

NGHIÊN CỨU CÁC MÔ HÌNH TOÁN NHẪM XÁC ĐỊNH LỰC CƯỜNG HÓA HỆ THỐNG LÁI TRÊN XE DU LỊCH

RESEARCH ON MATHEMATICAL MODELS TO DETERMINE THE FORCE TO REINFORCE THE STEERING SYSTEM ON TOURIST VEHICLES

Trần Trọng Thế*, Nguyễn Thanh Bình, Bùi Ánh Hưng
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

*Email: tnthe@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả lựa chọn các mô hình toán nhằm xác định lực trợ lực trong hệ thống lái trợ lực thủy lực của xe du lịch. Trên cơ sở các thông số hình học hình thang lái và lực cản tối đa của bánh lái, tác giả đã lựa chọn được các mô hình toán và xác định được lực cường hóa cần thiết có giá trị lớn nhất quy dẫn về vành tay lái $P_{CHmax} = 363,9N$.

Qua đó, đề xuất các giải pháp cường hóa hệ thống lái, như tối ưu hóa thiết kế, tích hợp cơ cấu hỗ trợ lực lái. Kết quả làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu sâu hơn về mô phỏng và đánh giá về hiệu quả kỹ thuật, kinh tế và tính khả thi khi ứng dụng thực tế nhằm nâng cao độ an toàn, độ tin cậy và tuổi thọ của hệ thống lái xe du lịch, góp phần vào chất lượng vận tải hành khách.

Từ khóa: Cường hóa; Thủy lực; Hệ thống lái trợ lực.

ABSTRACT

This paper presents the results of selecting mathematical models to determine the power assist force in the hydraulic power steering system of passenger cars. Based on the geometric parameters of the steering trapezoid and the maximum resistance of the steering wheel, the author has selected mathematical models and determined the necessary reinforcement force with the largest value converted to the steering wheel $P_{CHmax} = 363.9N$.

Thereby, proposing solutions to strengthen the steering system, such as optimizing the design, integrating the steering force support mechanism. The results serve as reference material for further studies on simulation and evaluation of technical efficiency, economy and feasibility in practical application to improve the safety, reliability and service life of the steering system of passenger cars, contributing to the quality of passenger transport.

Keywords: Reinforced; Hydraulic; Power steering system.



1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong bối cảnh ngành du lịch Việt Nam ngày càng phát triển, nhu cầu sử dụng xe du lịch chất lượng cao, đảm bảo an toàn và tiện nghi ngày càng gia tăng. Hệ thống lái, một trong những bộ phận quan trọng bậc nhất của xe, đóng vai trò then chốt trong việc đảm bảo an toàn vận hành và sự thoải mái cho cả người lái và hành khách [1]. Đặc biệt đối với xe du lịch thường xuyên di chuyển trên nhiều loại địa hình khác nhau, từ đường bằng phẳng trong đô thị đến đường đèo dốc quanh co, hệ thống lái phải chịu đựng nhiều tác động phức tạp.

Thực tế cho thấy, trong quá trình vận hành, hệ thống lái của xe du lịch có thể phải đối mặt với các vấn đề như độ rơ lớn, độ nhạy kém, khó điều khiển khi tải nặng hoặc khi di chuyển trên địa hình xấu [2]. Những vấn đề này không chỉ gây khó khăn cho người lái, làm giảm sự thoải mái của hành khách mà còn tiềm ẩn nguy cơ mất an toàn giao thông. Nguyên nhân của các vấn đề trên có thể xuất phát từ nhiều yếu tố, bao gồm thiết kế chưa tối ưu, vật liệu chế tạo không đủ độ bền hoặc sự hao mòn trong quá trình sử dụng [3].

