

XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG ĐỘNG HỌC QUAY VÒNG CỦA LIÊN HỢP MÁY KÉO SHIBAURA SD 3100 VỚI RƠ MOÓC MỘT TRỤC VẬN CHUYỂN GỠ

PGS, TS. Lê Văn Thái¹, Ths. Lê Thái Hà²

¹Đại học Thành Đông, Email: Lethaikh59@gmail.com;

Telephone: 0912726745;

²Đại học Lâm nghiệp Việt Nam

TÓM TẮT

Vận dụng cơ sở lý thuyết động học quay vòng của ô tô kéo rơ moóc chuyển động trên đường để xây dựng mô hình tính toán động học quay vòng của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục, từ đó tính toán xác định được một số thông số đặc trưng động học quay vòng chủ yếu của liên hợp máy kéo Shibaura SD 3100 với rơ moóc một trục khi vận chuyển gỗ đảm bảo điều kiện động học quay vòng Ackerman bao gồm: Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía bên trong và bên ngoài; bán kính quay của rơ moóc quay quanh tâm quay vòng tức thời; khoảng cách từ trục đối xứng dọc của máy kéo đến tâm quay vòng tức thời; bán kính quay vòng của tọa độ trọng tâm của máy kéo đối với tâm quay vòng tức thời; góc hợp bởi trục đối xứng dọc của máy kéo và trục đối xứng dọc của rơ moóc và bề rộng mặt đường tối thiểu cần thiết cho liên hợp máy quay vòng.

Từ khóa: Động học quay vòng, liên hợp máy kéo, rơ moóc một trục, quay vòng Ackerman

SUMMARY

Applying the theoretical basis of rotational dynamic automotive on study of a tractor mounted with a trailer when steering on road to build a computational model of rotational dynamic of the four-wheel tractors mounted with single-axle trailers, from which it could be determined some key rotation dynamics specifications of the Shibaura SD 3100 tractor mounted with a single-axle trailer when transporting logs based on Ackerman's rotational dynamic theory, including: Rotation angle of inside and outside steering wheels; The turning radius of the trailer around the instantaneous center of rotation; Distance from the machine conjugate longitudinal symmetry axis to the instantaneous center of rotation; Turning radius of the coordinates of the center of gravity of tractor to the the instantaneous center of rotation; Angle between the tractor longitudinal axis and the trailer longitudinal axis and the minimum width required for the rounded movement.

Keywords: Rotational Dynamics, tractor combinations, single-axle trailers, Ackerman turns.

ĐẶT VẤN ĐỀ

Một trong các sản phẩm của đề tài cấp nhà nước KC07 - 26 là liên hợp máy kéo Shibaura SD 3100 với rơ moóc chủ động một trục để vận chuyển gỗ. Ưu điểm nổi bật của liên hợp máy là sử dụng rơ moóc với cầu chủ động, tọa độ trọng tâm thấp nhờ đó có thể tăng khả năng kéo bám, ổn định. Do đó liên hợp máy có thể chuyển động được trên những địa hình đường lâm nghiệp khi vận chuyển gỗ.

Vì đây là sản phẩm thiết kế chế tạo mới nên trong quá trình sử dụng đã bộc lộ một số nhược điểm như là kết cấu của rơ moóc khá cồng kềnh, chi phí kim loại lớn cũng như chưa có hệ thống phanh rơ moóc và đặc biệt là chưa nghiên cứu cải tiến cơ cấu quay vòng của máy kéo cho phù hợp với chức năng làm việc của liên hợp máy dẫn đến bán kính quay vòng của liên hợp máy khá lớn và các bánh xe thường bị trượt lết và trượt quay khi vào đường vòng gây nên mất mát công suất vô ích tăng và mòn lốp rất nhanh.

Như vậy, muốn đưa sản phẩm của đề tài vào phục vụ sản xuất thì cần thiết phải nghiên cứu động học của liên hợp máy một cách đầy đủ và toàn diện để làm cơ sở cho việc khai thác sử dụng hợp lý liên hợp máy an toàn và hiệu quả.

Để có cơ sở cho việc nghiên cứu thiết kế cải tiến cơ cấu lái quay vòng của máy kéo, góp phần nâng cao hiệu quả sử

dụng thì cần thiết phải nghiên cứu động học quay vòng một cách đầy đủ và toàn diện để làm cơ sở cho việc hoàn thiện sản phẩm cũng như sử dụng an toàn và khai thác hợp lý liên hợp máy phục vụ sản xuất.

II. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

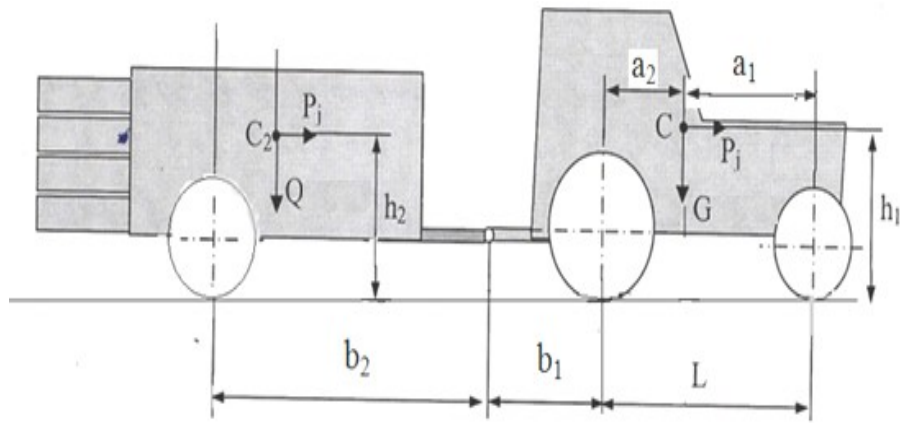
2.1. Phương pháp kế thừa tài liệu: Thu thập, tham khảo, kế thừa các tài liệu chuyên môn liên quan để làm cơ sở cho việc nghiên cứu lý thuyết.

2.2. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết: Vận dụng lý thuyết động học quay vòng của ô tô

III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Liên hợp máy kéo Shibaura SD 3100 với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ

Sơ đồ kết cấu hình học liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục khi vận chuyển gỗ với các kích thước hình học được thể hiện ở hình 01, [2].



Hình 01 – Sơ đồ kết cấu hình học liên hợp máy kéo Shibaura SD 3100 với rơ moóc một trục

Trong đó, [3]:

- Khoảng cách từ cầu trước tới trọng tâm máy kéo, $A_1 = 1016$ mm

- Khoảng cách từ cầu sau tới trọng tâm máy kéo, $a_2 = 799$ mm

- Khoảng cách từ cầu sau tới điểm nối rơ moóc, $b_1 = 400$ mm

- Khoảng cách từ khớp nối tới trục rơ moóc, $b_2 = 3094$ mm

- Tọa độ trọng tâm máy kéo theo chiều thẳng đứng, $h_1 = 550$ mm

- Khoảng cách từ trục bánh trước và trục bánh sau máy kéo, $L = 1830$ mm

- Khoảng cách từ điểm xa nhất phía trước đến trục trước máy kéo, $g = 0,45$ m

- Chiều rộng máy kéo, $B = 1430$ mm

- Chiều rộng hai bánh rơ moóc max, $B_t = 1704$ mm

3.2. Xây dựng mô hình động học quay vòng của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ

Dựa vào sơ đồ kết cấu hình học của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ

moóc một trục (hình 01), tiến hành xây dựng mô hình động học quay vòng cho liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ như hình 02, [4].

Khi liên hợp máy vào đường vòng, để đảm bảo các bánh xe dẫn hướng không bị trượt lết và trượt quay thì đường vuông góc của véc tơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe phải gặp nhau tại một điểm (điểm O), điểm đó chính là tâm quay tức thời của liên hợp máy (hình 02), [1], [4].

