

**ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG
NGHIỆP**

TÔ ĐỨC CHÍNH

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC
ĐẾN TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ 2 CẦU Ở MỘT SỐ CHẾ ĐỘ
CHUYỂN ĐỘNG ĐẶC TRƯNG**

LUẬN VĂN THẠC SỸ KHOA HỌC
Chuyên ngành: Kỹ thuật Cơ khí Động lực

Thái Nguyên - Năm 2018

**ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG
NGHIỆP**

TÔ ĐỨC CHÍNH

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC ĐẾN
TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ 2 CẦU Ở MỘT SỐ CHẾ ĐỘ CHUYỂN
ĐỘNG ĐẶC TRƯNG**

LUẬN VĂN THẠC SỸ KHOA HỌC
Chuyên ngành: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG
LỰC Mã số: 80520116

**KHOA CHUYÊN MÔN
TRƯỞNG KHOA**

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN
KHOA HỌC**

PGS.TS. Lê Văn Quỳnh

TS. Nguyễn Khắc Tuấn

PHÒNG ĐÀO TẠO

Thái Nguyên - 2018

LỜI CAM ĐOAN

Họ và tên : **Tô Đức Chính**

Học viên : Lớp cao học K19- Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp-
Đại học Thái Nguyên.

Nơi công tác : Công ty TNHH MTV Apatit Việt Nam

Tên đề tài luận văn thạc sỹ : ***Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu ở một số chế độ chuyển động đặc trưng***

Chuyên ngành : Kỹ thuật Cơ khí Động lực

Mã số : 80520116

Sau gần hai năm học tập, rèn luyện và nghiên cứu tại trường, em lựa chọn thực hiện đề tài luận văn tốt nghiệp : ***Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu ở một số chế độ chuyển động đặc trưng***. Được sự giúp đỡ và hướng dẫn tận tình của thầy giáo **TS. Nguyễn Khắc Tuấn** và sự nỗ lực của bản thân, đề tài đã được hoàn thành đáp được nội dung đề tài thạc sỹ kỹ thuật Cơ khí động lực.

Em xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu của cá nhân em. Các số liệu, kết quả có trong luận văn là trung thực và chưa từng được công bố trong bất kỳ một công trình nào khác trừ công bố của chính tác giả.

Thái Nguyên, ngày..... tháng..... năm 2018

HỌC VIÊN

Tô Đức Chính

LỜI CẢM ƠN

Trong thời gian học tập nghiên cứu làm đề tài luận văn thạc sĩ, em đã tiếp nhận được sự truyền đạt trao đổi phương pháp tư duy, lý luận của quý thầy cô trong Nhà trường, sự quan tâm giúp đỡ tận tình của tập thể giảng viên Nhà trường, khoa Kỹ thuật Ô tô & MĐL, quý thầy cô giáo trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp –Đại học Thái Nguyên, gia đình và các đồng nghiệp.

Em xin chân thành cảm ơn đến Ban giám hiệu Nhà trường, Tổ đào tạo Sau đại học - Phòng đào tạo, quý thầy cô giáo tham gia giảng dạy đã tận tình hướng dẫn tạo điều kiện để em hoàn thành luận văn này.

Em cũng xin bày tỏ biết ơn sâu sắc đến thầy giáo TS. Nguyễn Khắc Tuấn và tập thể cán bộ giảng viên khoa Kỹ thuật Ô tô & MĐL, hội đồng bảo vệ đề cương đã hướng dẫn cho em hoàn thành luận văn theo đúng kế hoạch và nội dung đề ra.

Trong quá trình, thời gian thực hiện mặc dù đã có nhiều cố gắng song do kiến thức và kinh nghiệm chuyên môn còn hạn chế nên chắc chắn luận văn còn nhiều thiếu sót, rất mong được sự đóng góp quý báu của quý thầy cô và các bạn đồng nghiệp tiếp tục trao đổi đóng góp giúp em để luận văn được hoàn thiện hơn.

Xin chân thành cảm ơn !

HỌC VIÊN

Tô Đức Chính



MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN.....	i
LỜI CẢM ƠN.....	ii
DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH VÀ ĐỒ THỊ.....	v
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT.....	viii
LỜI NÓI ĐẦU.....	1
CHƯƠNG 1.....	4
TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU.....	4
1.1. An toàn chuyển động của các phương tiện giao thông.....	4
1.2. Tính ổn định của ô tô.....	5
1.3. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài.....	24
1.3.1. Nghiên cứu trong nước.....	24
1.3.2. Tình hình nghiên cứu nước ngoài.....	26
1.4. Kết luận chương 1.....	28
CHƯƠNG 2.....	29
NGHIÊN CỨU TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ 2 CẦU KHI CHUYỂN ĐỘNG TRÊN ĐƯỜNG CÓ HỆ SỐ BÁM KHÁC NHAU.....	29
2.1. Đặt vấn đề.....	29
2.2. Động lực học ô tô hai cầu khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau.....	30
2.2.1 Động lực học cầu chủ động.....	30
2.2.2 Động lực học ô tô 2 cầu với cầu sau chủ động.....	32
2.2.3 Động lực học ô tô 2 cầu dẫn động 4 bánh 4WD.....	35
2.2.4. Tính toán tính ổn định của ô tô 2 cầu khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau.....	38
2.3. Kết luận chương 2.....	40
CHƯƠNG 3.....	42

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC.....	42
ĐẾN TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ 2 CẦU KHI CHUYỂN ĐỘNG.....	42
QUAY VÒNG.....	42
3.1. Nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến khả năng phát sinh lực bên của ô tô 2 cầu khi quay vòng.....	42
3.1.1 Trường hợp cầu sau chủ động, cầu trước dẫn hướng.....	42
3.1.2. Trường hợp bánh xe trước vừa là bánh xe chủ động vừa là bánh dẫn hướng.....	45
3.1.3. Nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến việc phát sinh lực bên Y_1 và Y_2 ở các bánh xe cầu trước và sau.....	46
3.1.3.1. Ảnh hưởng của cầu chủ động đến lực bên ở các bánh xe ở các vận tốc chuyển động.....	52
3.1.3.2. Ảnh hưởng của cầu chủ động đến lực bên ở các bánh xe ở các góc quay bánh xe dẫn hướng khác nhau.....	55
3.1.3.3. Ảnh hưởng của cầu chủ động đến lực bên ở các bánh xe ở các trường hợp phân bố tải giữa các cầu xe khác nhau.....	58
3.2. Tính toán ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu khi chuyển động quay vòng.....	60
3.3. Kết luận.....	62
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	64



DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH VÀ ĐỒ THỊ

Hình 1.1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô máy kéo bánh hơi	6
Hình 1.2. Lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động ở tốc độ cao	7
Hình 1.3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động thẳng trên đường nghiêng ngang	8
Hình 1.4. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang	9
Hình 1.5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang	11
Hình 1.6. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh có sự quay ngang	13
Hình 1.7- Động học quay vòng không trượt	16
Hình 1.8- Quan hệ hình học hình thang lái	16
Hình 1.9 - Sơ đồ động lực học khi quay vòng	20
Hình 1.10. Quan hệ bán kính quay vòng với vận tốc chuyển động của ô tô	21
Hình 1.11- Cung quay vòng của trạng thái quay vòng thiếu, quay vòng đủ và quay vòng thừa	22
Hình 1.12 - Quay vòng đủ	22
Hình 1.13- Quay vòng thiếu	23
Hình 2.1 - Sơ đồ lực tác dụng lên cầu chủ động ô tô khi có hệ số bám khác nhau	30
Hình 2.2 .Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô dẫn động cầu sau ở chế độ kéo khi hệ số bám khác nhau	33
Hình 2.3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô tất cả các cầu chủ động ở chế độ kéo khi có hệ số bám khác nhau	35
Hình 2.4 - Sự phụ thuộc $Y Z \cdot \varphi'$ vào λ_k khác nhau	39
Hình 2.5 - Sự phụ thuộc M_q vào hệ số khóa vi sai λ_k khác nhau	39



Hình 2.6 - Phụ thuộc

$\Phi'' = f(\lambda)$ với giá trị khác nhau của tỷ số

B/L (khu vực

Φ' k

mất ổn định được gạch chéo)

40

Hình 2.7 - Sự phụ thuộc

K_{od}

$= f(\Phi'')$ với các giá trị λk

khác nhau

40

()

Hình 3.1 – Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 2 cầu với cầu trước dẫn hướng cầu sau chủ động khi bỏ qua độ đàn hồi lốp theo phương ngang 43

Hình 3.2 – Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 2 cầu với cầu trước vừa là cầu dẫn hướng và chủ động khi bỏ qua độ đàn hồi lốp theo phương ngang 45

Hình 3.3 – Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 2 cầu với cầu trước dẫn hướng cầu sau chủ động có kể đến độ đàn hồi lốp theo phương ngang 47

Hình 3.4– Sơ đồ xác định gia tốc của ô tô 47

Hình 3.5 - Sơ đồ cấu trúc Simulink giải hệ phương trình xác định lực bên 51

Hình 3.6 - Kết quả tính toán gia tốc của trọng tâm ô tô theo các phương 52

Hình 3.7 - Sự phụ thuộc của lực bên ở các cầu xe theo vận tốc của ô tô khi quay vòng đối với ô tô 4x2 có cầu trước chủ động 53

Hình 3.8 - Sự phụ thuộc của lực bên ở các cầu xe theo vận tốc của ô tô khi quay vòng đối với ô tô 4x2 có cầu sau chủ động 53

Hình 3.9 – So sánh lực bên tại cầu trước trong 2 trường hợp dẫn động cầu trước và sau khác nhau 54

Hình 3.10 - Hiệu giá trị lực bên sinh ra ở cầu trước đối với phương án dẫn động cầu sau và phương án dẫn động cầu trước 54

Hình 3.11 – Quan hệ giữa bán kính quay vòng với góc quay của bánh xe dẫn hướng 55

Hình 3.12 – Sự phụ thuộc của gia tốc chuyển động theo các phương của trọng tâm ô tô vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng 55



Hình 3.13 – Sự phụ thuộc của lực bên vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi cầu trước chủ động



- Hình 3.14 – Sự phụ thuộc của lực bên vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi cầu sau chủ động 56
- Hình 3.15 – Sự phụ thuộc của lực bên tại cầu trước vào góc quay bánh xe dẫn hướng trong 2 trường hợp bố trí cầu chủ động phía trước và phía sau 57
- Hình 3.16 – Sự chênh lệch giá trị lực bên tại cầu trước trong hai trường hợp ô tô dẫn động cầu sau và ô tô dẫn động cầu trước ứng với góc quay bánh xe khác nhau 57
- Hình 3.17 – Sự phụ thuộc của lực bên tại cầu trước và cầu sau vào phân bố tải khi ô tô có cầu sau chủ động 58
- Hình 3.18– Sự phụ thuộc của lực bên tại cầu trước và cầu sau vào phân bố tải khi ô tô có cầu trước chủ động 59
- Hình 3.19– So sánh lực bên ở cầu trước khi ô tô sử dụng phương án dẫn động khác nhau 59
- Hình 3.20 - Quan hệ giữa tỉ lệ $G1/G$ vào vận tốc khi $Y1=Y2$ 61



DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

<i>Ký hiệu</i>	<i>Đơn vị</i>	<i>Giải nghĩa</i>
$\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z$		Chuyển động góc theo ba phương x,y,z
B	m	Bề rộng cơ sở của xe
L	m	Chiều dài cơ sở của xe
a,b	m	Tọa độ trọng tâm của xe
δ_0, δ_i	⁰	Các quay quay ngoài và trong của bánh xe dẫn hướng.
α_1, α_2	⁰	Góc lệch bên trước và sau
m	kg	Khối lượng
v	m/s	Vận tốc của ô tô
C_α	N/m	Độ cứng góc
k		Hệ số tải trọng động
K		Hệ số ổn định chống lại sự trượt
J_z	Kg.m ²	Mô men quán tính của ô tô với trục thẳng đứng
F	N	Lực
Y	N	Phản lực theo phương ngang
λ_k		Hệ số khóa vi sai
M	N.m	Mô men
ϕ		Hệ số bám
P_x, P_y	N	Tổng các ngoại lực tác dụng lên ô tô theo phương x và phương y;
θ	⁰	Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng
M_{jz}	N.m	Mô men quán tính
ω	rad/s	Vận tốc góc



LỜI NÓI ĐẦU

Giao thông vận tải là nền tảng phát triển của một quốc gia. Sự phát triển kinh tế - xã hội đều dựa trên sự lưu thông hàng hóa, tốc độ lưu thông hàng hóa càng được tăng cao thì càng góp phần thúc đẩy phát triển kinh tế - xã hội. Tuy nhiên, điều đó cũng mang đến nhiều hậu quả không mong muốn như tai nạn giao thông, gây ra thiệt hại rất lớn về người và của. Do vậy, việc nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số động lực của xe đến quỹ đạo chuyển động của ô tô đã và đang được các nhà nghiên cứu quan tâm nghiên cứu để tối ưu các hệ thống động lực của ô tô, đối với cơ quan quản lý nhà nước cũng như nhà quản lý vận tải đều mong muốn tìm lời giải để đảm bảo cả tính an toàn và tính kinh tế khi các phương tiện giao thông lưu hành.

