệ số p_1, p_2, p_3 ứng với động cơ xăng và động cơ diesel được chọn theo Bảng 4².

Đồ thị thể hiện công suất của động cơ theo vận tốc góc có dạng như Hình 3.

Bảng 4: Thông số điều kiện làm việc của xe mô hình

Hệ số công suất cần thiết	Động cơ xăng	Động cơ diesel
P1	1	0,6526
P2	1	1,6948
P3	1	1,3474



Ly hợp

Ly hợp được chọn mô phỏng trong nội dung báo cáo là chi tiết cơ khí truyền công suất nhờ sự ma sát giữa hai bề mặt. Về nguyên lý cấu tạo, ly hợp bao gồm hai đĩa ma sát liên kết cứng với hai trục truyền động tương ứng. Khi tiếp xúc, mômen ma sát xuất hiện giữa hai đĩa làm cho ly hợp có khả năng truyền dẫn công suất. Vận tốc trượt của ly hợp ω được định nghĩa là giá trị:

$$\omega = \omega_F - \omega_B \tag{4}$$

Với ω_B, ω_F lần lượt là vận tốc góc của trục dẫn động và trục bị động của ly hợp.

Ở trạng thái đóng hoàn toàn, hai đĩa ma sát của ly hợp quay với cùng vận tốc ($\omega_B = \omega_F$). Ở trạng thái chưa đóng hoàn toàn, hai đĩa ma sát của có sự trượt với nhau. Lúc này có sự tổn thất công suất do ma sát giữa hai bề mặt đĩa ly hợp.

Mômen giữa hai đĩa ma sát ở trạng thái ly hợp chưa đóng hoàn toàn τ_{fr} được xác định bởi phương trình³:

$$\tau_{fr} = N \cdot \mu \cdot r_{eff} \cdot sgn.(\omega) + \tau_{visc} \tag{5}$$

$$r_{eff} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2}; \tau_{visc} = \mu_{visc} \cdot \omega$$

Với N là lực tác dụng để đóng ly hợp, μ là hệ số ma sát, r_{eff} là bán kính hiệu dụng của ly hợp, r_o, r_i lần lượt là bán kính trong và bán kính ngoài của đĩa ly hợp, τ_{visc}, μ_{visc} lần lượt là mômen cản nhớt và hệ số cản nhớt.

Hộp số

Hộp số được chọn mô phỏng trong nội dung báo cáo này gồm một cặp bánh răng duy nhất luôn ăn khớp nhau, với tỷ số truyền giữa bánh bị động và bánh dẫn động là $g_{FB} = 2$.

Mô hình mô phỏng hộp số được xây dựng dựa trên cơ sở các phương trình mô tả quan hệ động học và động lực học giữa hai bánh răng ăn khớp.

Phương trình mô tả quan hệ động học giữa hai bánh răng ăn khớp⁴:

$$r_F \omega_F = r_B \omega_B \tag{6}$$

Với r_F, r_B là bán kính của bánh răng bị động và dẫn động, ω_F, ω_B là vận tốc góc của bánh răng bị động và dẫn động.

Phương trình mô tả quan hệ động lực học giữa hai bánh răng ăn khớp⁴:

$$g_{FB} \tau_B + \tau_F - \tau_{loss} = 0 \tag{7}$$

Tỷ số truyền giữa bánh răng dẫn động và bánh răng bị động:

$$g_{FB} = \frac{r_F}{r_B} = \frac{N_F}{N_B}$$

Với N_F, N_B là số răng của bánh bị động và bánh dẫn động.

Trường hợp lý tưởng $\tau_{loss} = 0$.

Vi sai

Bộ vi sai được sử dụng phổ biến trên ô tô hiện nay với khả năng cho phép các bánh quay với vận tốc khác nhau khi xe quay vòng. Mô hình mô phỏng bộ vi sai được xây dựng dựa trên các phương trình mô tả quan hệ động học và động lực học giữa ba trục khác nhau trong bộ vi sai, được thể hiện ở Hình 4.