Để đảm bảo điều kiện động học quay vòng Ackerman, từ hình vẽ 02 có thể rút ra mối quan hệ lượng giác sau:

$$\cotg \delta_0 - \cotg \delta_i = \frac{B}{L} \quad (1)$$

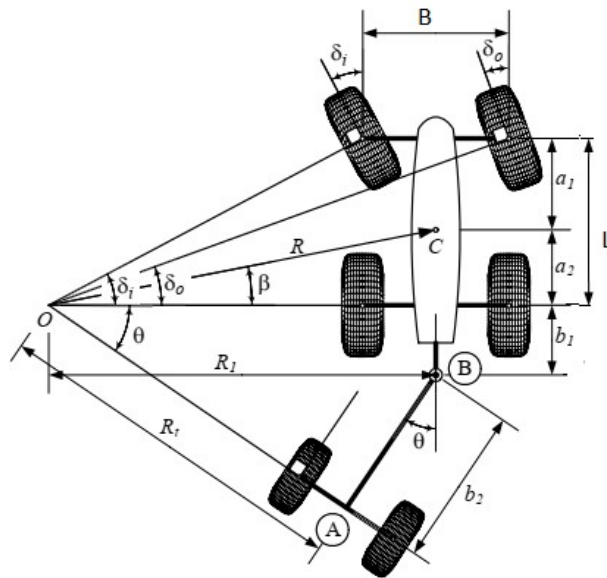
Trong đó:

δ_i - Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía trong;

δ_0 - Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía ngoài;

B - Khoảng cách giữa hai tâm trụ đứng của các bánh xe dẫn hướng, m;

L - Chiều dài cơ sở của máy kéo, m.



Hình 02 - Mô hình tính toán động học quay vòng của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ

Tọa độ trọng tâm của máy kéo quay quanh tâm quay tức thời O với bán kính là R, trong khi đó rơ moóc quay quanh tâm quay tức thời O với bán kính là R_t , ta có:

$$R = \sqrt{a_2^2 + L^2 \cotg^2 \delta} \quad (2)$$

$$\text{Với } \cotg \delta = \frac{\cotg \delta_0 + \cotg \delta_i}{2} \quad (3)$$

Từ quan hệ hình học trên hình 02 ta có, [4]:

$$\tg \delta_i = \frac{L}{R_1 - \frac{B}{2}} \quad (4)$$

$$\text{và } \tg \delta_0 = \frac{L}{R_1 + \frac{B}{2}} \quad (5)$$

$$\theta = \begin{cases} 2 \tg^{-1} \left[\frac{1}{b_1 - b_2} \left(R_t - \sqrt{R_t^2 - b_1^2 + b_2^2} \right) \right] & |b_1 - b_2 \neq 0 \\ 2 \tg^{-1} \frac{1}{2R_t} (b_1 + b_2) & |b_1 - b_2 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

h) Bề rộng mặt đường tối thiểu đảm bảo cho liên hợp máy quay vòng Ackerman

$$\text{Suy ra: } R_1 = \frac{1}{2} B + \frac{L}{\tg \delta_i} = \frac{-1}{2} B + \frac{L}{\tg \delta_0} \quad (6)$$

Bán kính quay của rơ moóc quay quanh tâm quay tức thời O khi liên hợp máy chuyển động trên đường vòng.

$$R_t = \sqrt{\left(L \cotg \delta_i + \frac{1}{2} B \right)^2 + b_1^2 - b_2^2} \quad (7)$$

Hoặc

$$R_t = \sqrt{\left(L \cotg \delta_0 - \frac{1}{2} B \right)^2 + b_1^2 - b_2^2} \quad (8)$$

Từ tam giác AOB ta có:

$$R_t = \sqrt{R_1^2 + b_1^2 - b_2^2} \quad (9)$$

Ở trạng thái ổn định, góc hợp giữa trục đối xứng của máy kéo và rơ moóc được xác định theo biểu thức sau:

Mô hình tính toán xác định bề rộng đường tối thiểu đảm bảo cho liên

hợp máy quay vòng Ackerman được trình bày ở hình 03,[4].

Khi liên hợp máy quay vòng thì điểm ngoài cùng (điểm xa tâm quay tức thời nhất) trên máy kéo quay quanh tâm quay O với bán kính lớn nhất (R_{max}) và điểm bên trong trên bánh xe rơ moóc (điểm gần tâm quay tức thời nhất) sẽ quay quanh tâm quay O với bán kính

