

NGHIÊN CỨU ĐỘNG HỌC CỦA HỆ THỐNG LÁI BỐN BÁNH

RESEARCH KINEMATICS OF FOUR-WHEEL STEERING SYSTEM

Nguyễn Hữu Mạnh¹, Đào Mạnh Hùng²¹Trường Cao đẳng Lý Tự Trọng, Thành phố Hồ Chí Minh²Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Tính ổn định quỹ đạo chuyển động là khả năng giữ được hướng chuyển động của ô tô theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động. Việc sử dụng hệ thống lái bốn bánh 4WS cho phép cải thiện các khả năng hoạt động của xe như tính ổn định, tính năng cơ động. Bài báo đã phân tích về động học của hệ thống lái bốn bánh 4WS trên xe Honda Prelude. Kết quả nghiên cứu là cơ sở để nghiên cứu giải pháp ổn định quỹ đạo chuyển động ô tô bằng hệ thống lái 4WS.

Từ khóa: Động học hệ thống lái bốn bánh 4WS; 4 Wheel Steering; Động học hệ thống lái.

ABSTRACT

Trajectory stability is the ability to keep the direction of movement of the vehicle as required under all moving conditions. The use of 4WS four-wheel steering system allows improving vehicle performance such as stability, maneuverability. The article analyzed the dynamics of the 4WS four-wheel steering system on the Honda Prelude. The research results are the basis for researching solutions to stabilize the trajectory of automobile movement using the 4WS steering system.

Keywords: Kinematics 4WS; 4WS; 4 Wheel Steering; Kinematics of Steering.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

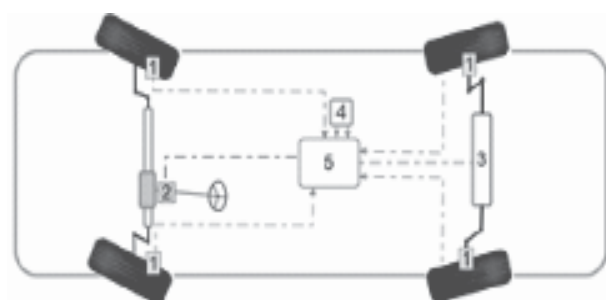
Ngày nay, khả năng cơ động và sự ổn định quỹ đạo chuyển động ô tô là một chỉ tiêu quan trọng khi tốc độ ô tô ngày càng tăng; một trong những giải pháp là sử dụng ô tô có nhiều trục dẫn hướng. Sự phát triển của công nghệ tự động hóa, việc điều khiển các thông số lái đã tạo ra các hệ thống thông minh, việc phân tích các quan hệ động học chuyển động quay vòng, các mô hình toán học và các thuật toán được đặc biệt chú trọng [1, 2, 3, 4, 5]. Việc sử dụng các mô hình toán học và mô phỏng [6, 7] giúp

có thể đạt được các chế độ tối ưu cho hệ thống lái, hệ thống phanh và hệ thống treo theo quan điểm an toàn giao thông.

Các phương án điều khiển lái phía sau khác nhau đã được sử dụng: cơ khí, thủy lực và điện [8, 9, 10]. Ưu điểm của việc sử dụng hệ thống lái 4WS là khả năng thay đổi hướng quay của bánh sau. Ở tốc độ di chuyển thấp, bánh sau quay ngược chiều với bánh trước, làm giảm bán kính quay vòng. Ở tốc độ cao, bánh trước và bánh sau quay cùng chiều, cần thiết khi di chuyển từ làn này sang làn khác ở tốc độ cao [11].



Hệ thống lái 4WS (Hình 1), bánh dẫn hướng phía sau được điều khiển bởi ECU và bộ chấp hành.



