

NGHIÊN CỨU ĐIỀU KHIỂN GÀI SỐ CHO HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC AMT

GEARSHIFT CONTROL DESIGN FOR AUTOMATED MANUAL TRANSMISSION (AMT)

Trần Văn Như*, Tạ Thị Thanh Huyền

TÓM TẮT

Hệ thống truyền lực AMT (Automated Manual Transmission) là loại hệ thống truyền lực có cấp loại bánh răng và được tự động hóa điều khiển quá trình chuyển số bằng bộ phận chấp hành điện hoặc thủy lực. Hệ thống truyền lực AMT kết hợp được ưu điểm của hệ thống truyền lực cơ khí và hệ thống truyền lực tự động như: chuyển số êm dịu, tiết kiệm nhiên liệu và có tính năng động lực học tốt. Một trong các vấn đề đặt ra đối với hệ thống truyền lực AMT là nghiên cứu bộ phận chấp hành điều khiển gài số. Trong bài báo này, các tác giả xây dựng mô hình bộ phận chấp hành gài số, mô phỏng điều khiển gài số và khảo sát ảnh hưởng của lực gài đến thời gian gài số.

Từ khóa: Hệ thống truyền lực AMT, bộ đồng tốc, mô hình hóa, mô phỏng.

ABSTRACT

Automated manual transmission (AMT) is a type of sequential manual transmission. It uses a traditional manual gearbox with an electronic control unit that supervise the use of the clutch and gear shifting. The AMT combines the advantages of a automatic transmission and a manual one, such that: comfort driving, fuel economic driving and dynamics driving. One of the problems of a AMT is the automated gear shifting. In this paper, the authors develop a gearshift mechanism model, simulate the process of gear shifting and research influence of the fork force on the gear shifting time.

Keywords: Automated manual transmission, synchronizer mechanism, modelling, simulation.

Trường Đại học Giao thông Vận tải

*Email: vannhu.tran@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/2/2019

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 03/4/2019

Ngày chấp nhận đăng: 25/4/2019

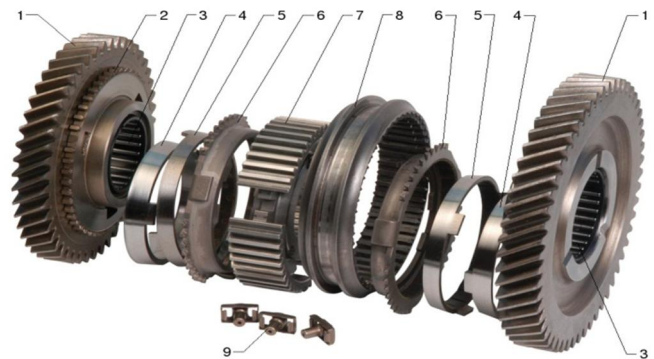
1. TỔNG QUAN

Hệ thống truyền lực tự động AMT (Automated Manual Transmission) là một loại hệ thống truyền lực cơ khí có cấp. Nó được phát triển trên hộp số cơ khí truyền thống và tích hợp thêm bộ phận điều khiển quá trình gài số và đồng mở ly hợp trong quá trình truyền số. Chính vì tích hợp thêm bộ phận điều khiển điện tử quá trình chuyển số, hệ thống truyền lực AMT sử dụng được ưu điểm của hệ thống truyền lực có cấp truyền thống và hệ thống truyền lực tự động như: chuyển số êm dịu, tiết kiệm nhiên liệu và có tính năng động lực học tốt. Các chủ đề nghiên cứu được quan tâm nhiều

trên hệ thống truyền lực AMT là: nghiên cứu điều khiển đóng ly hợp để giảm thời gian chuyển số đồng thời tăng độ êm dịu khi chuyển số; nghiên cứu chiến lược chuyển số để giảm tiêu hao nhiên liệu và tăng tính năng động lực học; nghiên cứu điều khiển gài số. Trong bài báo này, các tác giả xây dựng mô hình bộ phận chấp hành gài số, mô phỏng điều khiển gài số và khảo sát ảnh hưởng của lực gài đến thời gian gài số.

2. MÔ HÌNH BỘ ĐỒNG TỐC

Kết cấu của bộ đồng tốc thể hiện trên hình 1, gồm các phần chính: 1) bánh răng gài; 2) vành răng bánh răng; 3) moay ơ trục hộp số; 4,5) vòng bạc; 6) vòng đồng tốc; 7) moay ơ đồng tốc; 8) ống gài; 9) bộ phận khóa hãm.