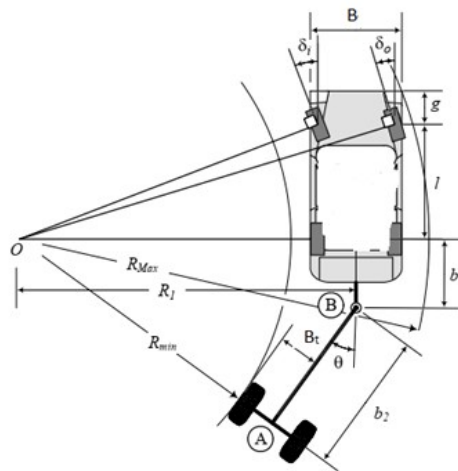
$$R_{min} = \sqrt{\left(L \cotg \delta_i + \frac{1}{2} B\right)^2 + b_1^2 - b_2^2} - \frac{1}{2} B_t \quad (12)$$

hoặc

$$R_{min} = \sqrt{\left(L \cotg \delta_o + \frac{1}{2} B\right)^2 + b_1^2 - b_2^2} - \frac{1}{2} B_t \quad (13)$$

Và theo quan hệ lượng giác ở hình 03, ta có:

$$R_{min} = \sqrt{R^2 - a_2^2 + b_1^2 - b_2^2} - \frac{1}{2} B_t \quad (14)$$



Hình 03 – Mô hình tính toán bề rộng đường tối thiểu cho liên hợp máy chuyển động quay vòng

b) Bán kính quay vòng lớn nhất của liên hợp máy đối với tâm quay tức thời O:

$$R_{max} = \sqrt{\left(R_1 + \frac{B_v}{2}\right)^2 + (L + g)^2} \quad (18)$$

$$\text{Ở đây: } R_1 = \sqrt{(R_{min} + B_t)^2 + b_2^2 - b_1^2} \quad (19)$$

Bề rộng mặt đường tối thiểu yêu cầu cho liên hợp máy quay vòng

R_{min} , các bán kính đó được xác định theo các biểu thức sau:

a) Bán kính quay vòng nhỏ nhất (R_{min}) của liên hợp máy đối với tâm quay tức thời O:

$$R_{min} = R_t - \frac{1}{2} B_t \quad (11)$$

Thay R_t từ biểu thức (7) và (8) vào biểu thức (11), ta được:

Ackerman được xác định theo biểu thức:

$$\Delta R = R_{max} - R_{min} \quad (19)$$

3.3. Xác định một số thông số đặc trưng động học quay vòng của liên hợp máy kéo Shibaura SD 3100 với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ

Từ các kích thước hình học của liên hợp máy được thể hiện trên hình 01, áp dụng các công thức mục 3.2 ta xác định được một số thông số đặc

$$\delta_0 = \cotg^{-1} \left(\frac{B}{L} + \cotg \delta_i \right) = \cotg^{-1} \left(\frac{1430}{1814} + \cotg 12^0 \right) = 10,32^0$$

c) Bán kính quay của rơ moóc quay quanh tâm quay tức thời O:

$$R_t = \sqrt{\left(L \cotg \delta_i + \frac{1}{2} B \right)^2 + b_1^2 - b_2^2} = \sqrt{\left(1814 \cotg 12^0 + \frac{1430}{2} \right)^2 + 400^2 - 3094^2} = 8,725 \text{ m}$$

d) Khoảng cách từ trục đối xứng dọc của máy kéo đến tâm quay vòng tức thời O:

$$R_1 = \frac{1}{2} B + \frac{L}{\tg \delta_i} = \frac{1430}{2} + \frac{1814}{\tg 12^0} = 9,249 \text{ m}$$

Suy ra:

$$\delta = \cotg^{-1} \left(\frac{\cotg \delta_0 + \cotg \delta_i}{2} \right) = \cotg^{-1} \left(\frac{\cotg 10,32^0 + \cotg 12^0}{2} \right) = 11,097^0$$

f) Bán kính quay của tọa độ trọng tâm máy kéo đối tâm quay tức thời O:

$$R = \sqrt{799^2 + 1814^2 \cotg^2 11,097^0} = 9,283 \text{ m}$$

g) Góc hợp giữa trục dọc của máy kéo với rơ moóc (góc giữa rơ moóc với máy kéo):

$$\theta = 2 \tg^{-1} \left[\frac{1}{b_1 - b_2} \left(R_t \pm \sqrt{R_t^2 - b_1^2 + b_2^2} \right) \right] = \begin{cases} -162,94^0 \\ 21,97^0 \end{cases}$$

h) Bề rộng mặt đường tối thiểu đảm bảo cho liên hợp máy quay vòng Ackerman

* Bán kính quay vòng nhỏ nhất (R_{min}) của liên hợp máy đối với tâm quay tức thời O:

