ẢNH HƯỞNG CỦA SỰ SAI LỆCH GÓC ĐẶT BÁNH XE DẪN HƯỚNG ĐẾN ỔN ĐỊNH CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA Ô TÔ

THE IMPACT OF THE DEVIATION OF ESTABLISHED CORNER OF STEERING WHEELS ON THE STABILITY OF DIRECT MOTION OF CAR

Lê Văn Anh, Nguyễn Can, Nguyễn Huy Chiến

TÓM TẮT

Hiện tại nhu cầu đi lại và số lượng ô tô tham gia giao thông ngày càng tăng, để đáp ứng nhu cầu đó thì ngày càng nhiều đường cao tốc được xây dựng, trên đó tốc độ tối thiểu của xe được quy định ngày càng cao. Khi chạy với tốc độ cao ngay cả khi ô tô chuyển động thẳng, sự ổn định hướng chuyển động là một yếu tố quan trọng đảm bảo an toàn và giúp người lái không mỏi mệt trên những hành trình dài. Hiện tượng mất ổn định hướng chuyển động thẳng của ô tô có thể là sự rung, lắc, lệch hướng chuyển động của các bánh xe dẫn hướng. Có nhiều yếu tố kỹ thuật ảnh hưởng đến ổn định hướng chuyển động thẳng, trong đó có một yếu tố ít được quan tâm đến là "sự sai lệch của các góc đặt bánh xe dẫn hướng". Nội dung chính của bài báo này phân tích ảnh hưởng của sự sai lệch góc đặt bánh xe dẫn hướng đến sự ổn định hướng chuyển động thẳng của ô tô.

Từ khoá: *Góc đặt, bánh dẫn hướng, ổn định, chuyển động thẳng, ô tô.*

ABSTRACT

Current demand for travel and the number of cars increases in traffic, to meet the needs of highways have been constructed in which the minimum speed of cars provided more. When working at a high speed even in direct motion, stability of direct motion is an important factor to ensure safety and driver assistance tirelessly on the long road. The instability of direct motion of the car may be vibration, deflection direct motion of steering wheels. There are many technical factors that influence the stability of the direction of the rectilinear motion of car, including the factor that has received little attention "deviation of established corner of steering wheels". The main content of this article analyzes the impact of the deviation of established corner of steering wheels on the stability of direct motion of car.

Keywords: *Established corner, steering wheels, stability, direct motion, car.*

Lê Văn Anh, Nguyễn Can, Nguyễn Huy Chiến
Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
Email: anhlevanhaui@gmail.com
Ngày nhận bài: 15/07/2017
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 21/08/2017
Ngày chấp nhận đăng: 25/08/2017

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, nhu cầu đi lại bằng ô tô và số lượng ô tô tham gia giao thông ngày càng tăng, để đáp ứng nhu cầu đó ngày càng nhiều đường cao tốc được xây dựng, tốc độ tối thiểu của xe ô tô được quy định ngày càng cao.

Quá trình ô tô di chuyển có thể xe chuyển động thẳng, chuyển động quay vòng, trong đó chủ yếu là chuyển động thẳng. Để đảm bảo an toàn, tính kinh tế và tránh mệt mỏi cho người lái trên những hành trình dài, một yêu cầu quan trọng khi ô tô chạy trên đường thẳng là các bánh dẫn hướng phải ổn định hướng chuyển động thẳng, nghĩa là không rung lắc hay lệch hướng chuyển động khi người lái không tác động lực vào vành tay lái.

Có nhiều yếu tố kỹ thuật ảnh hưởng đến ổn định hướng chuyển động thẳng, đó là:

- Ảnh hưởng của hệ thống lái: Hệ thống lái có thể gây ra mất ổn định hướng chuyển động thẳng, do rơ mòn hoặc bó kẹt trong cơ cấu lái, các mối lắp ghép truyền động lái và hư hỏng trợ lực lái.

- Sự không cân bằng của hai bánh dẫn hướng về trọng lượng hoặc về hình học (không cân bằng động và tĩnh) sẽ dẫn đến hiện tượng bánh xe bị đảo khi quay.