Hình 1. Bộ đồng tốc

1. Bánh răng gài; 2. Vành răng bánh răng; 3. Moay ơ trục hộp số; 4,5. Vòng bạc; 6. Vòng đồng tốc; 7. Moay ơ đồng tốc; 8. Ống gài; 9. Bộ phận khóa hãm

Quá trình gài số có thể chia thành 8 pha:

- Pha 1: Ống gài di chuyển dọc trục từ vị trí trung gian về phía bánh răng gài làm cho mặt chốt 9 tiếp xúc với mặt vành đồng tốc.

- Pha 2: Lực ở chốt tăng lên tạo ra mô men ma sát làm ra quay vòng đồng tốc trong giới hạn của hốc trên ống gài 8. Mặt vát tiếp xúc của vành đồng tốc tiếp xúc với vành bánh răng tạo ra mô men ma sát lớn làm bánh răng bắt đầu đồng tốc với vành đồng tốc của ống gài.

- Pha 3: Pha đồng tốc, pha này kết thúc khi bánh răng, vành đồng tốc và ống gài có cùng vận tốc góc.

- Pha 4: Vành đồng tốc xoay: vành đồng tốc bị nóng do ma sát, khi giảm nhiệt sẽ trở nên bị kẹt trên phần hình nón

ở vành bánh răng do giảm đường kính. Dịch chuyển của ống gài làm quay vành đồng tốc và vành răng bánh răng.

- Pha 5: Ống gài tiếp tục dịch chuyển dọc trục cho đến khi răng vát của ống gài tiếp xúc với răng vát của vành răng bánh răng.

- Pha 6: Lực gài tiếp tục tăng để đảm bảo duy trì dịch chuyển dọc trục của ống gài. Quá trình này dừng lại khi thành phần lực tiếp tuyến trên cạnh vát đủ lớn để quay vòng đồng tốc bị kẹt trong phần hình nón của vành bánh răng.

- Pha 7: Lực dọc trục cần thiết để quay bánh răng phụ thuộc vào vị trí tương đối của răng trên ống gài và răng trên vành răng bánh răng.

- Pha 8: Vành răng trên ống gài đã gài hết chiều dài răng trên vành răng bánh răng định vị bộ đồng tốc ở vị trí gài số. Kết thúc quá trình gài số.

2.1. Các giả thiết xây dựng mô hình

Để đơn giản hóa việc xây dựng mô hình, ta đưa ra các giả thiết sau:

- Giữa các bề mặt côn và răng, vành răng bánh răng và vành đồng tốc có dầu bôi trơn và tương tác với nhau trong tất cả các pha của quá trình. Tuy nhiên, lực sinh ra phụ thuộc vào mỗi pha khác nhau.

- Vòng đồng tốc 2 (bên phải) quay giới hạn trong rãnh khóa trên ống gài. Do đó có thể xem xét nó quay theo rãnh khóa gài.

- Cụm khóa gài (lò xo, bi và ống dẫn hướng) được xem như là một khối lượng, như vậy phương trình xây dựng có thể sử dụng cho các loại khóa gài khác nhau.

- Bỏ qua các lực ma sát do sự tiếp xúc giữa răng của moay ơ và ống gài. Nhưng lực ma sát do sự chuyển động tương đối giữa mặt bộ phận khóa hãm và vấu của vòng đồng tốc được kể đến vì nó phụ thuộc vào lực dọc trục tác dụng lên ống gài.

- Nhiệt độ và độ nhớt của dầu được xem là không đổi trong toàn bộ quá trình.

- Vòng đồng tốc là một thân cứng, nó biến dạng do quá trình dẫn nở nhiệt. Ta giả thiết coi như không thay đổi.

- Bỏ qua ảnh hưởng của sai số giữa góc nghiêng vòng đồng tốc và góc nghiêng của vành răng bánh răng.