Trạng thái chuyển động ổn định của ô tô phụ thuộc vào tính ổn định hướng chuyển động của ô tô, được xem là khả năng của xe tự duy trì hướng chuyển động theo hướng đã được người điều khiển định trước. Trong quá trình làm việc thực tế của ô tô, có thể xảy ra sự mất ổn định do nhiều nguyên nhân khác nhau. Khi ô tô chuyển động thẳng trên đường có hệ số bám ở hai bánh xe bên trái và bên phải cầu chủ động khác nhau có thể gây ra mô men làm quay thân xe. Khi ô tô chuyển động quay vòng có thể xảy ra sự mất ổn định do có hiện tượng quay vòng thừa hoặc quay vòng thiếu [1,2,22-23].. đây là những trường hợp mất ổn định đặc trưng của ô tô có liên quan đến việc bố trí hệ thống truyền lực trên xe. Tuy nhiên, cho đến nay có rất ít nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô trong những trường hợp kể trên.

Xuất phát từ lý do nêu trên em đã chọn đề tài ***“Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu ở một số chế độ chuyển động đặc trưng”*** dưới sự hướng dẫn khoa học của thầy giáo TS. Nguyễn Khắc Tuấn.



Mục tiêu nghiên cứu: mục tiêu của đề tài là phân tích cơ sở lý thuyết và xây dựng được mô hình nghiên cứu để đánh giá ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu.

Phạm vi nghiên cứu: Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô trong trường hợp chuyển động thẳng trên đường có hệ số bám khác nhau giữa hai bánh xe khác nhau và khi chuyển động quay vòng.

Đối tượng: Ô tô hai cầu

Phương pháp nghiên cứu: Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng, phân tích nhờ sự trợ giúp của phần mềm Matlab simulink

Nội dung nghiên cứu:

Nội dung chính của luận văn như sau:

Chương 1. Tổng quan về đề tài nghiên cứu;

Chương 2. Nghiên cứu tính ổn định của ô tô 2 cầu khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau

Chương 3. Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu khi xe chuyển động quay vòng.

Ý nghĩa khoa học thực tiễn: Luận văn đã nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định hướng của ô tô hai cầu khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau và khi chuyển động quay vòng. Đây là hai trường hợp chuyển động thường gặp của ô tô trong thực tế. Kết quả của luận văn có thể làm cơ sở lý thuyết cho việc thiết kế hệ thống truyền lực và nâng cao tính ổn định của ô tô, đây chính là ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận văn này.

Qua đây cho phép em được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến thầy giáo TS. Nguyễn Khắc Tuấn người hướng dẫn khoa học trực tiếp em trong suốt thời gian làm luận văn. Em cũng xin gửi lời cảm ơn tới các thầy cô trong khoa



Kỹ thuật Ô tô-MDL, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp- Đại học Thái Nguyên.

Do điều kiện vừa nghiên cứu vừa công tác cũng như hạn chế về mặt thời gian và kiến thức, chắc chắn luận văn không tránh khỏi sự thiếu sót, rất mong được sự đóng góp ý bổ sung thêm của quý thầy, cô giáo và các bạn đồng nghiệp để luận văn được hoàn thiện hơn.

Em xin chân thành cảm ơn. !

Thái Nguyên, ngày tháng năm 2018.

HỌC VIÊN

Tô Đức Chính



CHƯƠNG 1.

TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

Mục tiêu chương này là làm sáng tỏ những vấn đề nghiên cứu như phân tích cơ sở lý thuyết động lực học và những khái niệm cơ bản về ổn định hướng ô tô cũng như phân tích các kết quả nghiên cứu trong nước và nước ngoài để chỉ ra tính mới, tính khác biệt với các nghiên cứu trước đây.

1.1. An toàn chuyển động của các phương tiện giao thông

Ngày nay, ô tô đã trở thành loại phương tiện giao thông phổ biến trong đời sống xã hội, góp phần tạo ra cơ sở vững chắc cho tiến bộ và văn minh nhân loại. Tuy nhiên, bên cạnh những lợi ích vô cùng lớn đó, ô tô còn mang lại những hệ lụy không hề nhỏ cho xã hội loài người. Mỗi năm trên thế giới có hơn 5 triệu người bị tai nạn giao thông ở mức độ nghiêm trọng. Theo đánh giá của nhiều nước, tai nạn giao thông đường bộ gây ra tổn thất kinh tế chiếm khoảng từ 1% đến 2% GDP hàng năm. Có thể nói, dù ở đâu và bất cứ lúc nào, khi có người tham gia giao thông là ở đó tồn tại mối nguy hiểm do tai nạn giao thông gây ra, tai nạn giao thông thực sự đã trở thành vấn đề nóng của xã hội. Việt Nam là một trong những nước có tỷ lệ tử vong vì tai nạn giao thông trên tổng số phương tiện đứng hàng đầu Thế giới. Đặc biệt, trong những năm gần đây, do số lượng phương tiện và lưu lượng tham gia giao thông tăng lên nhanh chóng nên số vụ tai nạn giao thông đường bộ cũng tăng đột biến và không có dấu hiệu giảm xuống. Như vậy, có thể nói việc nghiên cứu về an toàn giao thông và các giải pháp kiểm chế tai nạn giao thông nói chung đang có tính cấp thiết và được cả xã hội quan tâm. Có rất nhiều yếu tố liên quan tới an toàn giao thông đường bộ. Để nghiên cứu về vấn đề này, người ta thường xem xét trong những điều kiện mất an toàn đặc trưng cụ thể, trên cơ sở đó đánh giá và đưa ra các giải pháp hạn chế nhằm giảm thiểu khả năng xảy ra tai nạn. Khi vận hành ô tô trên đường, các yếu tố gây mất an toàn có thể xuất hiện đột ngột từ nhiều phía. Nhiều nhà nghiên cứu không chỉ đề cập vấn đề an



toàn thụ động và chủ động, mà còn đề cập đến vấn đề an toàn giao thông do các hệ thống động học lực của ô tô ảnh hưởng đến quỹ đạo chuyển động của ô tô và chuyển động an toàn của xe. Nghiên cứu ảnh hưởng các thông số động học của các hệ thống của ô tô cũng như bố trí hệ thống truyền lực trên ô tô đến quỹ đạo chuyển động là một trong những vấn đề được các nhà thiết kế quan tâm nghiên cứu nhằm giảm tai nạn giao thông do kỹ thuật phương giao thông gây nên.

An toàn chuyển động trong giao thông vận tải bằng ô tô là yêu cầu hàng đầu trong việc đánh giá chất lượng thiết kế và sử dụng phương tiện này. Để nâng cao tính an toàn chuyển động cần thiết đề cập đến tính ổn định và quỹ đạo chuyển động của ô tô.

1.2. Tính ổn định của ô tô

Tính ổn định chuyển động của ô tô là khả năng đảm bảo giữ được quỹ đạo chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động khác nhau [1,2,21,22]. Tùy thuộc vào điều kiện sử dụng, ô tô có thể đứng yên, chuyển động trên đường dốc với góc nghiêng dọc và nghiêng ngang, có thể phanh hoặc quay vòng ở các loại đường khác nhau. Trong những điều kiện chuyển động phức tạp như vậy, ô tô phải giữ được quỹ đạo chuyển động của nó sao cho không bị lật đổ, không bị trượt hoặc thùng xe không bị nghiêng, cầu xe không bị quay lệch trong giới hạn cho phép để đảm bảo cho chúng chuyển động an toàn.