- Sự không đều về lực cản lăn: Khi chạy trên đường, hai bánh dẫn hướng phải và trái chịu lực cản lăn khác nhau do tải trọng của xe phân bố không giống nhau trên từng bánh dẫn hướng, mức độ mòn của lốp, áp suất lốp, tình trạng bề mặt của đường mà mỗi bánh dẫn hướng tiếp xúc. Khi lực cản lăn hai bên không bằng nhau sẽ tạo ra mô men làm lệch hướng chuyển động của xe.

- Ảnh hưởng của hệ thống treo bánh dẫn hướng: Hệ thống lái có liên kết cơ học với hệ thống treo, hệ thống lái thường có phần trên được treo nhưng phần dưới nối vào bánh dẫn hướng (BDH) không được treo, do vậy sự dao động do hệ thống treo sẽ ảnh hưởng đến sự làm việc của hệ thống lái. Các tính năng vận hành ổn định của ô tô trên đường vòng và khả năng xoay các bánh dẫn hướng trở lại hướng chuyển động thẳng, cũng như giảm lực điều khiển tay lái và giảm các chấn động truyền từ bánh xe đến hệ thống treo được đảm bảo nhờ các góc nghiêng của BDH và trục quay của chúng, thường được gọi là "Góc đặt BDH", mang tên Caster, Kingpin, Camber. Khi thiết kế và lắp đặt, các góc đặt BDH cùng tên ở hai bên phải và trái cần có giá

trị bằng nhau, khi đó các lực và mô men phát sinh trong chuyển động thẳng sẽ được cân bằng ở hai BDH phải và trái, kết quả là hướng chuyển động thẳng của ô tô được giữ ổn định. Tuy nhiên, trong trường hợp góc đặt BDH hai bên phải và trái không đồng đều, tổng mô men do phản lực tựa từ mặt đường tác dụng vào hai BDH phải và trái sẽ khác không, gây nên xu hướng xoay các BDH sang một phía, kết quả là ô tô bị mất ổn định hướng chuyển động thẳng.

- Sự sai lệch của các góc đặt BDH cùng tên hai bên có thể do sai số về chế tạo, sai sót trong lắp ráp hoặc sửa chữa, hoặc do tác động mạnh và không đều của ngoại lực trong sử dụng, nhất là khi xe bị va chạm, tai nạn, một số loại xe ngay từ ban đầu nhà sản xuất đã không thiết kế vị trí điều chỉnh các góc đặt BDH trong kết cấu.

- Ảnh hưởng của các mối liên kết hệ thống lái - xatxi - hệ thống treo: Hệ thống treo, hệ thống lái và các bánh dẫn hướng được lắp ráp với nhau trực tiếp hoặc gián tiếp với xatxi ô tô. Sự hư hỏng của các mối liên kết này có thể dẫn đến sự rung lắc của bánh dẫn hướng, gây nên rung lắc mất ổn định chuyển động thẳng của xe.

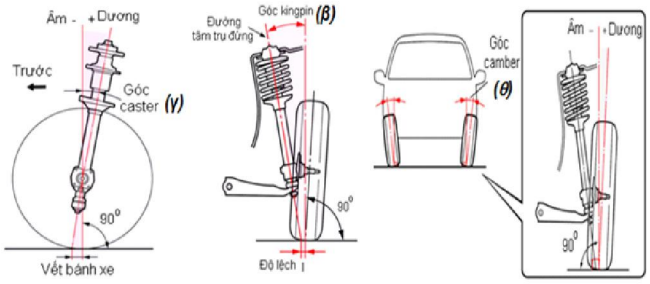
- Ngoài những nguyên nhân trên, sự mất ổn định chuyển động thẳng của xe còn có thể do một số nguyên nhân khác, như: sự dao động của hàng hóa trên xe, sự cong vênh xatxi, sự cong vênh dầm cầu trước.