Do đó, việc nghiên cứu kỹ lưỡng các lực tác động lên hệ thống lái của xe du lịch và đề xuất các giải pháp cải thiện tính năng cho hệ thống này là vô cùng cần thiết và có ý nghĩa thực tiễn. Một hệ thống lái được cường hóa hiệu quả sẽ góp phần nâng cao độ an toàn, độ tin cậy, kéo dài tuổi thọ của xe, đồng thời mang lại trải nghiệm lái và di chuyển tốt hơn cho người lái và hành khách trên các hành trình du lịch. Xuất phát từ nhu cầu cấp thiết này, bài báo “Nghiên cứu các mô hình toán nhằm xác định lực cường hóa hệ thống lái trên xe du lịch” có ý nghĩa thực tiễn.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Nghiên cứu tài liệu: Tiến hành thu thập, phân tích và tổng hợp các tài liệu khoa học, sách chuyên khảo, tạp chí, bài báo, tiêu chuẩn kỹ thuật liên quan đến hệ thống lái ô tô nói chung và xe du lịch nói riêng. Đặc biệt chú trọng đến các nghiên cứu về cấu tạo, nguyên lý hoạt động, các loại lực tác động lên hệ thống lái, các phương pháp tính toán và các giải pháp cường hóa đã được áp dụng.

Nghiên cứu các tiêu chuẩn và quy định: Tìm hiểu các tiêu chuẩn kỹ thuật, quy định an toàn liên quan đến hệ thống lái của xe du lịch trong nước và quốc tế để làm cơ sở đánh giá và đề xuất các giải pháp.

Cụ thể là: Từ thông số kỹ thuật xe, tính toán động học hình thang lái, xác định thông số hình thang lái, xây dựng các mô hình toán tính toán lực cản bánh xe, tính toán lực cường hóa đảm bảo động học quay vòng của các bánh xe dẫn hướng.

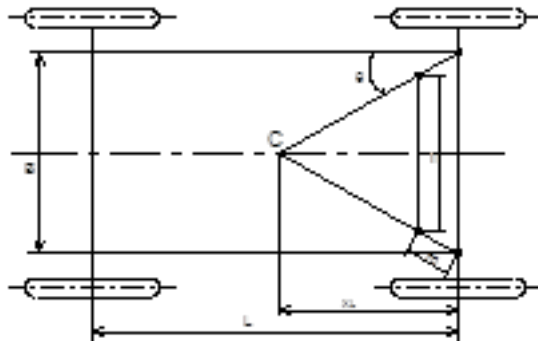
2.1. Xác định kích thước hình thang lái và góc quay bánh dẫn hướng

Mối quan hệ góc quay của bánh xe dẫn hướng bên trong (α), ngoài (β), đối với tâm quay vòng [2].

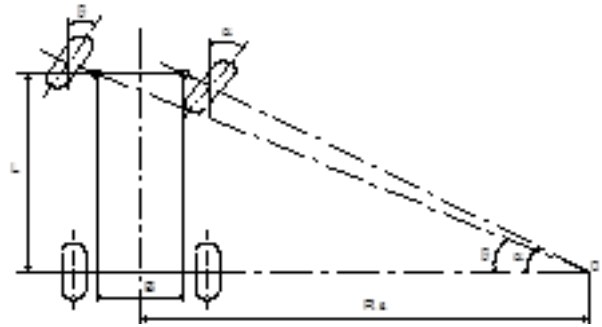
$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{B_0}{L} \quad (1)$$

Hình thang lái Đantô là cơ cấu đảm bảo gần đúng, khi có các thông số: B_0 , L , m , n , θ thì xác định α , β bằng công thức sau:

$$\beta = \theta + \arctg \frac{m \cdot \cos(\theta + \alpha)}{B_0 - m \cdot \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - B_0 \cdot \sin(\theta + \alpha) - 2m \cdot \sin^2 \theta + 2B_0 \cdot \sin \theta}{\sqrt{m^2 \cdot \cos^2(\theta + \alpha) + [B_0 - m \cdot \sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (2)$$



Hình 1. Sơ đồ động học hình thang lái khi xe đi thẳng.



Hình 2. Sơ đồ động học quay vòng xe có hai bánh dẫn hướng phía trước.