2.2. Mô hình toán

Mô hình có 8 bậc tự do bao gồm: vận tốc góc của bánh răng ω_g , của vành đồng tốc ω_{sr} và của ống gài ω_{sl} và vận tốc góc của khóa gài ω_{sd} ; dịch chuyển dọc trục của ống gài x_{sl} , của vành đồng tốc x_{sr} và của khóa gài x_{sd} ; dịch chuyển theo phương hướng kính của khóa gài y_{sd} . Sự tương tác giữa các phần tử của bộ đồng tốc được mô hình hóa tương ứng với 8 pha như sau:

Pha 1: Pha này kết thúc khi bộ phận khóa hãm dịch chuyển hết khoảng cách cần thiết để tiếp xúc với vòng đồng tốc. Các biến trạng thái của hệ: $\omega_g, \omega_{sr} = \omega_{sl} = \omega_{sd}, x_{sl}, x_{sd}, \dot{x}_{sr} = 0$ và y_{sd} . Các phương trình chuyển động như sau:

$$\dot{\omega}_g = T_1 / J_1 \tag{1}$$

$$\ddot{x}_{sl} = (F_f - N_{sl}(\sin\phi + \mu_{sl}\cos\phi)) / m_{sl} \tag{2}$$

$$\dot{\omega}_{sl} = T_3 / (J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5) \tag{3}$$

$$\ddot{x}_{sd} = N_{sl}(\sin\phi + \mu_{sl}\cos\phi) / (n_p m_{sd}) \tag{4}$$

$$\ddot{y}_{sd} = F_s(\mu_{sl}\sin\phi - \cos\phi) / m_{sd} \tag{5}$$

Trong đó: F_f - lực dọc trục tác dụng lên ống gài; N_{sl} - lực pháp tuyến tác dụng lên mặt nghiêng rãnh khóa; T_1 - mô men ma sát trên mặt công vành răng bánh răng; J_1 - mô men quán tính khối của bánh răng; m_{sl} - khối lượng của ống gài; ϕ - góc nghiêng của mặt nghiêng rãnh khóa; μ_{sl} - hệ số ma sát; T_3 - mô men ma sát trên ống gài; $J_{sr}, J_{sl}, J_{sd}, J_5$ tương ứng là mô men quán tính khối của vành đồng tốc, của ống gài, của khóa và của trục; n_p - số lượng khóa gài; m_{sd} - khối lượng khóa gài; F_s - lực lò xo của khóa gài. Trong bài báo này giả thiết lực lò xo là hằng số.

Trong giai đoạn đầu của pha này, khi lò xo khóa chưa bị nén, khi đó $x_{sl} = x_{sd}$ do đó:

$$\ddot{x}_{sl} = F_f / (m_{sl} + n_p m_{sd}) \tag{6}$$

Pha 2: Trong pha này, các biến trạng thái của hệ: $\omega_g, x_{sr} = x_{sd} = x_{sl}, \omega_{sr}, \omega_{sd} = \omega_{sl}$ và y_{sd} . Các phương trình chuyển động như sau:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_g &= T_c + T_1 \\ &= \left((1 + (1-n)a/b_1) 4\pi\mu_{sr} R_c^3 \omega_{sr} (1 - \omega_g/\omega_{sr}) b/h + T_1 \right) / J_1 \end{aligned} \tag{7}$$

$$\ddot{x}_{sr} = (F_f - N_{c,ax}(1 + \mu_c \cos\alpha_c / \sin\alpha_c)) / (m_{sr} + m_{sl} + n_p m_{sd}) \tag{8}$$

$$\dot{\omega}_{sr} = (|T_c| + N_h R_h - N_{sd} \mu_{sd} R_{sd} + T_2) / J_{sr} \tag{9}$$

$$\ddot{x}_{sl} = (F_f - N_{sl}(\sin\phi + \mu_{sl}\cos\phi)) / m_{sl} \tag{10}$$

$$\ddot{y}_{sd} = (F_{spring} + N_{sl}(\mu_{sl}\sin\phi - \cos\phi) / n_p) / m_{sd} \tag{11}$$