Với những yếu tố ảnh hưởng nêu trên, yếu tố thường ít được quan tâm là "Sự sai lệch của các góc đặt BDH". Vì vậy, trong bài báo này nhóm tác giả sẽ phân tích ảnh hưởng của sự sai lệch góc đặt BDH đến sự ổn định hướng chuyển động thẳng của ô tô.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Cơ sở xét ảnh hưởng của các góc đặt BDH

Các BDH ô tô có 3 góc đặt chính, với các tên: góc Caster, góc Kingpin và góc Camber (hình 1).



Hình 1. Góc Caster, góc Kingpin và góc Camber

Góc caster: là góc nghiêng về phía trước hoặc phía sau của trục đứng so với đường thẳng góc với mặt đường (ký hiệu γ). Công dụng của góc caster là làm tăng hiệu quả trở về vị trí chuyển động thẳng của BDH.

Góc Kingpin: là góc giữa trục đứng với đường thẳng vuông góc mặt đất (ký hiệu β). Công dụng của góc Kingpin là tạo mô men ổn định lái $M_{1,}$ làm quay bánh xe lại khi nó bị xoay lệch với hướng chuyển động thẳng vì lý do nào đó, kể cả sau khi người lái dừng việc đánh tay lái kết thúc quá trình quay vòng hoặc tránh chướng ngại vật trên đường.

Khi quay lái một góc α thì một thành phần của phản lực tựa trên trục đứng có giá trị là:

$$P_{td1} = Z_b.Sin\beta.Cos\alpha \quad (1)$$

Và mô men gây ra do có góc Kingpin khi quay bánh lái được tính theo công thức:

$$M_{kp} = Z_b.l.Sin\beta.Sin\alpha \quad (2)$$

Trong đó:

M_{kp}: Mô men do góc Kingpin gây ra;

Z_b: Phản lực thẳng đứng tại bánh xe;

l: Cánh tay đòn quay bánh xe;

α: Góc quay bánh lái.

Khi góc lái $\alpha = 0$ thì mô men do góc Kingpin bằng không, nghĩa là mô men này không có khi bánh xe ở vị trí chuyển động thẳng.

Góc Camber: là góc nghiêng của BDH trong mặt phẳng ngang của ô tô (ký hiệu θ). Công dụng góc Camber là tạo phản lực chiều trục từ trọng lượng xe, chống lại thành phần đứng $Z_b.Sin\beta.Cos\alpha_r$ của lực sinh ra do góc Kingpin và giảm cánh tay đòn C của phản lực tiếp tuyến đối với trụ đứng, để giảm tải trọng tác dụng lên dẫn động lái và giảm lực lên vành tay lái.

2.2. Các lực và mô men phụ tác động vào mỗi BDH khi ô tô chạy thẳng

2.2.1. Lực tác động vào trục đứng

Tại BDH, phản lực tựa thẳng đứng N_b có thể chia ra hai thành phần, hình 2:

$$N_b = N_{b1} + N_{b2} \quad (3)$$

$$N_{b1} = N_b.tan\theta \quad (4)$$

Trong đó: N_b: Phản lực tựa do phân bố tải trọng ô tô lên bánh xe;

N_{b1}: Thành phần của N_b nằm trên mặt đường;

N_{b2}: Thành phần của N_b nằm trong mặt phẳng chia của bánh xe.

Thành phần N_{b1} lại có thể phân ra hai thành phần nhỏ:

$$\vec{N}_{b1} = \vec{N}_{b11} + \vec{N}_{b12} \quad (5)$$

$$N_{b11} = N_{b1}.Cos\beta \quad (6)$$

$$N_{b12} = N_{b1}.Sin\beta \quad (7)$$

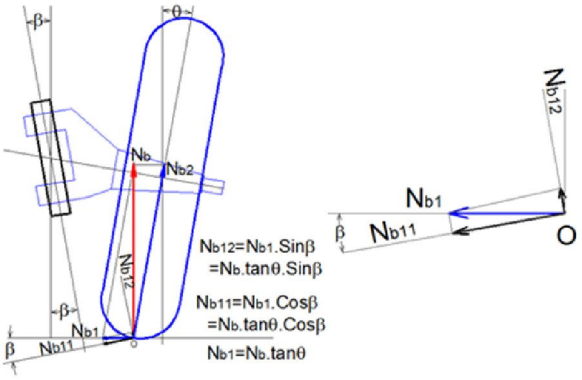
Trong đó: N_{b11}: Thành phần của N_{b1} vuông góc với trục quay đứng BDH;

N_{b12}: Thành phần của N_{b1} song song với trục quay đứng BDH.