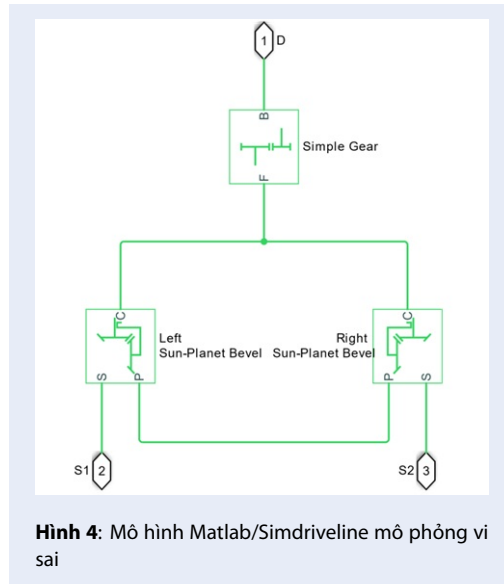
Phương trình mô tả quan hệ động học giữa ba trục của bộ vi sai⁵:

$$\omega_D = \pm \frac{1}{2} g_D (\omega_{S1} + \omega_{S2}) \tag{8}$$

Với ω_D là vận tốc góc của trục truyền lực chính, g_D là tỷ số truyền của cặp bánh răng truyền lực chính, ω_{S1}, ω_{S2} là vận tốc góc của bán trục bên trái và bên phải.

Dấu (+) hay dấu (-) ứng với vị trí của bánh răng bị động của bộ truyền lực chính (bánh răng vành chậu) nằm bên trái hay bên phải so với đường tâm bộ vi sai. Mối quan hệ giữa mômen trên bán trục bên trái τ_{S1} và bán trục bên phải τ_{S2} với mômen trên trục truyền lực chính τ_D được thể hiện qua phương trình bảo toàn năng lượng, tổng dòng công suất vào, ra và công suất thất thoát sẽ bằng 0⁵.

$$\omega_{S1} \tau_{S1} + \omega_{S2} \tau_{S2} + \omega_D \tau_D - P_{loss} = 0 \tag{9}$$



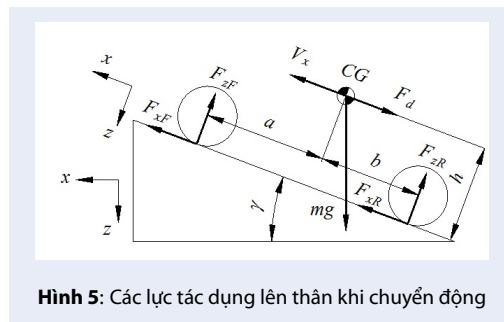
Hình 4: Mô hình Matlab/Simdriveline mô phỏng vi sai

Kết hợp phương trình động học và phương trình công suất, trường hợp lý tưởng ($P_{loss} = 0$):

$$g_D \tau_D = \frac{2(\omega_1 \tau_{S1} + \omega_2 \tau_{S2})}{(\omega_{S1} + \omega_{S2})} \quad (10)$$

Tổng thành xe

Tổng thành xe được mô phỏng trong nội dung báo cáo này có dạng hai trục, chuyển động tịnh tiến, được thể hiện ở Hình 5. Giả định rằng kích thước của xe phía trước và sau là đồng nhất. Các thông số cần thiết cho việc mô phỏng tổng thành xe bao gồm trọng lượng, biên dạng hình học và các lực cản.



Hình 5: Các lực tác dụng lên thân khi chuyển động

Mô hình mô phỏng được xây dựng trên cơ sở phương trình động lực học của xe khi chuyển động.

Các lực và mômen tác dụng là nguyên nhân gây ra chuyển động ở xe. Lực kéo tác dụng lên lốp làm xe di chuyển tiến hoặc lùi. Trọng lượng mg của xe đặt tại trọng tâm CG có tác dụng kéo xe di chuyển tiến hoặc lùi tùy thuộc vào góc dốc của mặt đường. Dù

xe di chuyển tiến hay lùi, lực khí động học luôn có xu hướng cản chuyển động của xe. Phương trình động lực của xe khi chuyển động có dạng⁶:

$$\begin{aligned} m\dot{V}_x &= F_x - F_d - mg \cdot \sin \beta \\ F_x &= n(F_{xf} + F_{xr}) \\ F_d &= \frac{1}{2} C_d \rho A (V_x + V_w)^2 \cdot \text{sgn}(V_x + V_w) \end{aligned} \quad (11)$$

Với m là khối lượng của xe, V_x là vận tốc của xe, V_w là vận tốc gió, n là số bánh xe trên mỗi trục, F_x là lực kéo tác dụng lên xe, F_{xf} , F_{xr} là lực kéo tác dụng lên mỗi bánh xe trước và sau, F_d là lực cản khí động học, A là tiết diện mặt cắt ngang phía trước của xe, C_d là hệ số cản khí động học, r là khối lượng riêng của không khí.

