

NGHIÊN CỨU KHẢ NĂNG ỔN ĐỊNH NGANG CỦA XE CHUYÊN DÙNG THU GOM, VẬN CHUYỂN, KHỬ TRÙNG XÁC GIA SÚC, GIA CẦM BỊ DỊCH BỆNH

STABILITY RESEARCH FLIP HORIZONTAL OF SPECIAL VEHICLES COLLECT,
TRANSPORT, STERILIZE DISEASED CATTLE AND POULTRY CARCASSES

TS. Hoàng Sơn

Trường Đại học Lâm nghiệp

TÓM TẮT

Xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh được đề tài độc lập cấp quốc gia thiết kế chế tạo, đây là thiết bị chuyên dùng phục vụ cho công tác phòng chống dịch bệnh, thùng chứa xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh được thiết kế kín để không phát tán vi rút, vi khuẩn ra môi trường, có hệ thống tự động đưa xác gia súc gia cầm vào thùng chứa, xe được tính toán thiết kế cân bằng và ổn định khi vận chuyển trong các trường hợp khác nhau. Bài báo này giới thiệu kết quả nghiên cứu khả năng ổn định ngang của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.

Từ khóa: Ô tô chuyên dùng; Ô tô vận chuyển xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh; Ổn định ngang ô tô vận chuyển xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.

ABSTRACT

A specialized vehicle for collecting, transporting, and disinfecting deceased cattle and poultry affected by diseases is the subject of a nationally-funded independent project, designed and manufactured to support disease prevention and control efforts. The containment compartment for diseased cattle and poultry remains is hermetically designed to prevent the dispersion of viruses and bacteria into the environment, featuring an automated system for loading deceased animals into the compartment. The vehicle has been designed to ensure balance and stability during transportation under various scenarios. This article introduces the research outcomes regarding the horizontal stability capability of the specialized vehicle tailored for the collection, transportation, and disinfection of disease-affected cattle and poultry remains.

Keywords: Special-use cars; Cars for transporting diseased cattle and poultry carcasses; Stabilizing the car to transport carcasses of infected cattle and poultry.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

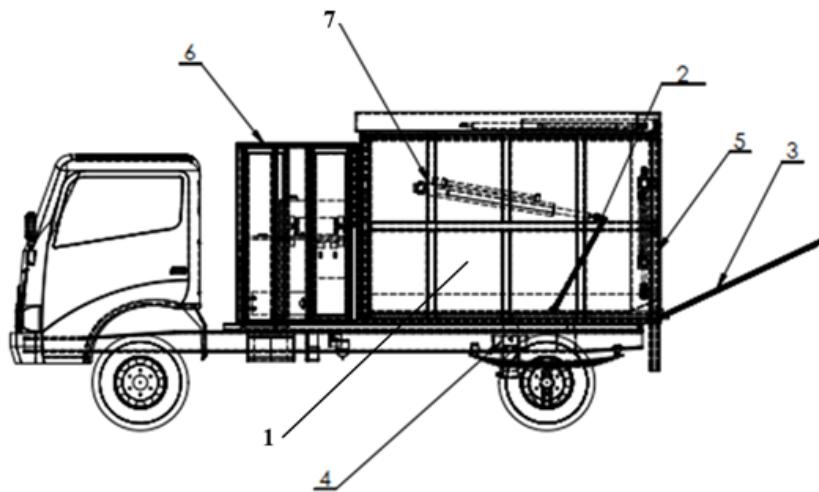
Chăn nuôi là lĩnh vực mang lại giá trị kinh tế lớn, cung cấp thực phẩm cho xã hội. Trong quá trình phát triển, ngành chăn nuôi thường xảy ra các đợt dịch bệnh, gây thiệt hại to lớn về kinh tế. Ở Việt Nam, xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh không có thiết bị chuyên dùng để tiêu hủy, chủ yếu là chôn lấp, không có thiết bị chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng, các thiết bị thu gom, vận chuyển, khử trùng chủ yếu là sử dụng xe ô tô vận tải thông thường, xe công nông. Những thiết bị này khi vận chuyển phát tán vi rút, vi khuẩn ra môi trường, từ đó lại làm lây ra dịch bệnh. Việc nghiên cứu ra xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng để phục vụ cho công tác phòng chống dịch bệnh là rất cần thiết. Năm 2021, Bộ Khoa học và Công nghệ giao cho Trường Đại học Lâm nghiệp thực hiện đề tài độc lập cấp quốc gia mã số ĐTDL.CN-01/21, kỹ thuật của đề tài đã thiết kế chế tạo ra xe chuyên dùng thu gom,

vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh. Để xe hoạt động ổn định trên các loại đường và trong trường hợp quay vòng thì cần thiết phải có nghiên cứu tính toán ổn định ngang của xe để xe không bị lật khi di chuyển trên đường có độ dốc ngang lớn. Sau đây là kết quả tính toán ổn định ngang của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.

2. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu là xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh, Model: Kia K250. Đây là loại xe tải, một cầu chủ động được chế tạo, lắp ráp tại Việt Nam. Thông số kỹ thuật của xe như sau:



Hình 1. Xe ô tô thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh:

- 1 – Hệ thống thùng chứa xác gia súc gia cầm bị dịch bệnh;
2 – Hệ thống ép xác gia súc gia cầm vào thùng chứa; 3 – Bàn nâng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh;
4 – Hệ thống nâng thùng chứa xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh; 5 – Hệ thống nâng hạ bàn nâng;
6 – Khoang chứa hệ thống công tác trên xe (thùng chứa thuốc khử trùng, máy phát điện, cuộn dây phun, súng phun, hệ thống điều khiển); 7 – Xi lanh ép xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.



Bảng 1. Thông số kỹ thuật của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Kích thước tổng thể (D x R x C)	5620 x 1860 x 2555	mm
Chiều dài cơ sở	2615	mm
Vệt bánh xe	1.650/1.495	Trước/sau
Khoảng sáng gầm xe	235	mm
Bán kính vòng quay nhỏ nhất	7,3	mm
Khả năng leo dốc	38,1	%
Tốc độ tối đa	104	km/h
Dung tích thùng nhiên liệu	100	Lít
Trọng lượng bản thân	3.095	kg
Tải trọng cho phép	3.000	kg
Trọng lượng toàn bộ	4995	kg
Trọng lượng phân bố lên trục 1	2310	Kg
Trọng lượng phân bố lên trục 2	2685	Kg
Số chỗ ngồi	03	Chỗ
Loại động cơ	Diesel, 4 kỳ, 4 xi-lanh thẳng hàng, turbo tăng áp, làm mát bằng nước	
Dung tích xi lanh	2.497	Cc
Đường kính x Hành trình piston	104 x 115	mm
Công suất cực đại/Tốc độ quay	96 kW(130PS)/3800 v/p	Ps/rpm
Mô men xoắn cực đại	38 kG.m (372N.m)/ 1800 vòng/phút	N.m/rpm
Ly hợp	01 đĩa, ma sát khô, dẫn động thủy lực, trợ lực chân không. Cơ khí, số sàn, 5 số tiến, 1 số lùi	
Tỷ số truyền hộp số chính	ih1 = 5,380; ih2 = 3,208; ih5 = 0,722; iR = 5,38	
Tỷ số truyền cuối	5.428	
Thông số lốp	7.50-16(7.50R16) / 7.50-16(7.50R16)	Trước/sau