Tính ổn định của ô tô được xem xét trong những trường hợp cụ thể sau:

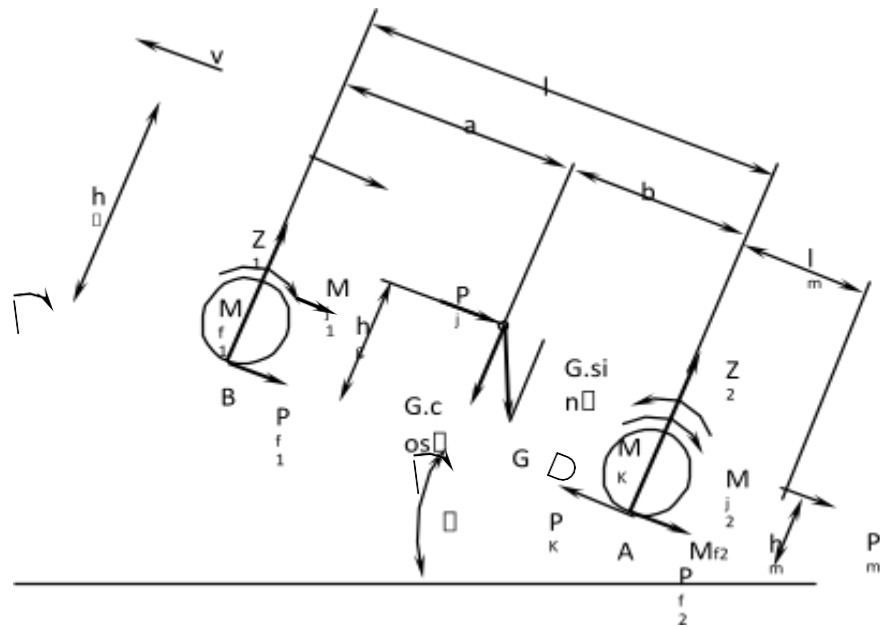
- Tính ổn định của ô tô trong mặt phẳng dọc;
- Tính ổn định của ô tô trong mặt phẳng ngang;
- Tính ổn định khi phanh (hoặc kéo);
- Tính ổn định quỹ đạo khi quay vòng.

Đối với trường hợp ô tô mất ổn định do trượt hoặc do lật, khi xem xét thường qui về việc tìm góc dốc giới hạn hoặc vận tốc nguy hiểm mà tại đó ô tô bị trượt hoặc lật đổ [2,22].



1.2.1. Tính ổn định của ô tô trong mặt phẳng dọc

Khi ô tô chuyển động trong mặt phẳng dọc có thể mất ổn định do bị lật đổ hoặc bị trượt. Để xác định điều kiện ổn định của ô tô trong mặt phẳng dọc trong trường hợp tổng quát: ô tô chuyển động lên dốc với vận tốc không ổn định và có kéo mooc người ta sử dụng sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô trên hình 1.1.



Hình 1.1 - Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô bánh hơi khi chuyển động lên dốc

Góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ trong trường hợp tổng quát được xác định như sau[2,22]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b - f \cdot r_b - P_{\omega}}{h_g} \quad (1.1)$$

$$\text{if } h_g \quad G$$

Góc dốc giới hạn mà xe bị trượt:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\phi} = \frac{\phi \cdot a}{L}$$

—

$\phi \cdot$

h_g

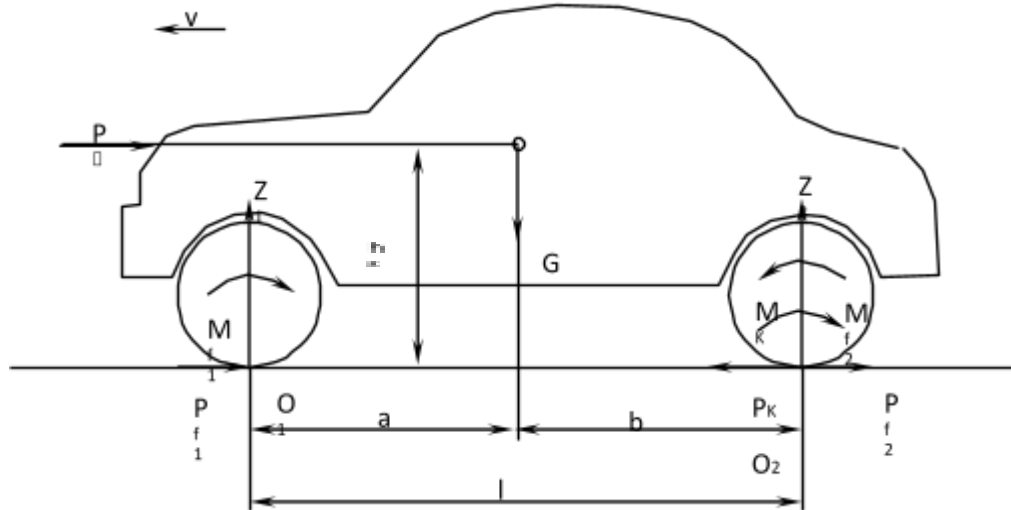


(1.2)

Trên thực tế, khi ô tô chuyển động ổn định với vận tốc cao, không kéo moóc trên đường nằm ngang cũng có thể xảy ra sự mất ổn định do bị lật đổ bởi tác



dụng của lực cản không khí P_w gây ra. Khi giá trị của lực P_w tăng đến một giới hạn nào đó thì xe sẽ bị lật quanh điểm O_2 .



Hình 1.2 Lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động ở tốc độ cao

Để xác định được phản lực Z_1 tại bánh chủ động ta viết các phương trình cân bằng mô men đối với điểm O_2

$$l_Z = \frac{G.(b - f.r_b) - P_w.h_g}{L}$$

Ở thời điểm xe bắt đầu bị lật các bánh xe trước tách khỏi mặt đường, lúc đó $Z_1 = 0$. Ta coi $M_f = 0$ vì trị số của nó rất nhỏ so với P_w . Thay giá trị $P_w = K.F.v^2$ vào biểu thức trên và rút gọn ta có vận tốc nguy hiểm mà xe bị lật đổ:

$$v_n = \sqrt{\frac{G.B}{K.F.h_g}} \quad (\text{m/s})$$

$$\text{hay:} \quad v_n = 3,6. \quad (\text{km/h})$$

$$\sqrt{\frac{G.B}{K.F.h_g}} \quad (1.3)$$

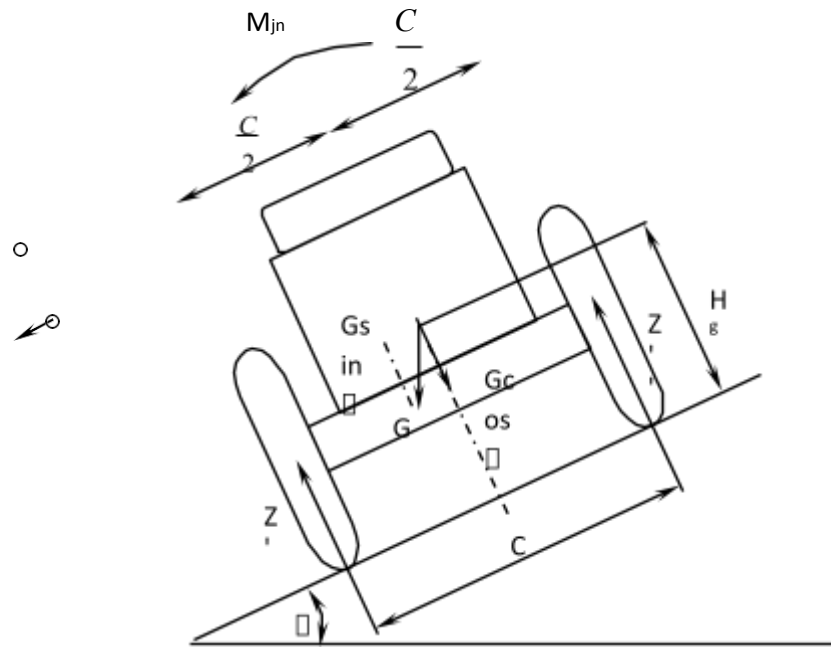
Từ các công thức trên ta thấy sự mất ổn định dọc của ô tô bánh hơi khi chuyển động hay đứng yên trên đường dốc phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của xe và các moóc kéo, vị trí đặt moóc kéo và hệ số bám... Vì vậy, để tăng tính ổn định dọc của xe khi thiết kế người ta thường quan tâm hạ thấp trọng tâm của xe.



1.2.2. Tính ổn định của ô tô trong mặt phẳng ngang

Trong mặt phẳng ngang thường xem xét tính ổn định chuyển động khi xe chuyển động thẳng và khi quay vòng.

Khi xe chuyển động thẳng trên đường nghiêng ngang, sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô được trình bày như trên hình 1.3. Đối với trường hợp này người ta thường xác định góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ hoặc bị trượt.



Hình 1.3 Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi chuyển động thẳng trên đường nghiêng ngang

Góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi chuyển động trên đường nghiêng ngang được xác định bởi công thức[2,22]:

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{C}{2 \cdot h_g} \quad (1.11)$$

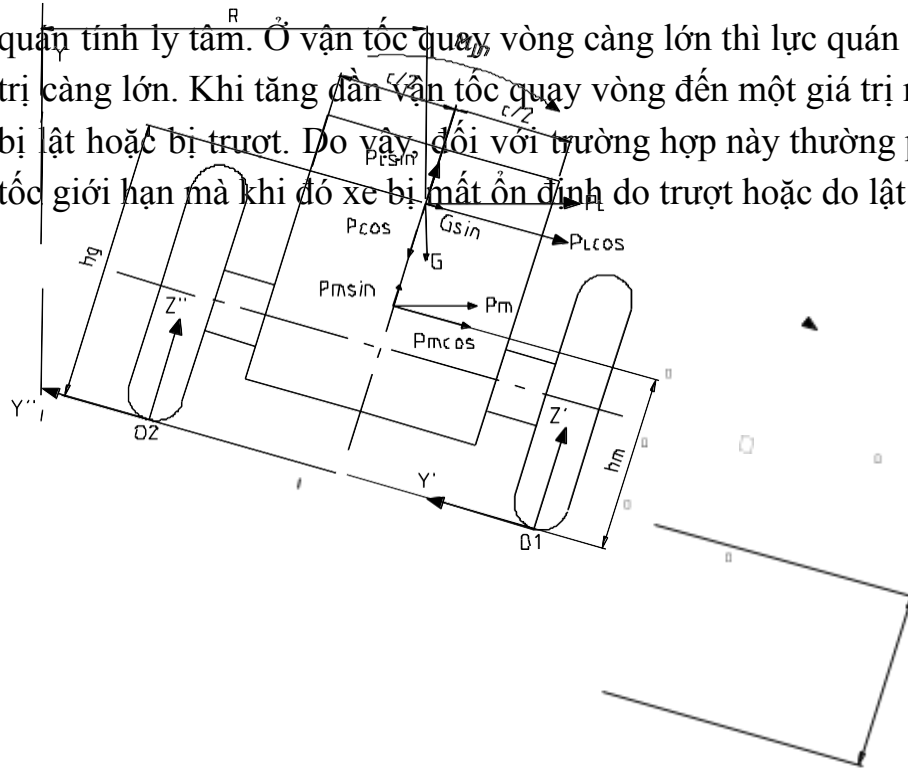
β_d - góc dốc giới hạn của đường mà xe bị lật đổ nghiêng theo phương nằm ngang.

Góc dốc giới hạn khi xe bị trượt được xác định theo công thức [2,22]:

$$\operatorname{tg} \beta_p = \phi_y$$

Khi xe chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang, ngoài các lực tác dụng như trong trường hợp chuyển động thẳng ô tô còn chịu thêm lực

quán tính ly tâm. Ở vận tốc quay vòng càng lớn thì lực quán tính ly tâm có giá trị càng lớn. Khi tăng dần vận tốc quay vòng đến một giá trị nào đó ô tô có thể bị lật hoặc bị trượt. Do vậy, đối với trường hợp này thường phải xác định vận tốc giới hạn mà khi đó xe bị mất ổn định do trượt hoặc do lật.



Hình 1.4 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

Trên hình 1.4 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang. Các góc dốc giới hạn mà tại đó ô tô mất ổn định được xác định như sau:

- Trường hợp mất ổn định do bị lật đổ:

$$\text{hay } \sigma_n = \frac{g \cdot R \cdot C_g \cdot h}{v_n^2 \cdot d} \quad (1.18)$$

đỏ.

β_d - góc dốc giới hạn khi xe quay vòng trên đường nghiêng ngang bị lật

R - bán kính quay vòng của xe.

v - vận tốc chuyển động khi xe quay vòng .

v_n - vận tốc giới hạn của xe bị lật đổ khi quay vòng trên đường nghiêng

ngang.



g - gia tốc trọng trường.

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với tâm quay vòng thì vận tốc giới hạn (nguy hiểm) ứng với lúc xe bị lật đổ được tính như sau:

$$v_n = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\frac{C}{h} \cdot \frac{C}{d} \right)}{1 + \frac{C}{h} \cdot \frac{C}{d}}} \quad (1.19)$$

Trường hợp mất ổn định do bị trượt: vận tốc giới hạn khi xe bị trượt bên:

$$v_\phi = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\phi_y \cdot \cos \phi_0 \cdot \sin \phi_0)}{1 + \phi_y \cdot \sin \phi_0}} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\phi_y \cdot \phi_0)}{\phi_y \cdot \sin \phi_0}} \quad (1.20)$$

ϕ_y - hệ số bám theo phương ngang.