Ở trạng thái xe đứng yên, gia tốc chuyển động bằng 0. Lấy cân bằng mômen các lực qua trục trước và sau để xác định lực phân bố lên từng trục⁶:

$$\begin{aligned} F_{zf} &= \frac{-h(F_d + mg \sin \beta + m\dot{V}_x) + b \cdot mg \cos \beta}{n(a+b)} \\ F_{zr} &= \frac{+h(F_d + mg \sin \beta + m\dot{V}_x) + b \cdot mg \cos \beta}{n(a+b)} \end{aligned} \quad (12)$$

Với F_{zf} , F_{zr} là tải trọng thẳng đứng tác dụng lên mỗi bánh xe trước và sau.

Lốp xe

Lốp xe và mâm xe được mô phỏng là một khối đồng nhất tương tác với mặt đường, có xảy ra hiện tượng trượt. Khi có mômen tác dụng lên trục bánh xe, lốp xe tác dụng một lực đẩy lên mặt đường khi có sự ma sát giữa lốp xe và mặt đường, kết quả là bánh xe cũng nhận một lực đẩy từ mặt đường tác dụng trở lại. Lực này chính là nhân tố đẩy bánh xe di chuyển tịnh tiến. Mô hình mô phỏng lốp xe được xây dựng trên cơ sở các hàm mô tả động học và động lực học của lốp trong quá trình chuyển động.

Động học của lốp

Nếu lốp xe không trượt, quan hệ giữa vận tốc Ω lăn và vận tốc tịnh tiến V_x của bánh xe được cho bởi biểu thức⁷:

$$V_x = r_w \Omega \quad (13)$$

Với r_w là bán kính bánh xe.

Trên thực tế lốp xe sẽ bị trượt, vận tốc trượt của xe được cho bởi biểu thức:

$$V_{sx} = r_w \Omega - V_x \quad (14)$$

Độ trượt của bánh xe được định nghĩa:

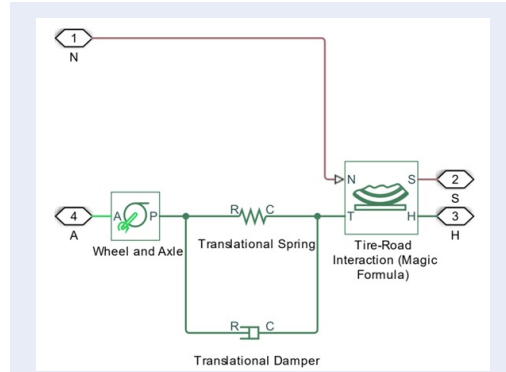
$$k = \frac{V_{sx}}{|V_x|} \quad (15)$$

Khi xe bị trượt hoàn toàn, $k = -1$, trường hợp lý tưởng, bánh xe lăn không trượt, $k = 0$. Ở vận tốc thấp, $|V_x| \ll |V_{th}|$, độ trượt của bánh xe được hiệu chỉnh như sau:

$$k = \frac{2V_{sx}}{\left(V_{th} + \frac{V_x^2}{V_{th}}\right)} \quad (16)$$

Sự hiệu chỉnh này giúp tránh được các giá trị bất thường hoặc bằng 0 khi vận tốc của bánh xe bằng 0. Ví dụ trong trường hợp trượt hoàn toàn, $V_x = 0$ trong khi $k = 2r_w\Omega/V_{th}$ là giá trị xác định.

Nếu mô phỏng lốp xe chính xác hơn, cần xét đến sự biến dạng của lốp. Bởi vì trong trường hợp này, lốp xe bị biến dạng, vận tốc góc của xe thay đổi từ giá trị Ω thành Ω' , độ trượt tương ứng của xe lúc này là k' . Sự biến dạng của lốp được mô phỏng như là sự chuyển vị của cặp lò xo và giảm chấn như Hình 6 với độ cứng của lò xo C_{Fx} và hệ số giảm chấn b_{Fx} .