Từ công thức (4) và (6) trên ta có:

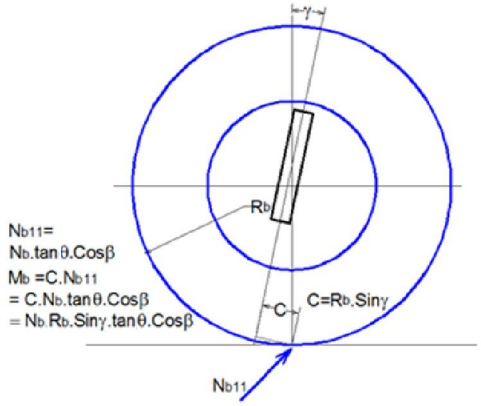
$$N_{b11} = N_{b1}.Cos\beta = N_b.tan\theta.Cos\beta \quad (8)$$

Như vậy, phản lực tựa (N_b) có thành phần vuông góc với trục quay đứng N_{b11} (lực phụ N_{b11}) có giá trị được xác định theo công thức (8).



Hình 2. Phản lực tựa N_b có thành phần vuông góc trục đứng N_{b11}

2.2.2. Mô men phụ tại trục đứng M_{td}



Hình 3. Mô men M_b do thành phần vuông góc với trục đứng N_{b11}

Do trục quay đứng nghiêng một góc γ về phía trước (khi góc Caster dương) trong mặt phẳng dọc, nên điểm tiếp xúc của bánh xe chuyển hướng bị lùi lại sau một khoảng C so với hình chiếu tâm trục đứng xuống mặt đường:

$$C = R_b.Sin\gamma \quad (9)$$

Trong đó: R_b là bán kính lăn của bánh xe.

Do đó, lực phụ N_{b11} (công thức 8) gây ra một mô men quay BDH quanh trục đứng (ký hiệu là M_b):

$$M_b = C.N_{b11} \quad (10)$$

Thay các giá trị trong các công thức (8), (9) vào (10) ta có:

$$M_b = N_b.R_b.Sin\gamma.tan\theta.Cos\beta \quad (11)$$

Ta gọi mômen do lực phụ N_{b11} trên là mômen phụ (ký hiệu là M_b).

Thông qua công thức (11) có nhận xét: Khi một trong hai hoặc cả hai góc Caster và góc Camber bằng 0, giá trị của mô men M_b sẽ triệt tiêu vì sin và tan của các góc đó bằng 0. Mô men phụ M_b (xác định bằng công thức 11) có ở mỗi BDH phải và trái.

2.3. Tổng mô men phụ ΣM_b tác động vào hai BDH

Trên ô tô, mô men phụ M_b có trên mỗi BDH phải và trái do phản lực tựa N_b tại BDH đó gây ra:

$$M_{bp} = N_{bp}.R_{bp}.Sin\gamma_p.tan\theta_p.Cos\beta_p \quad (12)$$

$$M_{bt} = N_{bt}.R_{bt}.Sin\gamma_t.tan\theta_t.Cos\beta_t \quad (13)$$

Trong đó:

M_{bp}, N_{bp}, R_{bp}, γ_p, θ_p, β_p là mô men, phản lực tựa, bán kính, các góc đặt BDH bên phải;

M_{bt}, N_{bt}, R_{bt}, γ_t, θ_t, β_t là mô men, phản lực tựa, bán kính, các góc đặt BDH bên trái.