Hình 1. Sơ đồ bố trí chung của hệ thống lái 4WS cơ khí-điện

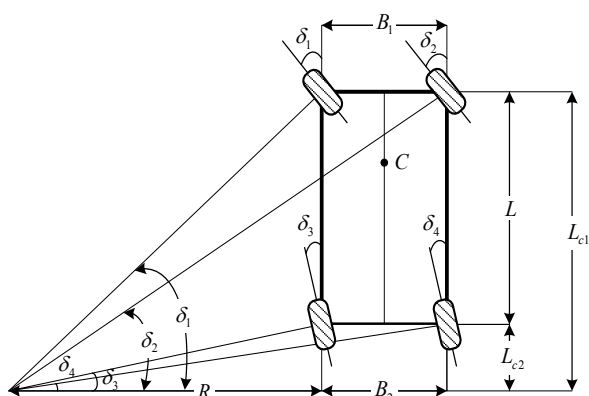
1 – Cảm biến tốc độ bánh xe;

2 – Cảm biến góc xoay vô lăng; 3 – Motor điện hệ thống lái 4WS; 4 – Cảm biến gia tốc ngang, góc quay thân xe; 5 – Bộ điều khiển trung tâm hệ thống lái 4WS

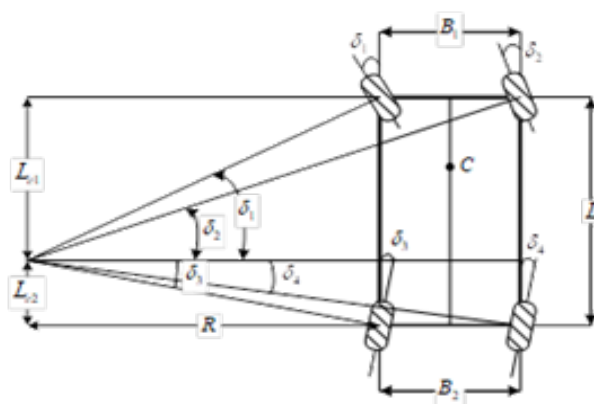
2. ĐỘNG HỌC HỆ THỐNG LÁI 4WS

2.1. Quan hệ động học các bánh xe dẫn hướng

Xét mô hình động học đổi hướng chuyển động ô tô 4WS thể hiện trên Hình 2 [13], [14]. Trong đó: $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ là góc quay các bánh xe dẫn hướng; O là tâm quay vòng.



Hình 2. Quan hệ động học góc quay vòng các bánh xe dẫn hướng khi cùng hướng



Hình 3. Quan hệ động học góc quay vòng các bánh xe dẫn hướng khi ngược hướng

$$L_{c1} = L + L_{c2} \quad (1)$$

Trong đó: $B_1 = 2L_f$ là chiều rộng vết bánh xe trước; $B_2 = 2L_r$ là chiều rộng vết sau; L là chiều dài cơ sở của xe; L_{c1} là khoảng cách từ trục trước đến đường giống từ tâm quay vòng vuông góc với trục đối xứng dọc của xe; L_{c2} là khoảng cách từ trục sau đến đường giống từ tâm quay vòng vuông góc với trục đối xứng dọc của xe.

L_{c2} được đặc trưng bởi:

$$L_{c2} = k.L = k.(L_{c1} - L_{c2}) \quad (2)$$

Với k là hệ số tỷ lệ:

- $k > 0$ làm tăng bán kính quay vòng so với khi quay vòng hai bánh trước dẫn hướng. Khi đó, bánh xe dẫn hướng phía sau quay cùng chiều bánh xe dẫn hướng phía trước.

- $k < 0$ làm giảm bán kính quay vòng so với khi quay vòng hai bánh trước dẫn hướng. Khi đó, bánh xe dẫn hướng phía sau quay ngược chiều bánh xe dẫn hướng phía trước.