Trong đó: h_1 - khoảng cách ban đầu giữa các bề mặt nón; h_{min} - khoảng cách tối thiểu giữa các bề mặt côn khi có tính đến độ nhám bề mặt; K_{CC}, K_{NC} - các hệ số hình dạng của vòng đồng tốc; R_h - bán kính tiếp xúc giữa moay ơ và vòng đồng tốc; R_{sd} - bán kính tiếp xúc giữa vòng đồng tốc và bộ phận khóa; n - số lượng bộ phận khóa. Khi lò xo bị nén, có sự chuyển động tương đối giữa bộ phận khóa và ống gài. Do đó phương trình chuyển động vòng đồng tốc và khóa gài là:

$$\ddot{x}_{sr} = \left(\begin{matrix} N_{sl}(\sin\phi + \mu_{sl}\cos\phi) \\ -N_{c,ax}(1 + \mu_c \cos\alpha_c / \sin\alpha_c) \end{matrix} \right) / (m_{sr} + n_p m_{sd}) \tag{12}$$

$$\dot{\omega}_{sl} = (N_{sd} \mu_{sd} R_{sd} - N_h R_h + T_3) / (J_{sl} + J_{sd} + J_5) \tag{13}$$

Nếu giữa vòng đồng tốc và khe khóa gài không có quay tương đối, các phương trình $\dot{\omega}_{sl}$ và $\dot{\omega}_{sr}$ được thay thế bằng phương trình sau:

$$\dot{\omega}_{sr} = (|T_c| + T_2) / (J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5) \tag{14}$$

Pha 3: Trong pha này, răng vít của vòng đồng tốc và ống gài tiếp xúc và không thay đổi vị trí cho đến khi đạt được sự đồng tốc. Do đó không có sự dịch chuyển dọc trục của ống gài; vành đồng tốc và khóa gài. Các biến trạng thái của pha này: $\omega_g, \omega_{sr}, \omega_{sl}, \dot{x}_{sr} = \dot{x}_{sd} = \dot{x}_{sl} = \dot{y}_{sl} = 0$. Các phương trình chuyển động như sau:

$$\dot{\omega}_g = \left(-\mu_c F_f R_c / \sin \alpha_c \left(1 + b^2 \sin^2 \alpha_c / (3R_c^2) \right) + T_1 \right) / J_1 \quad (15)$$

$$J_s \dot{\omega}_{sr} = \left(\mu_c F_f R_c \left(1 + b^2 \sin^2 \alpha_c / (3R_c^2) \right) \right) / \sin \alpha_c - N_h R_h - \left(R_s (1 - \mu_s \tan \beta) (F_f - N_{sl} (\sin \phi + \mu_s \cos \phi)) \right) / (\tan \beta + \mu_s) + T_2 \quad (16)$$

$$\dot{\omega}_{sl} = \frac{\left(\frac{R_{sl} (1 - \mu_s \tan \beta) (F_f - N_{sl} (\sin + \mu_s \cos))}{(\tan \beta + \mu_s)} + N_h R_h + T_3 \right)}{(J_{sl} + J_{sd} + J_5)} \quad (17)$$

$$\dot{\omega}_{sr} = \frac{\left(\frac{\mu_c F_f R_c \left(1 + b^2 \sin^2 \alpha_c / (3R_c^2) \right)}{\sin \alpha_c} + T_2 \right)}{(J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5)} \quad (18)$$

Pha 4: Các chuyển động của pha này là:

$$\omega_g = \omega_{sr}, x_{sl}, \dot{x}_{sd} = 0, \omega_{sl} = \omega_{sd}, y_{sd}. \\ (J_1 + J_{sr}) \dot{\omega}_g = F_f R_{sl} (1 - \mu_s \tan \beta) / (\tan \beta + \mu_s) - N_{sl} R_{sl} (\sin + \mu_s \cos) (1 - \mu_s \tan \beta) / (\tan \beta + \mu_s) - R_{sd} N_{sd} \mu_{sd} + T_1 \quad (19)$$

$$\ddot{x}_{sl} = \frac{\left(F_f - N_{sl} (\sin + \mu_s \cos) \right)}{\left(-N_{sr} (\sin \beta + \mu_s \cos \beta) \right)} / m_{sl} \quad (20)$$

$$\dot{\omega}_{sl} = \frac{\left(N_{sr} R_{sl} (\cos \beta - \mu_s \sin \beta) \right)}{\left(-R_{sd} N_{sd} \mu_{sd} + T_3 \right)} / (J_{sl} + J_{sd} + J_5) \quad (21)$$

$$\ddot{y}_{sd} = \left(F_{spring} - N_{sl} (\cos - \mu_{sl} \sin) / n_p \right) / m_{sd} \quad (22)$$