Tổng mô men ΣM_b do phản lực tựa đặt tại hai BDH sẽ là:

$$\sum M_b = M_{bp} - M_{bt} \quad (14)$$

Trong công thức (14), do hai mô men phải và trái có chiều ngược nhau nên dấu cộng giữa hai mô men được thay bằng dấu trừ để có giá trị tuyệt đối của tổng.

Thay giá trị tại công thức (12) và (13) vào (14) ta được:

$$\Sigma M_b = N_{bp}.R_{bp}.Sin\gamma_p.tan\theta_p.Cos\beta_p - N_{bt}.R_{bt}.Sin\gamma_t.tan\theta_t.Cos\beta_t \quad (15)$$

3. KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG GÓC ĐẶT BDH ĐẾN ỔN ĐỊNH CHUYỂN ĐỘNG THẲNG

3.1. Đối tượng khảo sát

Để minh họa tác động của sự chênh lệch mô men phản lực tựa M_b tại các BDH ô tô, nhóm tác giả khảo sát bằng mô hình toán học trên cơ sở xe Toyota Vios 1.5E.

Một số thông số kỹ thuật của Toyota Vios 1.5E cần thiết cho bài toán như sau:

- Lốp xe: 185/ 60R15, suy ra bán kính thiết kế của bánh xe R_b = 301 mm.

- Dẫn động lái cầu trước.

- Góc đặt bánh xe (Số liệu đo thực tế): Góc Camber: -0° 10'; Góc Kingpin: 12°30'; Caster: 2°00'

- Tải trọng: Không tải: 1030-1085 kG (trung bình 1060 kG); Toàn tải: 1495 kG.

- Phân bố tải trọng lên cầu trước 0,45.

Từ đó, tải trọng đặt trên cầu trước và trên một BDH nếu phân bố đều sẽ là:

+ Khi không tải: 477 kG cho cầu trước và 238 kG cho một BDH.

+ Khi toàn tải: 670 kG cho cầu trước và 335 kG cho một BDH.

3.2. Tổng mô men phụ ΣM_b khi có sai lệch góc đặt BDH

Ta khảo sát tổng mô men ΣM_b sinh ra trong trường hợp sau:

- Bán kính động lực học của hai BDH bằng nhau.

- Tải trọng đặt lên hai BDH bằng nhau, được xét với 3 mức là:

Không tải: 238 (N); Nửa tải: 287 (N); Toàn tải: 335 (N) cho một BDH.

- Một trong ba góc đặt BDH bên trái bị sai lệch, hai góc còn lại đúng chuẩn.

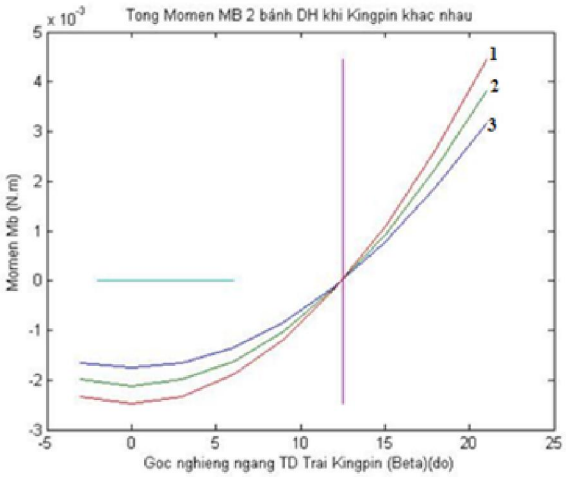
Tổng mô men phụ sinh ra do sai lệch góc đặt BDH tính theo công thức (15).

3.2.1. Tổng mô men ΣM_b khi có sai lệch góc Kingpin bánh trái

Đồ thị tổng mô men ΣM_b (hình 4) với các thông số nêu tại bảng 1.