β_ϕ - góc nghiêng của đường ứng với lúc xe bị trượt theo điều kiện bám.

Khi xe quay vòng trên đường nằm nghiêng mà hướng nghiêng của đường cùng phía của trục quay vòng, thì vận tốc giới hạn mà xe bị trượt bên là:

$$v_\phi = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\phi_y \cdot \phi_0)}{1 + \phi_y \cdot \sin \phi_0}} \quad (1.21)$$

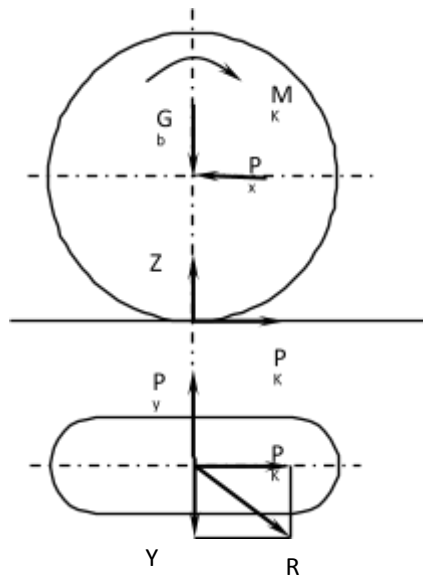
Trong trường hợp xe quay vòng trên đường nằm ngang thì vận tốc giới hạn mà xe bị trượt bên là:

$$v_\phi = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \phi_0}{\phi_y \cdot \sin \phi_0}} \quad (1.22)$$

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với tâm quay vòng thì vận tốc giới hạn (nguy hiểm) ứng với lúc xe bị lật đổ được tính như sau:

$$v_n = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\frac{C}{h} \cdot \frac{C}{d} \right)}{1 + \frac{C}{h} \cdot \frac{C}{d}}} \quad (1.19)$$

Qua các công thức trình bày ở trên có thể rút ra nhận xét rằng góc dốc giới hạn và vận tốc nguy hiểm v_n mà tại đó ô tô bị lật đổ hoặc trượt bên khi chuyển động trên đường nghiêng ngang phụ thuộc tọa độ trọng tâm của xe, bán kính quay vòng R , hệ số bám ngang ϕ .



Hình 1.5 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang

*** Trường hợp ô tô chuyển động chịu tác động của lực ngang khác.**

Khi ô tô chuyển động còn có thể bị mất ổn định ngang do ảnh hưởng của các yếu tố khác như lực gió tác động theo phương ngang, do đường mấp mô, do phanh trên đường trơn. Để nghiên cứu bánh xe chủ động khi lăn trên đường chịu tác động của lực ngang P_y ta sử dụng sơ đồ hình 1.5.

Bánh xe lăn sẽ chịu các lực và mô men: G_b , M_k , P_x , P_y , P_k và các phản lực Z , Y . Theo sơ đồ thì R là hợp lực của lực kéo tiếp tuyến P_k và lực ngang Y là phản lực xuất hiện do tác dụng của lực ngang P_y . Hợp lực R có điểm đặt là điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường, được xác định theo công thức sau [2,22]:

$$R = \sqrt{P_k^2 + Y^2} \quad (1.23)$$

- Theo điều kiện bám thì R có giá trị lớn

$$\text{nhất: } R = R_{\max} = \phi \cdot G_b$$

- Phản lực ngang Y đạt giá trị lớn

$$\text{nhất: } Y = Y_{\max}$$

Nếu thay các giá trị $R_{\max}$, $Y_{\max}$ vào biểu thức 1.23 ta có:

$$Y_{\max} = \sqrt{R_{\max}^2 - P_k^2} = \sqrt{(\phi \cdot G_b)^2 - P_k^2} \quad (1.24)$$

Từ công thức 1.24 ta thấy rằng lực kéo P_k càng lớn thì Y càng nhỏ. Khi lực kéo P_k hoặc lực phanh P_p đạt đến giới hạn của lực bám thì $Y_{\max} = 0$, lúc này chỉ cần một lực ngang rất nhỏ tác dụng lên bánh xe cũng làm cho



bánh xe bắt đầu bị trượt theo phương ngang. Các hiện tượng trượt làm cho xe mất ổn định và rất nguy hiểm trong trường hợp các bánh xe sau cũng bị trượt gọi là quay vòng thừa. Bánh xe trước trượt gọi là quay vòng thiếu. Hiện tượng này sẽ được đề cập trong tính ổn định quay vòng trình bày dưới đây.

1.2.3. Tính ổn định khi ô tô làm việc ở chế độ phanh (hoặc kéo)

Trong quá trình phanh ô tô thì trục dọc của ô tô có thể bị nghiêng đi một góc nào đấy so với hướng của quỹ đạo chuyển động, Sở dĩ như vậy là do tổng các lực phanh sinh ra ở các bánh xe bên trái khác với tổng các lực phanh sinh ra ở bên phải tạo thành một mô men quay vòng M_p quanh trục thẳng đứng Z đi qua trọng tâm A của ô tô

Khi phanh mà ô tô bị quay đi một góc quá mức qui định sẽ ảnh hưởng đến an toàn chuyển động trên đường. Vậy tính ổn định khi phanh là khả năng ô tô giữ được quỹ đạo chuyển động như ý muốn của người lái trong quá trình phanh.

Để nghiên cứu sự ổn định khi phanh ta dùng sơ đồ hình 1.6 [2]

Giả sử ô tô đang chuyển động theo hướng của trục X nhưng sau khi phanh thì ô tô bị lệch một góc β . Trong khi phanh thì các bánh xe bên phải có các lực phanh P_{pph1} ở trục trước và P_{pph2} ở trục sau.

Tổng lực phanh ở các bánh xe bên phải là:

$$P_{pph} = P_{pph1} + P_{pph2} \quad (1.25)$$

Và tổng các lực phanh sinh ra ở bánh xe bên trái bằng

$$P_{ptr} = P_{ptr1} + P_{ptr2} \quad (1.26)$$

Giả sử tổng các lực phanh sinh ra ở bên phải lớn hơn tổng lực phanh sinh ra ở các bánh xe bên trái, lúc đó ô tô sẽ quay vòng theo hướng mũi tên trên hình quanh trọng tâm A của ô tô.