Pha 5: Các dịch chuyển là: $\omega_g = \omega_{sr} = \omega_{sl} = \omega_{sd}, x_{sl}, \dot{x}_{sd} = 0, \dot{y}_{sl} = 0$. Phương trình mô tả chuyển động:

$$\ddot{x}_{sl} = (F_f - N_{sl} \mu_{sl} - N_{sr} \mu_s) / m_{sl} \quad (23)$$

$$\dot{\omega}_{sl} = T_3 / (J_1 + J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5) \quad (24)$$

Pha 6: Các bậc tự do được xét đến trong pha này là: $\omega_g, \omega_{sr} = \omega_{sl} = \omega_{sd}, x_{sl}, \dot{x}_{sd} = 0, \dot{y}_{sl} = 0$.

$$\dot{\omega}_g = \left(N_g R_{sl} (\cos \beta - \mu_g \sin \beta) - N_c R_c \mu_c + T_1 \right) / J_1 \quad (25)$$

$$\dot{\omega}_{sl} = \frac{\left(N_g R_{sl} (\mu_g \sin \beta - \cos \beta) \right)}{\left(+N_c R_c \mu_c + T_3 \right)} / (J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5) \quad (26)$$

$$\ddot{x}_{sl} = \frac{\left(F_f - N_g (\sin \beta + \mu_g \cos \beta) \right)}{\left(-N_{sr} (\mu_s \cos \gamma - \sin \gamma) - N_{sl} \mu_{sl} \right)} / m_{sl} \quad (27)$$

Trong đó: N_s - lực tiếp xúc pháp tuyến giữa các vít răng của vành răng bánh răng và ống gài; γ - góc vít thứ hai của răng ống gài; μ_s - hệ số ma sát của góc vít thứ 2 của răng ống gài.

Pha 7: Các bậc tự do trong pha này: $\omega_g, \omega_{sr} = \omega_{sl} = \omega_{sd}, x_{sl}, \dot{x}_{sr} = 0, \dot{x}_{sd} = 0, \dot{y}_{sd} = 0$.

$$J_1 \dot{\omega}_g = R_{sl} F_f (1 - \mu_g \tan \beta) / (\tan \beta + \mu_g) - R_{sl} (N_{sr} \mu_s + N_{sl} \mu_{sl}) (1 - \mu_g \tan \beta) / (\tan \beta + \mu_g) - N_c R_c \mu_c + T_1 \quad (28)$$

$$m_{sl} \ddot{x}_{sl} = F_f - N_{sl} \mu_{sl} - N_{sr} \mu_s - N_g (\sin \beta + \mu_g \cos \beta) \quad (29)$$

$$\dot{\omega}_{sl} = \frac{\left(N_g R_{sl} (\mu_g \sin \beta - \cos \beta) \right)}{\left(+N_c R_c \mu_c + T_3 \right)} / (J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5) \quad (30)$$

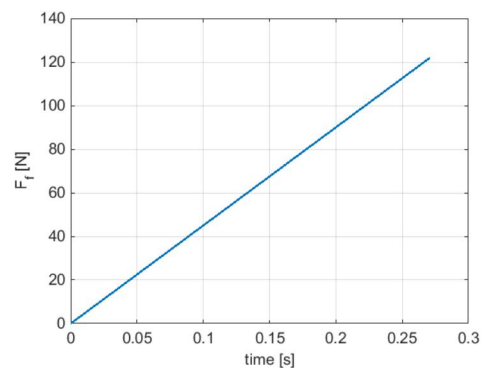
Pha 8: Các bậc tự do: $\omega_g = \omega_{sr} = \omega_{sl} = \omega_{sd}, x_{sl}, \dot{x}_{sr} = 0, \dot{x}_{sd} = 0, \dot{y}_{sd} = 0$. Các phương trình chuyển động:

$$\ddot{x}_{sl} = (F_f - N_g (\mu_g \cos \gamma - \sin \gamma) - N_{sr} \mu_s - N_{sl} \mu_{sl}) / m_{sl} \quad (31)$$