Bảng 1. Số liệu khảo sát khi thay đổi góc Kingpin trục đứng trái

Bánh dẫn hướng	R (m)	N_b	Góc Kingpin (độ)	Góc Caster (độ)	Góc Camber (độ)
Bên phải	0,301	50%	12°30′	2°	-0°10′
Bên trái	0,301	50%	-3° ⟶ 21°	2°	-0°10′



Hình 4. Tổng mô men $\sum M_b$ khi góc Kingpin trục đứng trái thay đổi

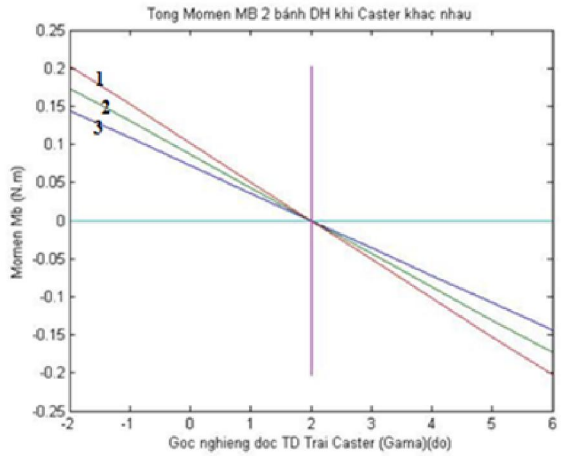
1- Khi xe đầy tải; 2- Khi xe nửa tải; 3- Khi xe không tải

3.2.2. Tổng mô men $\sum M_b$ khi có sai lệch góc Caster bánh bên trái

Đồ thị tổng mô men $\sum M_b$ (hình 5) với các thông số nêu tại bảng 2.

Bảng 2. Số liệu khảo sát khi thay đổi góc Caster trục đứng trái

Bánh dẫn hướng	R_b (m)	N_b	Góc Kingpin (độ)	Góc Caster (độ)	Góc Camber (độ)
Bên phải	0,301	50%	12°30′	2°	-0°10′
Bên trái	0,301	50%	12°30′	-2° ⟶ 6°	-0°10′



Hình 5. Tổng mô men $\sum M_b$ khi góc Caster trục đứng trái thay đổi

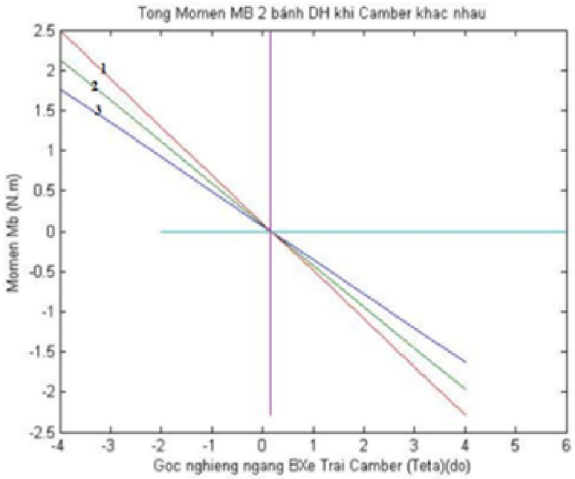
1- Khi xe đầy tải; 2- Khi xe nửa tải; 3- Khi xe không tải

3.2.3. Tổng mô men $\sum M_b$ khi có sai lệch góc Camber bên trái

Đồ thị tổng mô men $\sum M_b$ (hình 6) với các thông số nêu tại bảng 3.

Bảng 3. Số liệu khảo sát khi góc Camber bánh xe trái thay đổi

Bánh dẫn hướng	R_b (m)	N_b	Góc Kingpin (độ)	Góc Caster (độ)	Góc Camber (độ)
Bên phải	0,301	50%	12°30′	2°	-0°10′
Bên trái	0,301	50%	12°30′	2°	-4° ⟶ 4°



Hình 6. Tổng mô men $\sum M_b$ khi góc Camber bánh xe trái thay đổi

1- Khi xe đầy tải; 2- Khi xe nửa tải; 3- Khi xe không tải

4. THẢO LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

a/ Từ công thức (15) ta thấy giá trị tổng mô men phụ $\sum M_b$ không chỉ phụ thuộc vào giá trị các góc đặt BDH, mà còn phụ thuộc bán kính bánh xe ở mỗi BDH và tải trọng thẳng đứng đặt trên đó.