Mô men quay vòng M_q được xác định như sau:

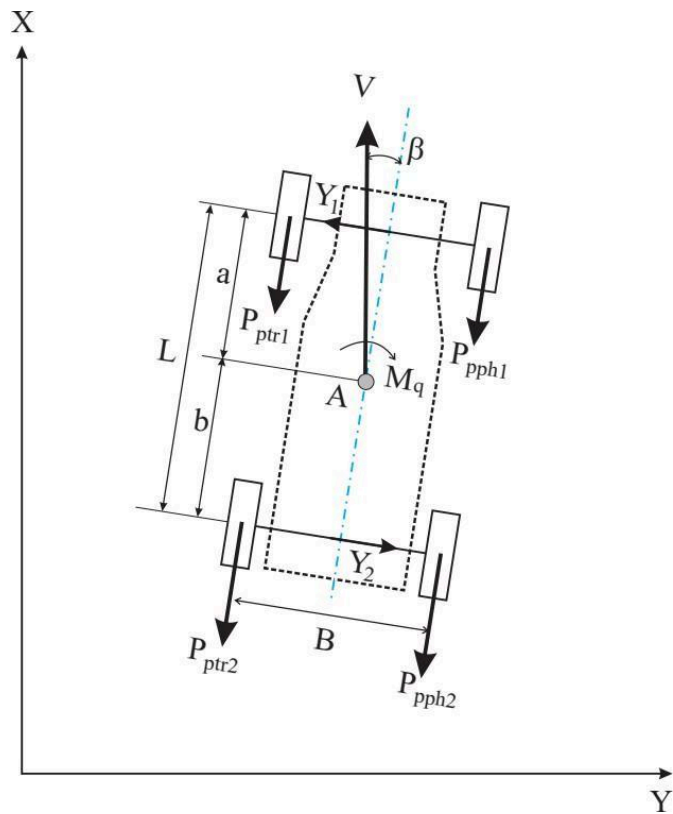
$$M_q = \left(P_{pph} - P_{ptr} \right) \cdot B \quad (1.27)$$

B

Do có sự ma sát giữa bánh xe với mặt đường nên khi xuất hiện mô men



quay vòng M_q thì ở các bánh xe của trục trước sẽ có phản lực Y_1 tác dụng từ mặt đường theo phương ngang và ở các bánh xe sau sẽ có các phản lực Y_2 tác dụng.



Hình 1.6 - Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh có sự quay ngang

Phương trình chuyển động của ô tô đối với trọng tâm A được viết dưới dạng sau:

$$J_z \ddot{\beta} = M_q - Y_1 a - Y_2 b \quad (1.28)$$

$$-Y_1 a - Y_2 b$$

Vì ô tô đã bị xoay đi một góc β nghĩa là mô men quay vòng M_q lớn hơn nhiều so với mô men do các lực Y_1 và Y_2 sinh ra, cho nên để đơn giản cho tính toán có thể bỏ qua các lực Y_1 và Y_2 lúc đó phương trình trên có dạng

Ở đây:

J_z - mô men quán tính của ô tô quanh trục Z đi qua trọng tâm A

Lấy tích phân hai lần phương trình trên ta được

$$\beta = \frac{M_q}{J_z} t^2 + C$$

Ở đây, t là thời gian phanh



(1.29)

Để tìm được giá trị của C , ta sử dụng điều kiện ban đầu khi $t=0$ thì $\beta=0$ và thay vào phương trình trên ta nhận được $C=0$, từ đó rút ra được biểu thức cuối cùng để xác định góc lệch β do mô men quay vòng M_q gây nên, mà mô



men M_q là do sự không đồng đều lực phanh ở các bánh xe ở phía bên phải và phía bên trái ô tô tạo ra

$$\beta = M_q t^2 \quad (1.30)$$

$$2J_z$$

Từ biểu thức này ta thấy rằng, góc lệch bên β tỉ lệ thuận với mô men quay vòng M_q , với bình phương thời gian t và tỉ lệ nghịch với mô men quán tính I_z của ô tô quanh trục Z đi qua trọng tâm của nó.

Để đảm bảo tính ổn định khi phanh, độ chênh lệch tối đa giữa các lực phanh ở các bánh xe trên cùng một trục không vượt quá 15% so với lực phanh cực đại ở các bánh xe của trục này [2].

Giả sử rằng các bánh xe ở phía bên phải có lực phanh lớn nhất $P_{pph\max}$ theo điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường thì lực phanh thấp nhất của các bánh xe ở phía bên trái cho phép là

$$P_{ph\min} = 0,85 P_{ph\max} \quad (1.31)$$

Lúc đó mô men quay vòng cực đại được xác định như sau:

$$M_{q\max} = \left(P_{pph\max} - P_{pht\min} \right) B \quad (1.32)$$

B

2

$$\text{Hay } M = \left(P_{pph\max} - P_{pht\min} \right) B = \left(P_{pph\max} - P_{pht\min} \right) B$$



$$-0,85P \quad)^B = 0,075B.P$$

$$\begin{matrix} q_{\max} & pph_{\max} & pht_{\min} & 2 & pph_{\max} & 2 & pph_{\max} \\ & & pph_{\max} & & & & \end{matrix}$$

Thay giá trị biểu thức $M_{q\max}$ từ biểu thức này vào biểu thức ta tìm được góc lệch bên cực đại

$$\beta_{\max} = \frac{0,075B.M'}{2J_z} \quad (1.33)$$

Ở biểu thức này, $M'_{p\max}$ được hiểu là lực phanh cực đại sinh ra ở một phía bên trái hoặc bên phải theo điều kiện bám

$$P' = \quad (1.34)$$

$$\frac{G_{\phi}}{p_{\max} \cdot 2} \quad \text{max}$$

Thay vào trên ta có biểu thức xác định $\beta_{\max}$ sau đây:

$$\beta_{\max} = \frac{BG\phi_{\max}t^2}{J_z} = 0,019 \quad (1.35)$$

Góc lệch $\beta_{\max}$ cho phép khi phanh không vượt quá 8^0 hoặc khi phanh ô tô không vượt qua hành lang phanh có chiều rộng 3,5m [2].



Tương tự như trường hợp phanh, khi ô tô chuyển động ở chế độ kéo, sự khác biệt về mô men xoắn trên các bán trục dẫn tới sự khác nhau về lực kéo cũng sẽ làm xuất hiện mô men quay vòng gây mất ổn định khi kéo do nó ảnh hưởng đến quỹ đạo chuyển động của ô tô.

1.2.4. Tính ổn định quay vòng của ô tô

Đặc tính quay vòng của ô tô

1.2.4.1 Quay vòng hình học

Để hiểu các đặc tính quay vòng của ô tô, trước hết ta bắt đầu xét quay vòng ở tốc độ thấp, bỏ qua ảnh hưởng của lực quán tính ly tâm. Trong các tài liệu người ta gọi trạng thái quay vòng này là quay vòng hình học, quay vòng Ackermann hay quay vòng không trượt.

Để điều khiển xe vào quỹ đạo, thông thường các bánh trước phía trái được quay một góc δ_0 và bánh trước phía phải δ_i nhờ vô lăng dưới tác động

của lái xe. Ở vận tốc thấp, hướng chuyển động có quan hệ tuyến tính với góc quay bánh xe dẫn hướng; đặc tính chuyển động chỉ phụ thuộc vào liên kết hình học của cơ cấu lái. Khi thiết kế hình thang lái phải bảo đảm sao cho các bánh xe quay trơn không trượt ngang. Để bảo đảm điều này, các quan hệ hình học như hình 1.7 phải được thoả mãn. là các quay

Trong hình 1.7, gọi δ_0, δ_i

quay ngoài và trong của bánh xe dẫn hướng.