- $k = 0$, khi đó chỉ có hai bánh xe trước dẫn hướng.

a. Các bánh dẫn hướng quay cùng chiều nhau

Ta có khoảng cách từ trục trước đến đường gióng từ tâm quay vòng vuông góc với trục đối xứng dọc của xe:

$$L_{c1} = L + L_{c2} = (1+k).L = (1+k).(L_{c1} + L_{c2}) \quad (3)$$

Điều kiện quay vòng đúng là tâm quay tức thời của các bánh xe dẫn hướng trùng nhau tại một điểm. Từ điều kiện đó, ta có biểu thức điều kiện quay vòng đúng:

$$\cot g\delta_2 - \cot g\delta_1 = \frac{B_1}{L_{c1}}; \cot g\delta_4 - \cot g\delta_3 = \frac{B_2}{L_{c2}}; \quad (4)$$

$$\frac{tg\delta_3}{tg\delta_1} = \frac{L_{c2}}{L_{c1}}$$

Từ (4), ta có:

$$\frac{1}{tg\delta_2} - \frac{1}{tg\delta_1} = \frac{B_1}{L_{c1}};$$

$$\Rightarrow \frac{1}{tg\delta_2} = \frac{B_1}{L_{c1}} + \frac{1}{tg\delta_1} = \frac{B_1 tg\delta_1 + L_{c1}}{L_{c1} tg\delta_1}$$

$$\Rightarrow \delta_2 = \arctan \frac{L_{c1} tg\delta_1}{B_1 tg\delta_1 + L_{c1}} [\text{rad}] \quad (5)$$

Từ (5), ta có:

$$\Rightarrow \delta_3 = \arctan \left(tg(\delta_1) \cdot \frac{L_{c2}}{L_{c1}} \right) [\text{rad}] \quad (6)$$

Từ (6), ta có:

$$\frac{1}{tg\delta_4} - \frac{1}{tg\delta_3} = \frac{B_2}{L_{c2}};$$

$$\Rightarrow \frac{1}{tg\delta_4} = \frac{B_2}{L_{c2}} + \frac{1}{tg\delta_3} = \frac{B_2 tg\delta_3 + L_{c2}}{L_{c2} tg\delta_3} \quad (7)$$

$$\Rightarrow \delta_4 = \arctan \frac{L_{c2} tg\delta_3}{B_2 tg\delta_3 + L_{c2}} [\text{rad}] \quad (8)$$

Như vậy, từ thông số đầu vào góc quay bánh xe dẫn hướng số 1, δ_1 , ta xác định được góc quay các bánh xe dẫn hướng còn lại:

$$\begin{cases} \delta_2 = \arctan \left(\frac{L_{c1} tg\delta_1}{B_1 tg\delta_1 + L_{c1}} \right) \\ \delta_3 = \arctan \left(tg(\delta_1) \cdot \frac{L_{c2}}{L_{c1}} \right) \\ \delta_4 = \arctan \left(\frac{L_{c2} tg\delta_3}{B_2 tg\delta_3 + L_{c2}} \right) \end{cases} \quad (9)$$

b. Các bánh dẫn hướng quay ngược chiều nhau

$$L = L_{c1} + L_{c2} \quad (10)$$

$$tg\delta_1 = \frac{L_{c1}}{R}; tg\delta_2 = \frac{L_{c1}}{R+B_1}; tg\delta_3 = \frac{L_{c2}}{R}; tg\delta_4 = \frac{L_{c2}}{R+B_2}. \quad (11)$$

$$\cot g\delta_2 - \cot g\delta_1 = \frac{B_1}{L_{c1}} \quad (12)$$

$$\cot g\delta_4 - \cot g\delta_3 = \frac{B_2}{L_{c2}} \quad (13)$$

$$L = \frac{B_1}{\cot g\delta_2 - \cot g\delta_1} + \frac{B_2}{\cot g\delta_4 - \cot g\delta_3} \quad (14)$$

Từ các nghiên cứu lý thuyết đã xây dựng được kết cấu hệ thống dẫn động lái cầu sau như hình 3:



Hình 4. Kết cấu hệ thống dẫn động lái cầu sau

2.2. Mối quan hệ giữa góc xoay bánh dẫn hướng phía trước và phía sau theo vận tốc

Khi quay vòng đều trên đường vòng, ô tô chịu tác dụng của lực ly tâm $F_{lt} = m \cdot \frac{v^2}{R}$ có

xu hướng làm ô tô trượt khỏi quỹ đạo chuyển động. Khi $F_{lt} > Y$, ô tô bị lệch khỏi quỹ đạo chuyển động và mất ổn định hướng chuyển động. Do đó, bán kính quay vòng nhỏ nhất mà ô tô có thể quay vòng ổn định là:

$$R_{\min} = \frac{v^2}{\varphi_y \cdot g} \quad (15)$$

Do vậy, ô tô giữ được hướng chuyển động ổn định khi quay vòng với bán kính $R \geq R_{\min}$.