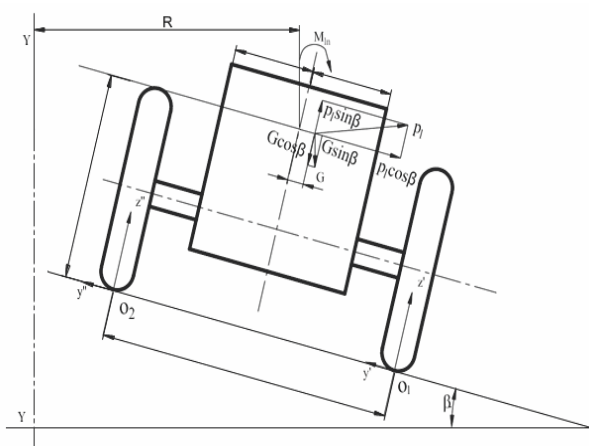
2.2. Phương pháp nghiên cứu

Bài báo sử dụng phương pháp cơ học giải tích và lý thuyết ô tô để xây dựng mô hình, thiết lập phương trình cân bằng lực, cân bằng mô men, từ phương trình đã lập phân tích và tìm ra được độ dốc và vận tốc quay vòng cần thiết để xe di chuyển không bị mất ổn định, không bị lật.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Nghiên cứu khả năng ổn định ngang của ô tô chuyên dùng vận chuyển xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

Xét trường hợp nguy hiểm nhất là khi xe quay vòng, ngoài các lực đã trình bày ở phần trên, xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_1 đặt tại trọng tâm của xe (trục quay là YY). Mô hình tính toán ổn định khi ô tô vận chuyển trên đường nghiêng ngang như hình 2.



Hình 2. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Các lực P_1 phân ra làm hai thành phần do góc nghiêng ngang β . Khi góc nghiêng ngang β tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực P_1 , xe sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua

O_1 (là giao tuyến giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải) khi phản lực pháp tuyến của mặt đất lên bánh xe phía trên dốc bằng không ($Z'' = 0$) và có thể bị trượt ngang xuống chân dốc khi phản lực ngang của mặt đất tác dụng lên bánh xe bằng không ($Y'' = 0$).

Như vậy, điều kiện để đảm bảo cho ô tô không bị lật ngang và trượt ngang là:

$$Z'' \geq 0; Y'' \geq 0 \quad (1)$$

Sự mất ổn định ngang có thể do bị lật nghiêng hoặc bị trượt ngang và ta có các góc ổn định tương ứng: góc nghiêng giới hạn ổn định ngang theo điều kiện lật đổ (β_l), góc nghiêng giới hạn ổn định ngang theo điều kiện trượt ngang (β_p).

3.2. Khả năng ổn định ngang theo điều kiện chống trượt xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

3.2.1. Khả năng ổn định khi chuyển động thẳng

Lập phương trình cân bằng mô men các lực với điểm tiếp xúc của bánh xe phía chân dốc với mặt đất, ta có:

$$\sum M_{O1} = Y''B + G \sin \beta \cdot h + P_k \cdot h - \left(\frac{B}{2} - e\right) \cdot G \cos \beta = 0 \quad (2)$$

Trong đó, Y'' là các phản lực ngang mà mặt đất tác dụng lên bánh xe phía trên dốc.

Từ phương trình (3.11), ta có:

$$Y'' = \left(\frac{B}{2} - e\right) \cdot G \cos \beta - G \sin \beta \cdot h - P_k \cdot h \quad (3)$$

Khi ô tô vận chuyển trên đường thẳng nên $P_{lt} = 0$; 

Điều kiện để đảm bảo cho ô tô không bị trượt ngang là $Y'' \geq 0$, như vậy ta có:

$$\left(\frac{B}{2} - e\right).G.\cos \beta_{\varphi} - G.\sin \beta_{\varphi}.h \geq 0 \quad (4)$$

Trong đó:

B – Chiều rộng cơ sở của ô tô, B = 1,65 [m];

h – Chiều cao trọng tâm, h = 2,486 [m];

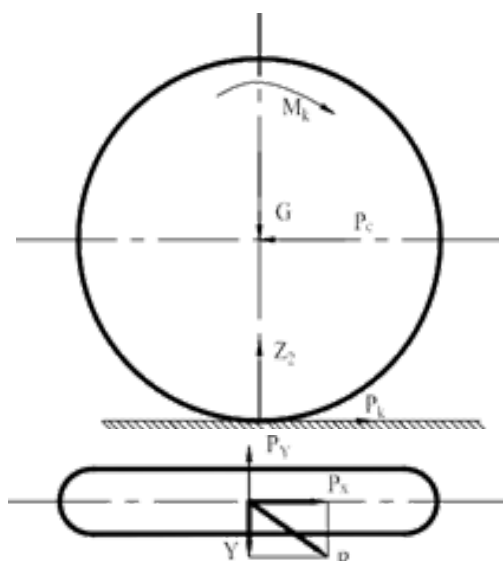
e – Độ lệch tâm so với mặt phẳng đứng dọc, e = 0,02668 [m].