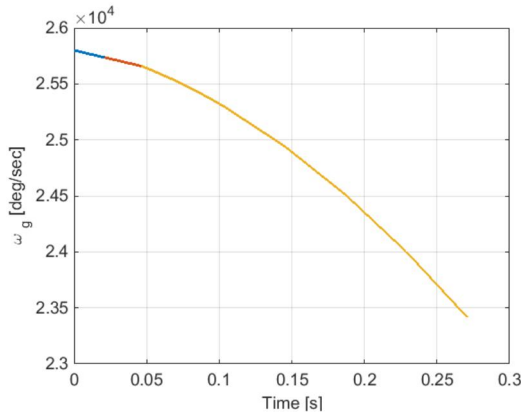
$$\dot{\omega}_{sl} = T_3 / (J_1 + J_{sr} + J_{sl} + J_{sd} + J_5) \quad (32)$$

3. MÔ PHỎNG ĐIỀU KHIỂN GÀI SỐ

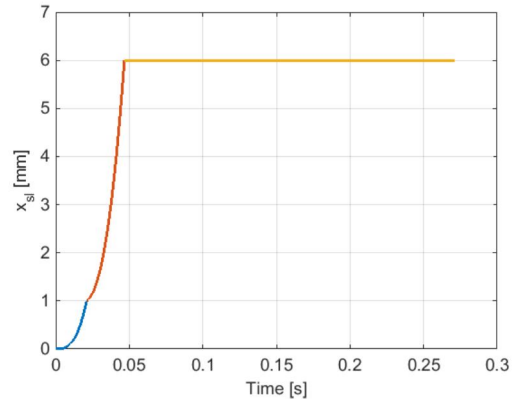
Thực hiện mô phỏng với lực tác dụng lên càng gài số F_f tăng tuyến tính với tốc độ 450N/s thể hiện trên hình 2. Đồ thị vận tốc góc của bánh răng, ống gài, vành đồng tốc và khóa gài tương ứng thể hiện trên hình 3, 4 và 5. Tại thời điểm ban đầu bánh răng quay với vận tốc 27000°/s, trục và đồng tốc quay với tốc độ 22800°/s. Sau thời gian 0,27giây đồng tốc gài bánh răng với trục và chúng quay với tốc độ 23450°/s. Trên hình 6 thể hiện vận tốc trượt giữa bánh răng vành đồng tốc. Hình 7, 8 và 9 tương ứng thể hiện dịch chuyển dọc trục của ống gài, khóa gài và vành đồng tốc. Ở giai đoạn đầu, ống gài và trục gài dịch chuyển khoảng 1mm trong khi đó vành đồng tốc chưa dịch chuyển, ở vị trí cách khoảng 17mm so với ống gài. Ở giai đoạn 2, ống gài đẩy khóa gài tì vào vành và cùng dịch chuyển khoảng 5mm cho đến khi mặt công vành đồng tốc tiếp xúc với mặt công của bánh răng. Trong giai đoạn 3 là giai đoạn đồng tốc, dịch chuyển của ống gài, khóa gài và vành đồng tốc bị chặn lại bởi mặt côn bánh răng. Mô men ma sát giữa vành đồng tốc và mặt côn của bánh răng làm cho tốc độ quay của bánh răng đồng tốc với vành đồng tốc.