Hình 6: Mô hình Matlab/Simdriveline mô phỏng lốp xe

Động lực học lốp xe

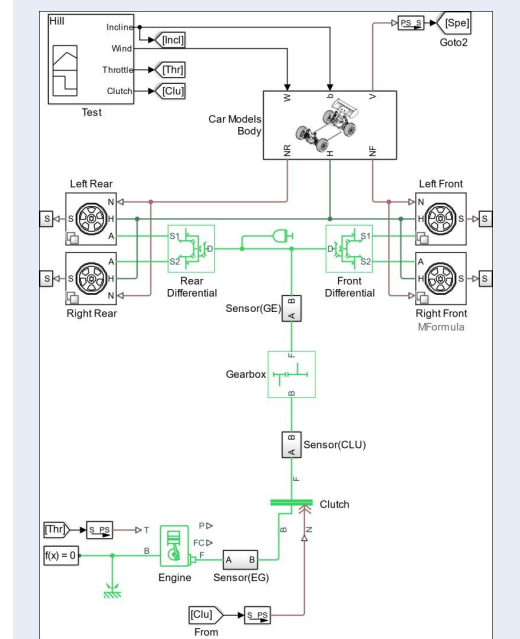
Mô hình đầy đủ của lốp xe được xây dựng với Matlab/Simdriveline được thể hiện như Hình 4. Mô hình này mô phỏng chính xác những trạng thái tức thời cũng như ổn định của bánh xe trong quá trình chuyển động từ lúc xe bắt đầu chạy, lúc di chuyển hay dừng lại.

Sự tương tác giữa bánh xe và mặt đường được mô phỏng bởi khối "Tire-Road Interaction (Magic Formula)", khối này mô phỏng lực dọc F_x tác dụng lên lốp là một hàm của tải trọng F_z và độ trượt k (Magic Formula)⁸.

$$F_x = f(k, F_z) = F_z \times D \times \sin(C \cdot \arctan\{Bk - E \cdot (Bk - \arctan(Bk))\}) \quad (17)$$

Hàm $F_x = f(k, F_z)$ được xác định bởi bốn đại lượng vô hướng (B, C, D, E) đặc trưng tính chất của mặt đường.

Các hệ số B, C, D, E được xác định dựa trên thực nghiệm. Bảng 5 trình bày các hệ số B, C, D, E ứng với một số mặt đường cơ bản⁸.



Hình 7: Mô hình Matlab/Simdriveline mô phỏng hệ thống truyền lực của xe

Các chi tiết của hệ thống truyền lực được mô phỏng bởi những khối chức năng tương ứng thể hiện đặc tính hoạt động của chúng, Hình 7. Các khối chức năng được xây dựng dựa trên cơ sở lý thuyết đã nêu ở mục 3. Các thông số điều kiện vận hành của xe cũng được mô phỏng bởi các khối chức năng liên kết với các khối chức năng mô phỏng tổng thành xe. Sự tương ứng của các khối chức năng trong mô hình Matlab/Simdriveline với các chi tiết của hệ thống truyền lực và các thông số điều kiện vận hành của xe như Bảng 6.

KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Điều kiện hoạt động giả định của xe được chọn để mô phỏng trong nội dung bài viết như sau: Xe chuyển động trong điều kiện không có gió. Trong khoảng thời gian 0 ÷ 5s xe chuyển động trên mặt đường nằm ngang. Tại thời điểm 5s, xe bắt đầu chuyển động lên dốc với góc nghiêng của mặt đường 15°. Ly hợp của xe bắt đầu hoạt động tại thời điểm 2s. Đồ thị mô tả góc nghiêng của mặt đường trong quá trình xe chuyển động và hoạt động của ly hợp như Hình 8 và 9.