Thay các giá trị trên vào công thức (4.14), ta được: $\beta_{\varphi} \approx 17^{\circ}9'$;

Vậy góc dốc giới hạn để ô tô không bị trượt ngang là: $\beta_{\varphi} \approx 17^{\circ}9'$.

3.2.2. Khả năng ổn định quay vòng

Khi quay vòng trên đường nghiêng ngang, xe có thể bị trượt dưới tác dụng của thành phần lực $G\sin\beta$ và $P_1 = \cos\beta$ do điều kiện bám ngang của bánh xe và đường không đảm bảo.



Hình 3. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng

Thay trị số P_1 và rút gọn, ta xác định được vận tốc giới hạn khi xe bị trượt bên:

$$v_n = \sqrt{\frac{gR(\varphi \cos \beta_{\varphi} - \sin \beta_{\varphi})}{\cos \beta_{\varphi} - \varphi \sin \beta_{\varphi}}} \text{ hay } v_n = \sqrt{\frac{gR(\varphi_y - \tan \beta_{\varphi})}{1 + \varphi_y \tan \beta_{\varphi}}} \quad (5)$$

β_{φ} : Góc giới hạn của đường ứng với vận tốc tới hạn;

φ_y : Hệ số bám ngang của đường và bánh xe ($\varphi_y = 0,4$).

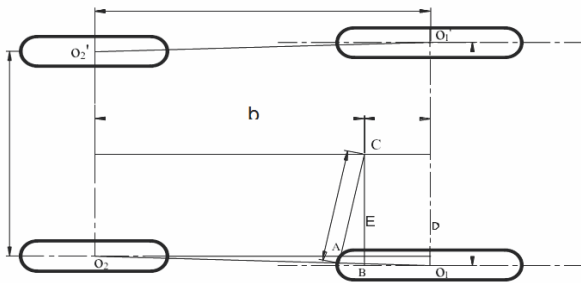
Vận tốc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau được thể hiện trên bảng 2.

Bảng 2. Góc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau theo điều kiện chống trượt.

Độ dốc β°_{φ}	Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)	Độ dốc β°_{φ}	Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)
1	5,215	9	4,033
2	5,081	10	3,868
3	4,937	11	3,696
4	4,795	12	3,516
5	4,650	13	3,329
6	4,501	14	3,132
7	4,349	15	2,923
8	4,194		

3.3. Khả năng ổn định ngang theo điều kiện chống lật xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

3.3.1. Khả năng ổn định ngang khi chuyển động thẳng



Hình 4. Sơ đồ tính toán ổn định ngang theo điều kiện chống lật

Từ sơ đồ hình (3.4), ta có trục lật của ô tô là đường thẳng O_1O_2 . Khi ô tô có dấu hiệu bị lật đổ thì phản lực pháp tuyến lên các bánh xe phía trên bị triệt tiêu, ($Z_2 = 0$).

Ta có phương trình cân bằng mô men quanh trục lật O_1O_2 .

$$G \cdot \sin \beta_t \cdot h = G \cdot \cos \beta_t \cdot d \quad (6)$$

Trong đó:

h – Chiều cao của trọng tâm, $h = 2,486$ m;

d – Khoảng cách giữa trọng tâm tới trục lật.