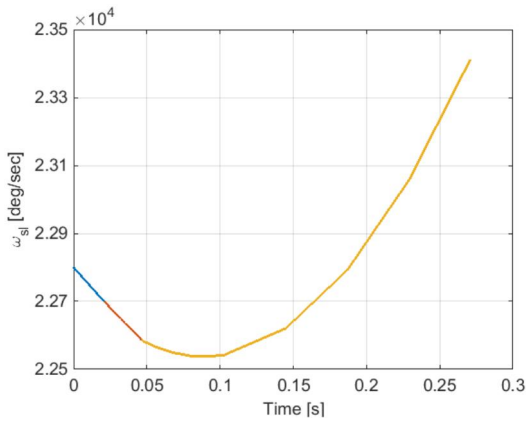
Hình 2. Lực tác dụng lên càng gài số



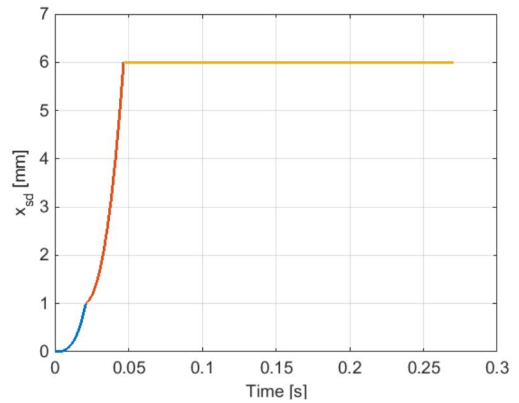
Hình 3. Vận tốc góc bánh răng



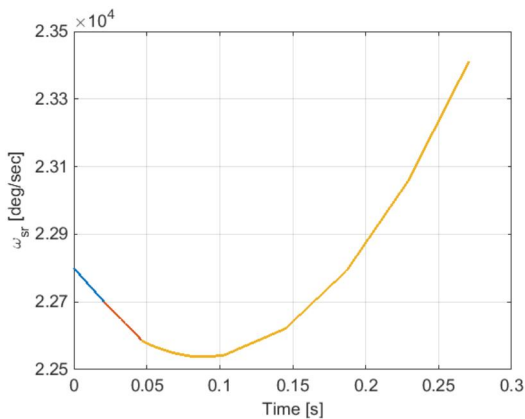
Hình 7. Dịch chuyển dọc trục của ống gài



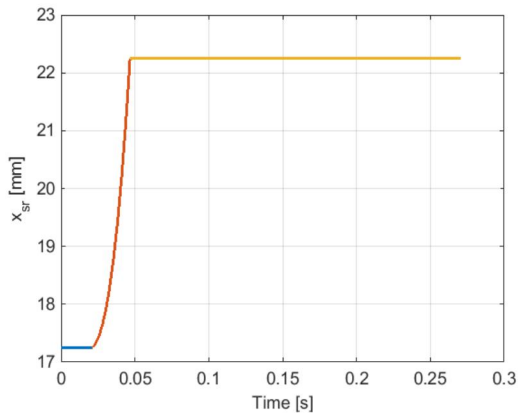
Hình 4. Vận tốc góc ống gài



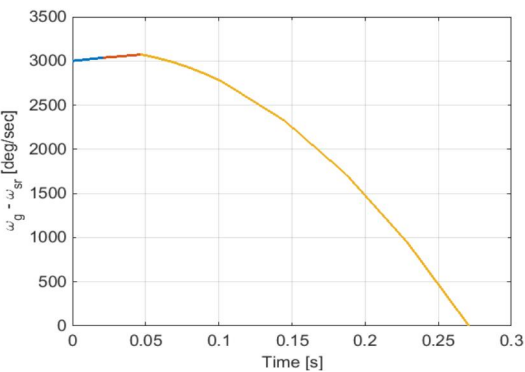
Hình 8. Dịch chuyển dọc trục của khóa gài



Hình 5. Vận tốc góc vành đồng tốc

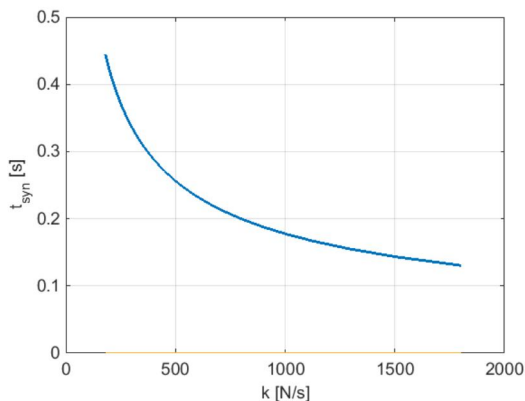


Hình 9. Dịch chuyển dọc trục của vành đồng tốc



Hình 6. Vận tốc góc trượt

Cường độ tăng lực gài có ảnh hưởng đến thời gian gài số. Để xem xét sự ảnh hưởng này, giả thiết sự tăng lực gài là tuyến tính và thực hiện khảo sát cường độ tăng lực gài k đến thời gian gài số t_{syn} . Cường độ lực gài tăng từ 180N/s đến 1800N/s, kết quả khảo sát thể hiện trên hình 10. Khi tăng cường độ gài thì thời gian gài giảm, sự giảm này đáng kể khi tăng cường độ gài từ 180N/s lên 500N/s. Tuy nhiên khi tăng tiếp thì sự giảm thời gian gài là không đáng kể. Khi thiết kế điều khiển gài số, lực gài được lựa chọn phù hợp đảm bảo thời gian gài nhanh và giảm lực tác động lên cơ cấu gài số.