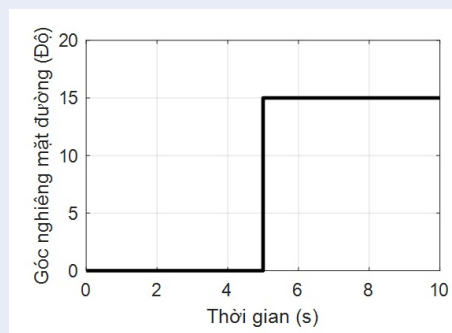
Đồ thị Hình 10 và 11 cho thấy hoạt động của bướm ga với các độ mở T = 0,2; T = 0,4 và T = 0,6 và giá trị vận tốc xe khi mô phỏng ứng với từng trường hợp.

Bảng 5: Hệ số B, C, D, E ứng với một số mặt đường cơ bản

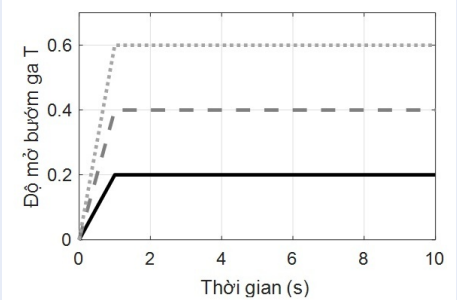
Mặt đường	B	C	D	E
Đường nhựa khô	10	1,9	1	0,97
Đường nhựa ướt	12	2,3	0,82	1
Tuyết	5	2	0,3	1
Băng	4	2	0,1	1

Bảng 6: Các khối chức năng trong mô hình MATLAB/SIMDRIVELINE

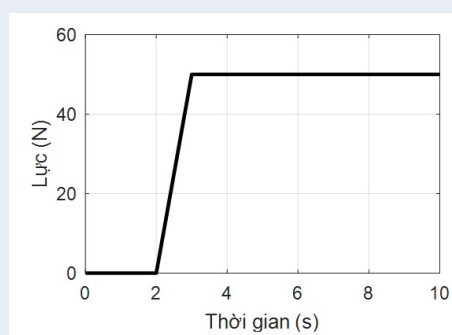
Engine	Động cơ
Clutch	Ly hợp
Gearbox	Hộp số
Front Differential, Rear Differential,	Bộ vi sai trước và sau
Left Rear, Right Rear, Left Front, Right Front	Các bánh xe trước và sau
Car Models Body	Thân xe
Test	Các thông số điều kiện vận hành của xe bao gồm; Độ dốc mặt đường, điều kiện gió, độ mở bướm ga, sự đóng mở của ly hợp.
Sensor	Các cảm biến lấy kết quả mô phỏng



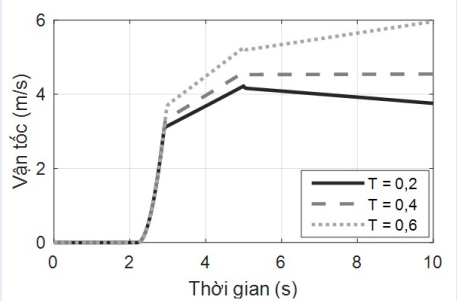
Hình 8: Góc nghiêng mặt đường



Hình 10: Hoạt động của bướm ga



Hình 9: Hoạt động của ly hợp

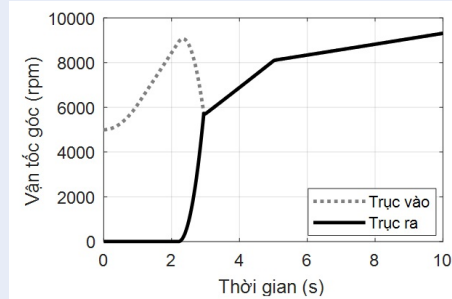


Hình 11: Vận tốc xe

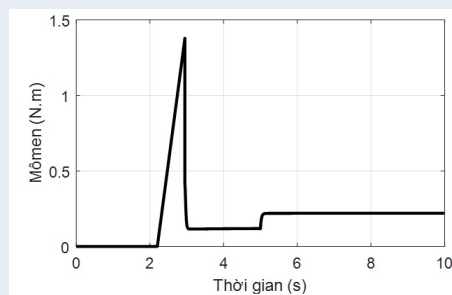
Tại thời điểm 2s ly hợp đóng, vận tốc xe bắt đầu tăng, mức độ tăng tỷ lệ với độ mở bướm ga. Tại thời điểm 5s khi xe bắt đầu lên dốc, có sự thay đổi khác nhau về vận tốc xe trong từng trường hợp:

- Với độ mở bướm ga $T = 0,2$, vận tốc xe bắt đầu giảm chứng tỏ xe không có khả năng leo dốc.
- Với độ mở bướm ga $T = 0,4$ vận tốc xe gần như không thay đổi, các thành phần lực tác dụng lên xe cân bằng nhau.
- Với độ mở bướm ga $T = 0,6$ vận tốc xe tiếp tục tăng nhưng với mức độ thấp hơn do thành phần lực cản dốc làm tăng lực cản chuyển động tác dụng lên xe.