Xét hai tam giác đồng dạng CAB và O_1O_2D , ta có:

$$\frac{CA}{CB} = \frac{O_2D}{O_1O_2} = \frac{L}{\sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \Rightarrow CA = CB \cdot \frac{L}{\sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \quad (7)$$

Tam giác đồng dạng O_2O_1D và O_2BE , ta có:

$$\frac{EB}{O_2E} = \frac{O_1D}{DO_2} \Leftrightarrow \frac{EB}{b} = \frac{B-B_1}{2L} \Rightarrow EB = \frac{b \cdot (B-B_1)}{2L} \quad (8)$$

Từ hình, ta thấy rằng:

$$\begin{aligned} CB &= EB + \frac{B_1}{2} \Leftrightarrow CB = \frac{b \cdot (B-B_1)}{2L} + \frac{B_1}{2} \\ \Rightarrow d &= CA = \frac{b \cdot (B-B_1) + B_1 \cdot L}{2 \sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \quad (9) \end{aligned}$$

Thay d vào công thức (3.17), ta có:

$$\Leftrightarrow \tan \beta_t = \frac{b \cdot (B-B_1) + B_1 \cdot L}{2h \sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \quad (10)$$

Trong đó :

B_1 – Chiều rộng cơ sở của cầu sau,

$B_1 = 1,495$ (m);

B – Chiều rộng cơ sở của cầu trước,

$B = 1,65$ (m);

L – Chiều dài cơ sở của ô tô,

$L = 3,735$ (m).

Thay các giá trị vào (4.21), ta có:

$$\Leftrightarrow \tan \beta_t = \frac{1,4147 \cdot (1,65 - 1,495) + 1,495 \cdot 3,735}{2,2,486 \sqrt{3,735^2 + \left(\frac{1,65 - 1,495}{2}\right)^2}} = 0,2612 \Rightarrow \beta_t = 18^\circ 7'$$

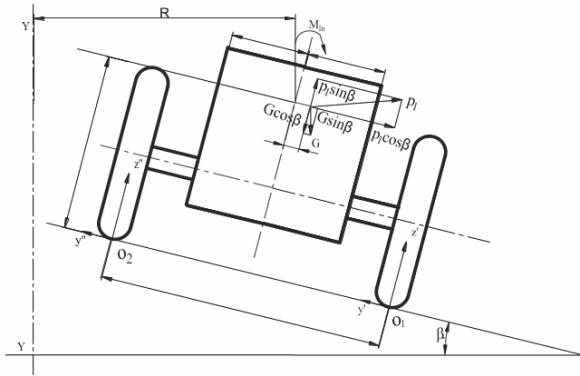
Vậy góc nghiêng giới hạn theo điều kiện chống lật của ô tô là: $\beta_t = 18^\circ 7'$.

3.3.2. Khả năng ổn định quay vòng

Khi xe quay vòng trên đường có độ dốc nghiêng ngang, ngoài các lực đã trình bày ở phần trên, xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_1 đặt tại trọng tâm của xe (trục quay là YY).

Lực P_1 phân ra làm hai thành phần do góc nghiêng ngang β . Khi góc nghiêng ngang β tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực P_1 , xe

sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua O_1 (là giao tuyến giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải). Ứng với vận tốc giới hạn và hợp lực $Z'' = 0$.



Hình 5. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

Sử dụng công thức xác định phản lực Z'' .

Ta có trị số của lực ly tâm.

$$P_1 = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_n^2}{R} \quad (11)$$

$$v_n^2 = \frac{G \cdot \left(\left(\frac{B}{2} - e \right) \cos \beta_d - h_g \cdot \sin \beta_d \right) \cdot g \cdot R}{G \left(h_g \cdot \cos \beta_d + \left(\frac{B}{2} - e \right) \sin \beta_d \right)}$$

Khi đó, ta xác định được vận tốc giới hạn (còn gọi là vận tốc nguy hiểm) khi xe bị lật đổ như sau:

Rút gọn, ta được:

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\left(\frac{B}{2} - e \right) \cos \beta_d - h_g \cdot \sin \beta_d \right) \cdot g \cdot R}{\left(h_g \cdot \cos \beta_d + \left(\frac{B}{2} - e \right) \sin \beta_d \right)}} \quad (12)$$

Suy ra:

$$v_n = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\left(\frac{B}{2} - e \right) \cdot h_g - tg \beta_d \right)}{1 + \left(\frac{B}{2} - e \right) \cdot h_g \cdot tg \beta_d}} \quad (13)$$

Trong đó:

β_d – Góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ;

R – Bán kính quay vòng của xe, $R = 7,3$ [m];

v – Vận tốc chuyển động quay vòng, [m/s];

v_n – Vận tốc giới hạn (hay vận tốc nguy hiểm);

g – Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²].