Hình 10. Ảnh hưởng của cường độ lực gài k đến thời gian gài t_{syn}

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng mô hình cơ cấu gài số với 8 pha tương ứng với 8 mô hình con. Trên mô hình xây dựng thực hiện mô phỏng thể hiện các đại lượng động lực học cơ cấu gài số quá trình gài số như tốc độ góc của bánh răng, vành đồng tốc, khóa gài và ống gài. Mô phỏng dịch chuyển dọc trục của ống gài, khóa gài và vành đồng tốc. Các kết quả mô phỏng cho ta thấy đáp ứng động lực học của cơ cấu gài số và thời gian gài số với lực gài thay đổi. Các tác giả cũng đã khảo sát ảnh hưởng của cường độ tăng lực gài đến thời gian gài số. Kết quả khảo sát cho thấy, nếu tăng cường độ lực gài thì thời gian gài giảm. Sự giảm này theo đường phi tuyến, ở giai đoạn đầu sự giảm này là đáng kể và bão hòa khi cường độ lực gài lớn. Kết quả khảo sát cho phép lựa chọn cường độ tăng lực gài khi thiết kế bộ điều khiển gài số.

LỜI CẢM ƠN

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu trong nội dung đề tài NCKH cấp trường mã số T2018-01 được Trường Đại học Giao thông Vận tải cấp kinh phí thực hiện.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. C.-Y. Tseng and C.-H. Yu, 2015. *Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle*. Mechanism and Machine Theory, vol. 84, pp. 37–56.
- [2]. N. R. Junnarkar, 2017. *Development of Synchronizer Operation for integration in AMT Control Strategy*. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, vol. 17, no. 10, pp. 40–45.
- [3]. R. Zanasi, G. Sandoni, and A. Visconti. *Dynamic model and control of a gearbox system*. p. 10.
- [4]. P. D. Walker and N. Zhang, 2012. *Engagement and control of synchroniser mechanisms in dual clutch transmissions*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 26, pp. 320–332
- [5]. D. D. Ngo, 2012. *Gear shift strategies for automotive transmissions*. Technische Universiteit Eindhoven.
- [6]. B. Gao, X. Lu, J. Li, and H. Chen, 2011. *Model Predictive Control of Gear Shift Process in AMT Trucks*. in Volume 8: 11th International Power Transmission and Gearing Conference; 13th International Conference on Advanced Vehicle and Tire Technologies, Washington, DC, USA, pp. 691–697.

[7]. M. Jiang, J. Zhou, W. Chen, Y. Zhang, and L. Chen, 2011. *Modeling and Simulation of AMT with Mworks*. presented at the The 8th International Modelica Conference, Technical Univeristy, Dresden, Germany, pp. 829–836.

[8]. H. Huang, S. Nowoisky, R. Knoblich, and C. Gühmann, 2012. *Modeling and Testing of the Hydro-Mechanical Synchronization System for a Double Clutch Transmission*. presented at the 9th International MODELICA Conference, Munich, Germany, pp. 287–294.

[9]. M. Irfan. *Modelling and optimization of gear shifting mechanism*. p. 28.

[10]. J. Li, X. Feng, M. Jiang, Y. Zhang, and L. Wan, 2017. *Modelling and simulation of synchronization and engagement for self-energizing synchronizer with multibody dynamics*. Advances in Mechanical Engineering, vol. 9, no. 3, p. 168781401769141.

[11]. L. Lovas, D. Play, J. Márialigeti, and J.-F. Rigal. *Modelling of gear changing behaviour*. p. 24.

[12]. M. Irfan, V. Berbyuk, and H. Johansson. *Modelling of Heavy Vehicle Transmission Synchronizer using Constrained Lagrangian Formalism*. p. 12.

[13]. V. D. Ngo, J. A. Colin Navarrete, T. Hofman, M. Steinbuch, and A. Serrarens, 2013. *Optimal gear shift strategies for fuel economy and driveability*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 227, no. 10, pp. 1398–1413.

[14]. B. Gao, H. Chen, Q. Liu, and H. Chu, 2014. *Position Control of Electric Clutch Actuator Using a Triple-Step Nonlinear Method*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 61, no. 12, pp. 6995–7003.

[15]. *Synchronization methods of automated gearboxes for electric driven light commercial vehicles (LCV)*. p. 25, 2013.

[16]. A. P. Bedmar. *Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmissions*. p. 70.

AUTHORS INFORMATION

Tran Van Nhu*, Ta Thi Thanh Huyen

University of Transport and communications