Như vậy trong quá trình điều khiển, để xe có khả năng leo dốc cần giữ độ mở bướm ga ở mức $T \geq 0,4$. Hoặc trong quá trình thiết kế hệ thống tuyến lực có thể thay đổi tỷ số truyền các chi tiết trong hệ thống truyền lực để tăng lực chủ động tác dụng lên xe. Đồ thị Hình 12 và 13 trình bày các thông số động lực học trên trục vào và ra ly hợp ứng với độ mở bướm ga $T = 0,4$.



Hình 12: Vận tốc góc trục vào và ra ly hợp



Hình 13: Mômen trục vào và ra ly hợp

Trong khoảng thời gian $0 \div 2s$ vận tốc trục vào của ly hợp tăng do tác dụng của mômen từ động cơ, vận tốc của trục ra bằng 0.

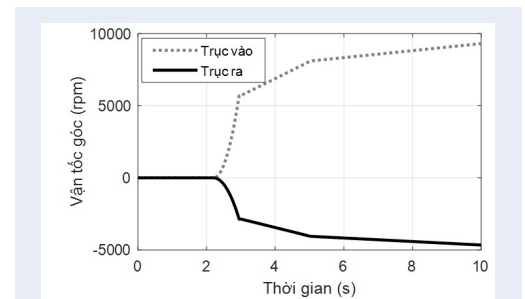
Tại thời điểm 2s ly hợp bắt đầu hoạt động, tuy nhiên phải mất một khoảng thời gian nhỏ khoảng 0,2s để ly hợp có tác dụng.

Tại thời điểm 2,2s ly hợp bắt đầu tác dụng, vận tốc góc của trục vào ly hợp giảm đột ngột do tác dụng của mômen cản từ phía trục ra, trong khi đó vận tốc góc của trục ra bắt đầu tăng.

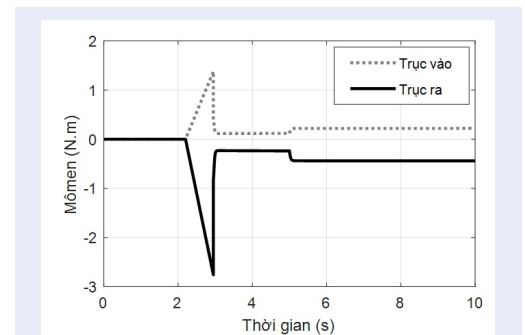
Tại thời điểm 2,5s ly hợp khóa hoàn toàn, hai trục vào và ra quay với vận tốc bằng nhau, vận tốc của cả hai trục tiếp tục tăng nhưng với mức độ thấp hơn do sự chia sẻ mômen dẫn động từ động cơ.

Tại thời điểm 5s, xe bắt đầu lên dốc, thành phần lực cản dốc làm tăng lực cản tác dụng lên xe, gây ra mômen cản truyền qua các chi tiết khác của hệ thống truyền lực để tác dụng lên trục ra của ly hợp. Do đó vận tốc góc của trục vào và ra của ly hợp vẫn tiếp tục tăng như ở mức độ thấp hơn.

Đồ thị Hình 14 và 15 trình bày các thông số động lực học trên trục vào và ra hộp số ứng với độ mở bướm ga $T = 0,4$.