$$R_{min} = \sqrt{R^2 - a_2^2 + b_1^2 - b_2^2} - \frac{1}{2} B_t$$

trung động học quay vòng của liên hợp máy bao gồm:

a) Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía bên trong: $\delta_i = 12^0$ (đo trực tiếp trên máy kéo trong trường hợp người lái đánh hết vành vô lăng lái sang phía bên trái):

b) Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía bên ngoài:

e) $\cotg \delta$ là trung bình cộng của \cotg góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía trong và phía ngoài khi liên hợp máy quay vòng;

$$i \sqrt{9,283^2 - 0,799^2 + 0,4^2 - 3,094^2} - \frac{1,704}{2} = 7,872 \text{ m}$$

* Khoảng cách từ tâm quay tức thời đến trục đối xứng dọc của máy kéo:

$$R_1 = \sqrt{(R_{min} + B_t)^2 + b_2^2 - b_1^2} = \sqrt{(7,872 + 0,852)^2 + 3,094^2 - 0,4^2} = 9,122 \text{ m}$$

* Bán kính quay vòng lớn nhất của liên hợp máy đối với tâm quay tức thời O:

$$R_{max} = \sqrt{\left(R_1 + \frac{B_v}{2}\right)^2 + (L + g)^2} = \sqrt{\left(9,122 + \frac{1,430}{2}\right)^2 + (1,814 + 0,85)^2} = 10,198 \text{ m}$$

Bề rộng mặt đường yêu cầu tối thiểu cho liên hợp máy quay vòng Ackerman được xác định theo biểu thức:

$$\Delta R = R_{max} - R_{min} = 10,703 - 7,822 = 2,376 \text{ m}$$

IV. KẾT LUẬN

Đã xây dựng được mô hình tính toán động học quay vòng cho liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ cũng như lý thuyết tính toán bề rộng tối thiểu của mặt đường cho liên hợp máy quay vòng đúng trên cơ sở vận dụng lý thuyết động học quay vòng của ô tô kéo rơ moóc.

Áp dụng cơ sở lý thuyết động học quay vòng của liên hợp máy kéo bốn bánh với rơ moóc cho liên hợp máy kéo Shibaura SD3100 với rơ moóc một trục vận chuyển gỗ để tính toán xác định được một số thông số đặc trưng động học quay vòng chủ yếu đảm bảo điều kiện động học quay vòng Ackerman, cụ thể:

- Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng phía bên trong $\delta_i = 12^\circ$ và bên ngoài $\delta_o = 10,32^\circ$;

- Bán kính quay của rơ moóc quay quanh tâm quay vòng tức thời, $R_t = 8,725 \text{ m}$;

- Khoảng cách từ trục đối xứng dọc của máy kéo đến tâm quay vòng tức thời, $R_1 = 9,249 \text{ m}$;

- Góc cotg δ trung bình của $\cotg \delta_i$ và $\cotg \delta_o$ là $\delta = 11,097^\circ$

- Bán kính quay vòng của tọa độ trọng tâm của máy kéo đối tâm quay tức thời, $R_1 = 9,283 \text{ m}$;

- Góc hợp giữa trục đối xứng dọc của máy kéo và trục đối xứng dọc của rơ moóc, $\theta = 21,97^\circ$

- Bề rộng mặt đường tối thiểu cần thiết cho liên hợp máy quay vòng Ackerman là : $\Delta R = 2,376 \text{ m}$

TÀI LIỆU TRÍCH DẪN

- [1]. Nguyễn Trọng Hoan (2019), *Thiết kế tính toán ô tô*, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam, Hà Nội.

- [2]. Bùi Trung Nguyên (2008), *Nghiên cứu dao động của ghế ngồi người lái trên máy kéo nông nghiệp Shibaura khi sử dụng trong điều kiện lâm nghiệp*, Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Đại học lâm nghiệp, Hà Nội.
- [3]. Trần Văn Tùng (2017), *Nghiên cứu động lực học dọc của liên hợp máy kéo bốn bánh và rơ moóc một trục khi vận chuyển gỗ trên đường lâm nghiệp*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Đại học lâm nghiệp, Hà Nội
- [4]. Reza N. Jazar (2008), *Vehicle Dynamics Theory and Application*, Springer Science Business Media