Xét mô hình một vết với góc quay bánh xe dẫn hướng phía trước là δ_t và góc quay bánh xe dẫn hướng sau là δ_s .

Bán kính quay vòng đều của ô tô được xác định:

$$R = \frac{L^2}{(tg\delta_t + tg\delta_s)^2} + \left[\frac{tg\delta_s \cdot (b-L) + b \cdot tg\delta_t}{(tg\delta_t + tg\delta_s)} \right]^2 > \frac{v^2}{\varphi_y \cdot g} \quad (16)$$

Điều kiện ổn định hướng của ô tô khi quay vòng trở thành:

$$R = \frac{L^2}{(tg\delta_t + tg\delta_s)^2} + \left[\frac{tg\delta_s \cdot (b-L) + b \cdot tg\delta_t}{(tg\delta_t + tg\delta_s)} \right]^2 > \frac{v^2}{\varphi_y \cdot g} \quad (17)$$

Với giá trị vận tốc của ô tô v và góc quay bánh xe dẫn hướng δ_t khác nhau, ta tính được giá

trị góc quay giới hạn δ_s của bánh xe sau.

Các bánh xe bị biến dạng bên do tác dụng lực ly tâm nên góc quay dẫn hướng phía trước: $\beta_t = \delta_t + \alpha_t$ và phía sau $\beta_s = \delta_s - \alpha_s$.

Góc lệch bên do tác dụng từ lực ngang được đặc trưng bởi:

$$\alpha = \frac{N}{C_\alpha} \quad [18]$$

Trong đó: N là lực ngang được xác định từ lực ly tâm tại trọng tâm của ô tô và C_α là độ cứng bên của lốp.

Khi ô tô quay vòng ổn định trên đường có hệ số bám thấp thì nó có khả năng quay vòng ổn định trên đường có hệ số bám cao hơn.

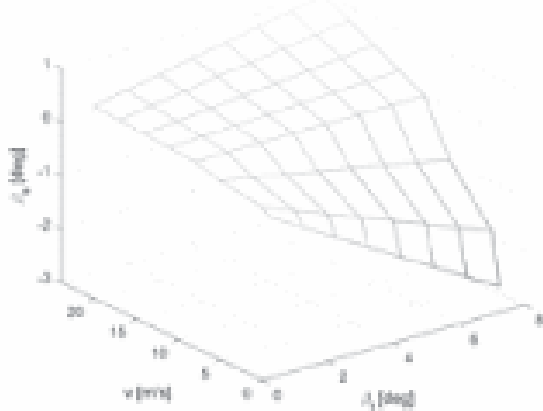
Do đó, khi tính toán góc quay bánh xe cầu sau giới hạn để xe quay vòng đều ổn định, cần phải tính đến trường hợp đường có hệ số bám thấp.

Trên cơ sở tính toán góc quay giới hạn của bánh sau với hệ số bám bám ngang $\varphi_y = 0.5$, ta có thể rút ra bánh xe cầu sau quan hệ với bánh xe cầu trước và vận tốc ô tô thể hiện ở bảng 1 và bản đồ lưới trực quan hóa được thể hiện ở hình 5.