Hình 14: Vận tốc góc trục vào và ra hộp số



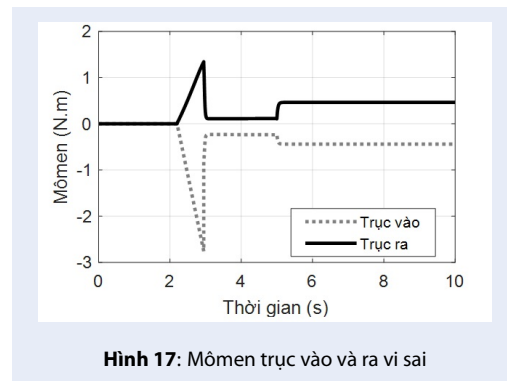
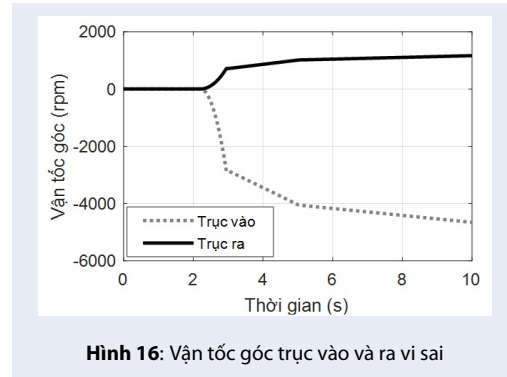
Hình 15: Mômen trục vào và ra hộp số

Tại thời điểm 2s, ly hợp đóng, vận tốc góc trục vào và trục ra hộp số bắt đầu tăng. Vận tốc góc trục vào và ra hộp số ngược chiều nhau, độ lớn vận tốc góc trục vào gấp hai lần trục ra. Tại thời điểm 5s, xe bắt đầu

lên dốc, vận tốc góc của trục vào và ra tiếp tục tăng nhưng với mức độ thấp hơn.

Tại thời điểm ly hợp đóng, mômen tác dụng lên trục vào và trục ra hộp số tăng vọt đến giá trị cực đại do sự xuất hiện của thành phần mômen cản gây ra bởi quán tính của các khối lượng đứng yên. Trong quá trình tính toán thiết kế cần lưu ý đến các giá trị mômen này để đảm bảo độ bền của hệ thống truyền lực.

Đồ thị Hình 16 và 17 trình bày các thông số động lực học trên trục vào và ra vi sai ứng với độ mở bướm ga $T = 0,4$.



Các giá trị vận tốc góc và mômen tác dụng trên trục vào và ra của vi sai biến đổi tương tự như trên hộp số. Trong quá trình tính toán thiết kế, khi kiểm nghiệm bền cần lưu ý đến giá trị mômen cực đại tác dụng lên trục vào và ra của bộ vi sai tại thời điểm đóng ly hợp.

KẾT LUẬN

Mô hình phân tích động lực học hệ thống truyền lực của xe mô hình sử dụng động cơ xăng cỡ nhỏ được xây dựng bằng phần mềm Matlab/Simdriveline đã mô tả được đủ các thông số ảnh hưởng đến hệ thống bao gồm lực chủ động, lực cản, ma sát trong các bộ phận tuyền động.

Mô hình phân tích động lực học của hệ thống truyền lực được xây dựng bằng phần mềm Matlab/Simdriveline giúp đánh giá được tính năng động lực học của xe khi hoạt động trong các điều kiện khác nhau, từ đó làm cơ sở nâng cao chất lượng động lực học của xe.

Tính hiệu quả và mạnh mẽ của việc sử dụng phương pháp mô phỏng bằng phần mềm Matlab/Simdriveline tạo sự thuận tiện trong việc tính toán động lực học của xe mô hình. Bằng việc sử dụng các phương trình thể hiện mối quan hệ động học và động lực học giữa các phần tử trong hệ thống truyền lực, mô hình mô phỏng cho kết quả tính toán nhanh chóng hơn so với các phương pháp cũ dùng cách giải tích hay mô phỏng bằng các phần mềm khác.

XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Nhóm tác giả cam đoan không có xung đột lợi ích trong công bố bài báo này.

ĐÓNG GÓP CỦA CÁC TÁC GIẢ

Bài báo này là sản phẩm chung của nhóm tác giả, các giải thích, kết quả thu được, và kết luận trong bài báo thể hiện quan điểm chung của nhóm tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu.