Chọn $m = (0,14 \div 0,16)B_0 = 0,15.1480 = 222 \text{ (mm)}$; $\Delta\beta = \beta_{lt} - \beta_{tt}$

Từ (1) và (2), ta lập được mối quan hệ giữa α và β phụ thuộc vào góc θ .

Bảng 1. Bảng quan hệ giữa α và β phụ thuộc vào góc θ (đơn vị đo độ)

α_{lt}		0.00	5.00	10.00	15.00	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00
β_{lt}		0.00	4.74	9.03	12.95	16.53	19.85	23.05	26.00	28.92
$\theta_1 = 24.04^\circ$	β_1	0.00	4.79	9.17	13.18	16.80	20.05	22.90	25.34	27.33
	$\Delta\beta_1$	0.00	-0.05	-0.14	-0.23	-0.27	-0.20	0.15	0.66	1.59
$\theta_2 = 23^\circ$	β_2	0.00	4.80	9.21	13.26	16.95	20.27	23.21	25.74	27.85
	$\Delta\beta_2$	0.00	-0.06	-0.18	-0.31	-0.42	-0.42	-0.16	0.26	1.07
$\theta_3 = 22^\circ$	β_3	0.00	4.81	9.25	13.35	17.10	20.49	23.51	26.14	28.34
	$\Delta\beta_3$	0.00	-0.07	-0.22	-0.40	-0.57	-0.64	-0.46	-0.14	0.58
$\theta_4 = 25^\circ$	β_4	0.00	4.78	9.13	13.09	16.66	19.84	22.61	24.96	26.86
	$\Delta\beta_4$	0.00	-0.04	-0.10	-0.14	-0.13	0.01	0.44	1.04	2.06

2.2. Xác định mômen cản quay vòng và lực lái lớn nhất

Lực đặt lên vành lái được xác định lớn nhất khi lực cản quay vòng đạt giá trị cực đại. Lúc đó, mômen cản quay vòng trên một bánh xe dẫn hướng M_c sẽ bằng tổng số mômen cản lăn M_1 , mômen ma sát giữa bánh xe và mặt đường M_2 và mômen ổn định M_3 gây nên bởi các góc đặt bánh xe và trụ đứng [1, 2].

Mômen cản lăn tại bánh xe M_1 :

$$M_1 = G_{bx} \cdot f \cdot a \quad (3)$$

Mômen cản do ma sát giữa bánh xe và mặt đường M_2 :

$$M_2 = G_{bx} \cdot \varphi \cdot x \quad (4)$$

Việc tính toán mômen M_3 tương đối phức tạp nên giá trị mômen cản M_3 được kẻ

đến bởi hệ số χ .

Mômen cản quay vòng tại một bánh xe dẫn hướng là:

$$M = (M_1 + M_2)\chi \quad (5)$$

Như vậy, mômen cản quay vòng tại cầu dẫn hướng được tính như sau:

$$M_c = \frac{2(M_1 + M_2)\chi}{\eta_l} \quad (6)$$

2.3. Xác định lực cực đại tác dụng lên vành tay lái

Để xác định lực cực đại tác dụng lên vành tay lái của xe du lịch, chúng ta cần xem xét đến các yếu tố sau [1, 2]:

- Các lực cản tác động lên hệ thống lái:

Lực cản quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi người lái cần vượt qua khi xoay vô lăng. Lực này phát sinh do ma sát giữa lốp xe và mặt đường, đặc biệt lớn khi xe dừng yên hoặc di chuyển ở tốc độ thấp và khi vào cua gấp.

Lực cản từ hệ thống lái: Bao gồm ma sát trong các khớp nối, ổ bi, cơ cấu lái và lực cản từ bộ trợ lực lái (nếu có) khi chưa kích hoạt hoặc khi hoạt động ở mức tối thiểu. Lực quán tính của các bộ phận trong hệ thống lái xuất hiện khi người lái tác động một cách nhanh chóng lên vô lăng để thay đổi hướng lái.