Bảng 1. Góc quay bánh xe cầu sau theo góc quay bánh xe cầu trước β_t và vận tốc v

v (m/s) \ β_t (độ)	1	2	3	4	5	6	7	8
3	-0.36	-0.72	-1.08	-1.44	-1.8	-2.16	-2.52	-2.88
6	-0.24	-0.48	-0.72	-0.96	-1.2	-1.44	-1.68	-1.92
9	-0.12	-0.24	-0.36	-0.48	-0.6	-0.72	-0.84	-0.96
12	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24
18	0.06	0.12	0.18	0.24	0.3	0.36	0.42	0.48
21	0.09	0.18	0.27	0.39	0.45	0.54	0.63	0.72
24	0.12	0.24	0.36	0.48	0.6	0.72	0.84	0.96

Góc quay bánh xe cầu sau theo góc quay bánh xe cầu trước và vận tốc



Hình 5. Bản đồ lưới thể hiện mối quan hệ góc quay bánh xe cầu sau theo góc quay bánh xe cầu trước và vận tốc.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã chứng minh mối quan hệ động học các bánh xe dẫn hướng cầu trước và cầu sau. Thông qua mối quan hệ động học, cho thấy hệ số tỷ lệ k có ảnh hưởng đến tính quay vòng của ô tô, là cơ sở để thiết kế hình thành lái cầu dẫn hướng phía sau. Kết quả nghiên cứu động học hệ thống lái 4WS làm tiền đề cho bài toán động lực học hệ thống dẫn động lái cầu sau và các nghiên cứu tiếp theo. ♦

Ngày nhận bài: 25/4/2023

Ngày phản biện: 16/5/2023

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Melnik V., Dovzhik M., Tatyanchenko B., Solarov O., Sirenko Yu; “Analytical method of examining the curvilinear motion of a four-wheeled vehicle”. Vostochno-yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. 2017; V.3. № 7 (87): 59–65.
- [2]. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.101335.
- [3]. Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A; “Mathematical model of curved movement of a car with the 8x8 wheel formula under various methods of the turning control”. Zhurnal Avtomobil'nyh Inzhenerov. 2009; 2 (55): 34–39. ISSN: 2073-9133.
- [4]. Gorelov V.A., Kosicyn B.B; “Development of complex system of the sport car's movement control of the “Formula Student” class along the specified route”. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroyeniye. 2016; 7 [676]: 45–54. DOI 10.18698/0536-1044-2016-7-45-55.
- [5]. Tarasik V.P; “Simulation method of the mode of tests for controllability and stability of the car at the turning”. Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta. 2019; 2 (63): 44–53. ISSN: 2077-8481.
- [6]. Tumasov A.V., Vashurin A.S., Toropov E.I. idr; “Evaluation of the vehicles' stability equipped with electronic driver assistance systems based on results of virtual-physical tests”. Aktual'nye voprosy mashinovedeniya. 2018; 7: 27–31. ISSN 23063084.
- [7]. Pozhidaev S.P; “Research of the wheeled vehicles controllability by the frequency analysis methods”. Professora L.G. Reznika: v 2 tomah. 2017: 98–105.
- [8]. Morozov S.A; “To the issue of increasing the stability of small-class passenger cars with all-wheel steering”. Zhurnal Avtomobil'nyh Inzhenerov. 2009; 4 (57): 26–29.
- [9]. Oleshickij S.V., Dremov A.B; “Fully controlled cars”. V 4-h tomah. Otvetsstvennyy redaktor A.A. Gorohov. 2018: 217–220.
- [10]. Masao Nagai, Motoki Shino, Feng Gao, (2002); “Study on integrated control of active front steer angle and direct yaw moment”. JSAE, Volume 23, Issue 3, Pages 309–315.
- [11]. Jazar, Reza N. (2008); “Vehicle Dynamics: Theory and Applications”. Springer.
- [12]. K. N. Spentzas, I. Alkhazali, M. Demic, (2001); “Kinematics of four-wheel-steering vehicles”. Forschung im Ingenieurwesen 66 (2001) 211–216 ÓSpringer-Verlag 2001.
- [13]. Hồ Hữu Hải; “Tổng hợp bộ điều khiển bánh xe cầu sau dẫn hướng cho ô tô du lịch”. Hội nghị khoa học lần thứ 20 – Đại học Bách Khoa Hà Nội, NXB. Bách Khoa Hà Nội (2006).