Các công việc cụ thể của từng tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu:

- Nguyễn Ngọc Thanh: xác định các thông số cần thiết trong quá trình tính toán từ mô hình thực tế của xe thiết kế, phân tích kết quả tính toán mô phỏng.
- Võ Bá Khánh Trinh: xây dựng mô hình vật lý 3D của xe thiết kế, phân tích sơ đồ bố trí chung tổng thể của hệ thống truyền lực làm cơ sở mô hình hóa.
- Nguyễn Văn Nguyên: thực hiện xây dựng các mô hình và tính toán mô phỏng bằng Matlab/SimDriveline.
- Trần Hữu Nhân: góp ý, hiệu chỉnh nội dung và hoàn thiện bài báo.

ĐÓNG GÓP CỦA BÀI BÁO

Dựa trên cơ sở xe thực tế được thiết kế và chế tạo, các thông số cần thiết được xác định để thực hiện tính toán mô phỏng hệ thống truyền lực của xe. Các mô hình tính toán mô phỏng được xây dựng dựa trên cơ sở lý thuyết về động lực học các hệ thống ô tô và Matlab/Simdriveline. Kết quả thu được có thể được sử dụng để cải tiến thiết kế hệ thống truyền lực giúp cao tính năng và hiệu suất làm việc của hệ thống.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Rakha HA, et al. Simple Vehicle Powertrain Model for Modeling Intelligent Vehicle Applications. *IEEE Transactions On Intelligent Transportation Systems*. 2012;13(2). Available from: <https://doi.org/10.1109/TITS.2012.2188517>.
2. Genta G. *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*. Singapore: World Scientific. 2003;.
3. Karnopp D. Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. *ASME Journal of Dynamical Systems, Measurement, and Control*. 1985;107:100–103. Available from: <https://doi.org/10.1115/1.3140698>.
4. Vinogradov O. *Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms*. CRC Press. 2000;p. 138–140. Available from: <https://doi.org/10.1201/9781420042337>.
5. Xu L, et al. Dynamics Analysis of planetary Gear Train with Two Degrees of Freedom. 2nd International Conference on Machinery, Materials Engineering, Chemical Engineering and Biotechnology (MMECEB). 2015;.
6. Short M, Pont M, Huang Q. *Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics*. 2004;.
7. Schramm, et al. *Vehicle Dynamics Modeling and Simulation*. 2014; Available from: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-36045-2>.
8. Pacejka HB, Bakker E, 1992. The Magic Formula Tyre Model. *Vehicle System Dynamics*;21:1–18. Available from: <https://doi.org/10.1080/00423119208969994>.

Dynamic analysis of small gasoline car model powertrain using MATLAB / SIMDRIVELINE

Nguyen Ngoc Thanh¹, Vo Ba Khanh Trinh¹, Nguyen Van Nguyen¹, Tran Huu Nhan^{2,*}



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

ABSTRACT

The powertrain model of a vehicle using a small gasoline engine is designed based on the analysis results of the Matlab/Simdriveline simulation model. In which, the vehicle's powertrain model parts include: engine, clutch, gearbox, differential and wheels, and overall vehicle modeled by Matlab/Simdriveline. Mathematical basis of the corresponding models for systems or components are used to build simulated models for the entire vehicle's powertrain system. The input parameters for the simulation problem include parameters of the size, mass, structural and technical parameters of each system such as transmission ratio, power, velocity, efficiency, determined based on actual vehicle model and empirical calculations. The simulation calculation process is done on the basis of the variation of the engine power, from which, the corresponding input and output kinetic and dynamic parameters of each system in the powertrain system consists of clutch, gearbox, differential, are obtained in the time domain. The results of simulation calculation of the kinematics and dynamics of each system in the vehicle's powertrain are analyzed as a basis for design improvement to improve the dynamic performance of the vehicle model.

Key words: vehicel model, powertrain, small gasoline engine, Matlab/Simdriveline

¹Faculty of Automotive Engineering, Cao Thang Technical College, Vietnam

²Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology, Vietnam

Correspondence

Tran Huu Nhan, Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology, Vietnam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

History

- Received: 30-8-2019
- Accepted: 17-3-2021
- Published: 03-5-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v3iSI2.557



Copyright

© VNU-HCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Cite this article : Thanh N N, Trinh V B K, Nguyen N V, Nhan T H. **Dynamic analysis of small gasoline car model powertrain using MATLAB / SIMDRIVELINE.** *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology*; 3(SI2):SI176-SI185.