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe lật đổ là.

$$v_n = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\left(\frac{B}{2} - e \right) \cdot h_g - tg \beta_d \right)}{1 + \left(\frac{B}{2} - e \right) \cdot h_g \cdot tg \beta_d}}$$

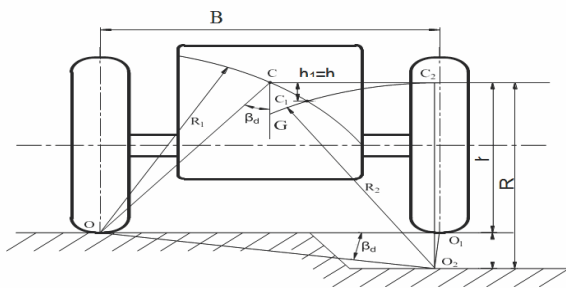
Vận tốc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau được thể hiện trên bảng sau:

Bảng 3. Góc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau theo điều kiện chống lật

Độ dốc β_d^0	Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)	Độ dốc β_d^0	Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)
1	11,668	9	9,975
2	11,612	10	9,794
3	11,195	11	9,618
4	10,973	12	9,446
5	10,760	13	9,280
6	10,553	14	9,117
7	10,353	15	8,959
8	10,162		

3.4. Khả năng ổn định ngang khi một bánh bị rơi xuống rãnh

Khi ô tô chuyển động trên địa hình không bằng phẳng có thể rơi vào trường hợp các bánh bên phải hoặc bánh bên trái rơi đột ngột xuống rãnh hoặc đột ngột vướng phải chướng ngại vật. Trong trường hợp như vậy sẽ sinh ra tải trọng động và ô tô có thể bị lật nghiêng ngay cả khi độ nghiêng không lớn. Trên hình 6 là sơ đồ ô tô khi bị nghiêng đột ngột.



Hình 6. Sơ đồ ô tô khi đột ngột một bánh bị rơi xuống rãnh

Khi một bánh của ô tô bị rơi đột ngột xuống rãnh, trong trường hợp này ô tô có thể bị lật ngang. Chia quá trình lật ngang này thành hai giai đoạn như sau.

- Giai đoạn một: Ô tô quay quanh O cho tới khi bánh bên phải tiếp xúc với đáy rãnh, lúc này trọng tâm của ô tô sẽ dịch chuyển theo cung CC_1 và hạ thấp xuống một đoạn h_1 so chiều cao trọng tâm khi bình thường.

- Giai đoạn hai: Ô tô sẽ quay quanh điểm O_2 , lúc này trọng tâm của ô tô sẽ dịch chuyển theo cung C_1C_2 và được nâng lên một đoạn h_2 .

Ở giai đoạn thứ nhất, trong quá trình ô tô quay quanh O, nó sẽ tích lũy động năng và ở giai đoạn hai sẽ tiêu hao năng lượng đã tích lũy để nâng cao trọng tâm lên một đoạn h_2 . Nếu khi

va đập không có sự tiêu hao năng lượng thì kết thúc giai đoạn hai, trọng tâm của ô tô sẽ được nâng lên đến điểm C_2 , tức là động năng biến hoàn toàn thành thế năng.

$$G \cdot h_1 = G \cdot h_2 \quad (14)$$

Nếu động năng đủ lớn để nâng trọng tâm của ô tô từ C_1 đến C_2 thì ô tô sẽ bị lật đổ hoàn toàn trong giai đoạn tiếp theo do trọng lượng bản thân của ô tô sẽ kéo nó đổ xuống quanh O_2 . Ngược lại, nếu động năng tích lũy ở giai đoạn một không đủ để nâng trọng tâm của ô tô đến C_2 thì động năng sẽ biến thành thế năng để kéo trọng tâm của ô tô quay lại điểm C_1 , mà chỉ nghiêng đi một góc β_1 .