- Tỷ số truyền của hệ thống lái: Tỷ số truyền cơ cấu lái (ví dụ: tỷ số truyền giữa vòng quay vô lăng và góc xoay của bánh xe dẫn hướng) và tỷ số truyền của các bộ phận khác trong hệ thống lái (nếu có).

- Bán kính của vành tay lái: Lực tác dụng lên vành tay lái sẽ tạo ra một mômen

xoắn, mômen này được truyền qua hệ thống lái để xoay bánh xe.

Lực cản quay vòng tác dụng là lớn nhất.

$$P_{max} = M_c \frac{1}{R.i_{tr}\eta_{th}} \quad (7)$$

2.4. Xây dựng đặc tính cường hóa lái

Ta biết rằng khi chưa có cường hóa, muốn quay vòng ô tô thì người lái phải tác dụng một lực lớn lên vành tay lái để thắng được lực cản quay vòng lớn nhất.

Đặc tính của cường hóa chỉ rõ đặc trưng quá trình làm việc của bộ cường hóa lái. Nó biểu thị mối quan hệ giữa lực mà người lái đặt lên vành tay lái P_l và mômen cản quay vòng của các bánh dẫn hướng M_c [1, 2].

Khi không có cường hóa thì lực đặt lên vành tay lái chỉ phụ thuộc vào mômen cản quay vòng các bánh xe dẫn hướng:

$$P_l = \frac{M_c}{R.i_{tr}.i_d.\eta_{th}}(N) \quad (8)$$

$$\text{Hay } P_l = A.M_c(N); \text{ Với } A = \frac{1}{R.i_{tr}.i_d.\eta_{th}} = \text{hằng số}$$

Do đó, đường đặc tính là những đường bậc nhất đi qua gốc tọa độ. Khi hệ thống lái được lắp cường hóa, đường đặc tính của nó cũng biểu thị mối quan hệ giữa lực tác dụng lên vành tay lái và mômen cản quay vòng các bánh xe dẫn hướng M_c . Đây cũng là mối quan hệ bậc nhất.

Khi van phân phối ở vị trí trung gian thì lực cường hóa quy dẫn lên vành tay lái $P_c = 0$ nên mômen cản quay vòng $M_c = 0$.

Qua phân tích các mô hình trên cũng như ảnh hưởng của các thông số đến đặc tính lái, tác giả có các kiến nghị sau để đảm bảo an toàn cho hành khách và thuận tiện cho người lái:

- Tối ưu hóa thiết kế cơ cấu lái: Nghiên cứu và đề xuất các cải tiến trong thiết kế cơ cấu lái (ví dụ: bánh răng - thanh răng, trục vít - êcu bi) nhằm giảm thiểu ma sát, tăng độ bền và độ chính xác khi truyền lực.

- Phát triển và tích hợp các hệ thống trợ lực lái tiên tiến: Nghiên cứu và ứng dụng các công nghệ trợ lực lái hiện đại như trợ lực lái điện (EPS) với các thuật toán điều khiển thông minh, có khả năng điều chỉnh lực hỗ trợ linh hoạt theo tốc độ và điều kiện lái.

- Nghiên cứu các giải pháp giảm chấn và hấp thụ rung động: Đề xuất các biện pháp giảm thiểu tác động của rung động từ mặt đường lên hệ thống lái, tăng cường sự ổn định và thoải mái cho người lái.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

Với các mô hình đã lập được như trên, tác giả áp dụng nghiên cứu thực hiện trên xe Toyota Land Cruiser GX 1999 [4], với các thông số đầu vào như sau: $G_1 = 15700(N)$; $L = 2,850 (m)$; $B = 1,640 (m)$; $B_0 = 1,480 (m)$; thông số lốp 285/50R20; $f = 0,04$; $\chi = 1,1$; $\eta_{th} = 0,7$.

Theo (6), ta tính được mômen cản lớn nhất $M_c = 1475(Nm)$.