b/ Từ các đồ thị (hình 4, 5, 6) khảo sát tổng mô men phụ $\sum M_b$ do phản lực tựa bánh xe N_{b11} sinh ra khi có sai lệch các góc đặt BDH hai bên, trên xe ô tô Toyota Vios, ta có nhận xét sau:

- Khi có chênh lệch góc Camber bên phải và trái tới 4° và xe đầy tải, tổng mô men $\sum M_b$ lên tới 2,5 Nm, đó là do thay đổi góc nghiêng ngang bánh xe đã làm thay đổi đáng kể thành phần phản lực tựa ngang tại vết tiếp xúc bánh xe với đường;

- Khi có chênh lệch góc Caster bên phải và trái tới 4° và xe đầy tải, tổng mô men $\sum M_b$ đạt tới 0,25 Nm, đó là do thay đổi cánh tay đòn C từ tâm trục quay đứng đến điểm tiếp xúc bánh xe với mặt đường, vì thay đổi chiều dài C không nhiều nên tổng mô men M_b có giá trị không lớn;

- Khi có chênh lệch góc Kingpin bên phải và trái lên tới 8° và xe đầy tải, giá trị tổng mô men $\sum M_b$ không đáng kể, chỉ đạt tới $4,5x10^{-3}$ Nm.

Tóm lại, độ lớn của tổng mô men phụ $\sum M_b$ chịu ảnh hưởng không đồng đều ở các góc đặt BDH. Trên xe Toyota Vios, tổng mô men phụ $\sum M_b$ có giá trị lớn nhất khi có chênh lệch góc Camber và có giá trị nhỏ nhất khi có chênh lệch góc Kingpin.

5. KẾT LUẬN

Sự ổn định chuyển động thẳng của ô tô là một yêu cầu quan trọng ảnh hưởng đến tính năng an toàn và kinh tế kỹ

thuật của ô tô, sự mất ổn định hướng chuyển động thẳng có thể do nhiều nguyên nhân khác nhau. Ngoài những nguyên nhân thông thường, sự chênh lệch các góc đặt BDH hai bên gây nên tổng mô men phụ $\sum M_b$ làm lệch hướng chuyển động thẳng của ô tô là một nguyên nhân chưa được quan tâm nhiều và cũng là nguyên nhân khó được phát hiện và khắc phục. Giá trị tổng mô men phụ $\sum M_b$ sinh ra do chênh lệch góc đặt BDH được nêu trong công thức (15), trong đó độ lớn của tổng mô men phụ thuộc vào chênh lệch các góc đặt BDH, tải trọng, bán kính bánh xe giữa BDH bên phải và bên trái.

Từ những nghiên cứu trên cho thấy, để đảm bảo sự ổn định hướng chuyển động thẳng của ô tô, nhất là khi xe chạy với vận tốc cao, ngoài những biện pháp kiểm tra sửa chữa thông thường, cần phải chú ý đến việc kiểm tra và điều chỉnh các góc đặt BDH, nhằm đạt được sự đồng đều trị số của các góc đặt BDH cùng tên ở BDH phải và trái đúng như thiết kế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Lê Văn Anh, Phạm Việt Thành, Nguyễn Huy Chiến, Hoàng Quang Tuấn (2017), Kết cấu ô tô, NXB Khoa học kỹ thuật, Hà Nội.

[2]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phạm Đình Kiên (1985), Tính toán và thiết kế ô tô Máy kéo, NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp, Hà Nội.

[3]. 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 kỹ thuật, Hà Nội.

[4]. Nguyễn Khắc Trai (2005), Kỹ thuật Chẩn đoán ô tô, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội

[5]. Nguyễn Khắc Trai (2011), Kết cấu ô tô, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội.

[6]. "Quy chuẩn kỹ thuật Quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với ô tô" QCVN 09-2011/ Bộ GTVT ban hành năm 2011.

[7]. Toyota, Hướng dẫn sửa chữa hệ thống lái và góc đặt bánh xe (www.Oto.hui.com truy cập 12.04.2017).