Vậy điều kiện để ô tô bị lật đổ hoàn toàn là: $h_1 = h_2$.

Ta có thể xác định được chiều sâu của rãnh h_d .

$$h_d = R_d - h \quad (15)$$

Mặt khác từ hình 6, ta có:

$$R_d = \sqrt{h^2 + \frac{B^2}{4}} = 2,619 \text{ [m]}$$

$$\Rightarrow h_d = 2,619 - 2,486 = 0,133 \text{ [m]}$$

Tính ổn định ngang của ô tô khi một bên bánh bị rơi đột ngột xuống rãnh được đánh giá bởi góc nghiêng β_d (hình 6). Dựa vào sơ đồ 6, ta xác định được góc β_d .

$$\sin \beta_d = \frac{h_d}{B} = \frac{0,133}{1,65} = 0,080 \Rightarrow \beta_d = 4^\circ 7' \quad (16)$$

Vậy, ta có góc giới hạn ngang trong trường hợp một bên bánh bị rơi xuống rãnh là $\beta_d = 4^\circ 7'$ hoặc chiều sâu rãnh $h_d \leq 0,133 \text{ [m]}$.

4. KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán ở trên đã xác định được góc nghiêng giới hạn khi ô tô chuyển động trên đường thẳng là: Góc nghiêng giới hạn theo điều kiện chống trượt ngang là: $\beta_{\phi} \approx 17^{\circ}9'$, góc nghiêng giới hạn theo điều kiện chống lật của ô tô là: $\beta_t = 18^{\circ}7'$, xác định được vận tốc quay vòng giới hạn của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh ứng với góc nghiêng ngang của đường vận chuyển được ghi trong bảng 2 và bảng 3. Kết quả nghiên cứu này làm cơ sở đưa ra chế độ sử dụng hợp lý và an toàn của xe ô tô chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng.

Lời cảm ơn:

Bài báo này là sản phẩm của đề tài “Nghiên cứu công nghệ, thiết kế và chế tạo hệ thống thiết bị chuyên dùng thu gom thiêu hủy xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh”, mã số ĐTĐL.CN – 01/21. Xin trân trọng cảm ơn Vụ Khoa học và Công nghệ các ngành kinh tế kỹ thuật, Văn phòng các chương trình trọng điểm cấp nhà nước của Bộ Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Lâm nghiệp, Đại học Bách khoa Hà Nội, Công ty Cổ phần Thiết bị chuyên

dùng Việt Nam và các nhà khoa học, các thành viên đề tài đã hỗ trợ, giúp đỡ để hoàn thành bài báo này. ❖

Ngày nhận bài: **19/7/2023**

Ngày phản biện: **03/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phạm Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2004), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Phạm Xuân Mai, Nguyễn Hữu Hoàng, Ngô Xuân Ngát (2007), *Tính toán sức kéo ô tô – máy kéo*, NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh.
- [3]. Hoàng Quốc Việt (2013), *Nghiên cứu động lực học kéo của ô tô tải THACO – FOTON 1,25 tấn sản xuất lắp ráp ở Việt Nam khi chở gỗ trên đường*, Luận văn thạc sĩ Trường Đại học Lâm nghiệp, Hà Nội.
- [4]. Nông Văn Vìn (2000), *Nghiên cứu chỉ tiêu kéo của máy kéo khi làm việc trên độ dốc ngang*, Báo cáo khoa học Trường Đại học Nông nghiệp I.
- [5]. Nông Văn Vìn (2007), *Động lực học ô tô máy kéo*, Giáo trình Trường Đại học Nông nghiệp I.