Phương trình cân bằng lực cản quay vòng và lực cường hóa:

$$P_{max} = M_c \frac{1}{R.i_c.i_v.\eta_{th}} = P_l = M_c \frac{1}{R.i_v.i_d.\eta_{th}} = 513,9(N)$$

Cụ thể, chọn điểm bắt đầu cường hóa:

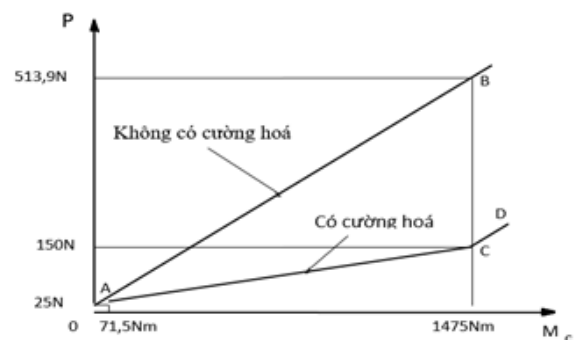
$$P_{L0} = 25(N); M_{c0} = \frac{P_{l0}}{A} = \frac{25}{2,86} = 71,5(N);$$

Vậy $A[71,5; 25]$

Khi lực đặt lên vành tay lái lớn hơn 25(N) đường đặc tính đặc trưng cho hoạt động của cường hóa ở giai đoạn này cũng là đường bậc nhất nhưng có độ dốc thấp hơn so với đường đặc tính khi chưa có cường hóa. Khi mômen cản quay vòng lớn hơn $M_c = 1475(Nm)$ thì hệ thống lái làm việc như hệ thống lái cơ khí ban đầu. Cụ thể là người lái muốn quay vòng ô tô thì phải tác dụng lên vành tay lái một lực $P_l > P_c$.

Chọn $P_{LCHmax} = 150(N)$, $M_{cCHmax} = 1475$. Điểm C[1475;150].

Đồ thị các đường đặc tính khi chưa cường hóa $P_{l0} = f(M_{c0})$ và được lắp bộ cường hóa $P_{lCH} = f(M_{cCH})$ được thể hiện ở hình dưới đây.



Hình 3. Đồ thị đặc tính của bộ cường hóa

Đặc tính khi chưa có cường hóa là đường bậc nhất, đoạn OB. Đặc tính khi cường hóa là đường bậc nhất gãy khúc và thấp hơn đường đặc tính khi chưa cường hóa. Đoạn OA: $P_{L0} = f(M_{c0})$ lực do người lái hoàn toàn đảm nhận, bộ cường hóa chưa làm việc. Đoạn AC:

$P_{LCHmax} = f(M_{cCH})$ biểu thị lực mà người lái cảm nhận về chất lượng mặt đường. Hiệu số các tọa độ hai đường P_c và P_l chính là lực tạo nên bởi bộ cường hóa. Lực cường hóa cực đại quy dẫn về vành tay lái: $P_{CHmax} = P_{L0max} - P_{LCHmax} = 513,9 - 150 = 363,9(N)$.

4. KẾT LUẬN

Sau khi nghiên cứu tính toán lực cường hóa hệ thống lái xe du lịch, nhóm tác giả có thể đưa ra một vài kết luận sau:

- Phân tích và làm rõ các lực tác động lên hệ thống lái xe du lịch.

- Lựa chọn được các mô hình toán phù hợp để tính toán hệ thống lái và định hướng

cho việc nghiên cứu các giải pháp cường hóa hệ thống lái xe du lịch trong thực tế. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **24/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2005), “*Lý thuyết ô tô máy kéo*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Nguyễn Trọng Hoan (2019), “*Thiết kế tính toán ô tô - máy kéo*”. NXB. Giáo dục.
- [3]. Nguyễn Khắc Trai (2003), “*Cấu tạo gầm xe con*”. NXB. Giao thông Vận tải.
- [4]. Toyota Land Cruiser GX 1999 Workbook, Toyota Motor Corporation.