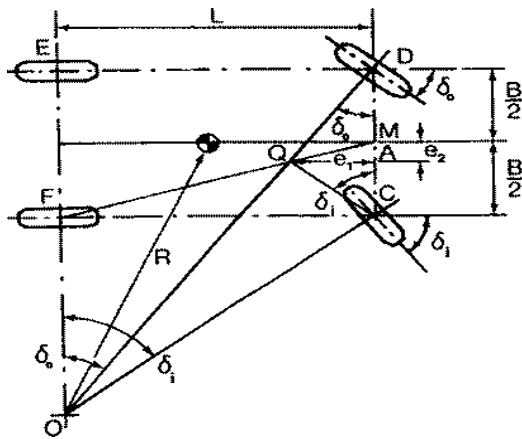
Điều kiện Ackermann
(quay vòng không
trượt) là:

$$\cot g\delta_0 \quad \cot g\delta_i = L \quad (1.36)$$

Theo các quan hệ hình học trong hình 1.7 ta lý giải công thức (1.36) như sau:



$$\cot g \bar{\delta}_0 = \frac{B / 2 + l_2}{l_1} ; \cot g \bar{\delta}_i = \frac{B / 2 - l_1}{l_2} ; \cot g \bar{\delta}_i = \frac{2 l_2}{l_1}$$



Hình 1.7- Động học quay vòng không trượt

ΔMAQ đồng dạng với ΔMCF nên

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{B/2}{L} \quad (1.37)$$

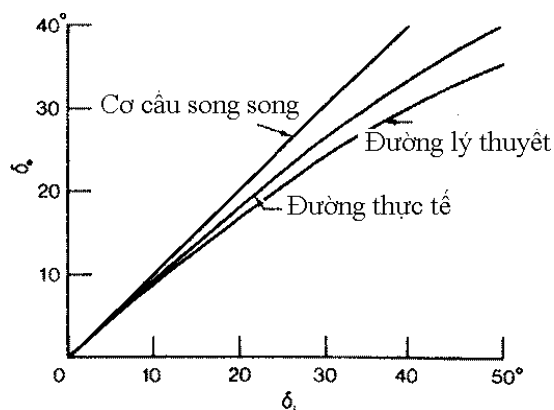
Do đó

$$\cot \delta_0 - \cot \delta_i = \frac{B}{L}$$

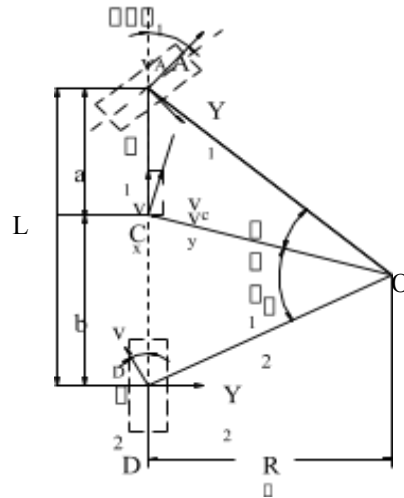
Nếu ta biểu diễn góc δ_0 phụ thuộc góc δ_i , xem hình 1.8, ta thấy nếu

hình thang lái song song thì δ_0 tương ứng δ_i , đường lý thuyết (Ackermann)

nằm thấp hơn. Trong thực tế người ta chọn hình học hình thang lái với một số khâu nhất định để tạo ra đường gần đường lý thuyết.



Hình 1.8- Quan hệ hình học hình thang lái



Hình 1.8 - Sơ đồ động lực học khi quay vòng

Tính quay vòng của ô tô là thuộc tính của ô tô thay đổi các thông số động học (R_δ , ω_z) dưới tác dụng của lực bên khi giữ nguyên giá trị góc quay vòng θ (khi giữ chặt vành lái)

Bán kính quay vòng của ô tô có kể đến sự đàn hồi của bánh xe xác định như sau[1,2,21-23]:

$$R_{\bar{\delta}} = L \quad (1.38)$$

$$\theta - \delta_1 + \delta_2$$

Tốc độ góc quay vòng ô tô được xác định theo công thức

$$\omega = \frac{V_x}{L} (\theta - \delta_1 + \delta_2) \quad (1.39)$$

Từ biểu thức trên thấy rằng khi giữ nguyên vành lái hay giữ nguyên góc quay vòng θ (nếu trường hợp $\theta=0$ thì ô tô ở trạng thái chuyển động thẳng). Giá trị của bán kính quay vòng R_δ và tốc độ quay vòng ω_z sẽ phụ thuộc vào trạng thái của các góc lệch của bánh xe cầu trước và cầu sau, thực tế các giá



trị này có thể khác nhau. Quan hệ giữa các góc lệch bên vì vậy là yếu tố ảnh hưởng đến tính quay vòng của ô tô. Góc lệch bên của ô tô phụ thuộc vào lực bên tác dụng lên lốp xe và lực đàn hồi của lốp chống lại các lực này.



Tính quay vòng tĩnh của ô tô được xác định là quan hệ giữa góc lệch của bánh xe cầu trước và cầu sau khi có giá trị lực bên không đổi tác dụng tại trọng tâm ô tô [1,21]. Lực bên không đổi tác dụng lên ô tô xuất hiện trong hai trường hợp: khi ô tô chuyển động với tốc độ ổn định theo quỹ đạo cong hoặc khi ô tô chuyển động trên đường nghiêng ngang với góc nghiêng ngang không đổi. Trong trường hợp thứ nhất tại trọng tâm ô tô xuất hiện lực ly tâm còn trường hợp thứ hai tại trọng tâm tác dụng lực ngang là thành phần được tạo ra từ trọng lực của ô tô.

Khi ô tô chuyển động quay vòng với tốc độ không đổi với góc quay vòng nhỏ, vi sai giữa các cầu có ma sát nhỏ thì có thể thì công thức xác định lực ở bánh xe cầu trước và cầu sau, có thể viết như sau [22]:

$$Y_1 = \frac{m_m j_y \cdot b}{m V^2} = -\frac{a_1 \cdot x}{L R_{\delta}} \quad (1.40)$$

$$L \quad R_{\delta}$$

$$Y_2 = \frac{m_m j_y \cdot a}{m V^2} = -\frac{a_2 \cdot x}{L R_{\delta}}$$

$$L \quad R_{\delta}$$

Trong đó:

$$m = \frac{m_m b}{L} ; m = \frac{m_m a}{L} \quad - \text{ là khối lượng tác dụng lên các bánh xe cầu}$$

$$a_1 \quad L \quad a_2 \quad L$$

trước và sau



- gia tốc của ô tô theo phương y

Góc lệch bên được xác định như sau:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_{y1}}; \delta_2 = \frac{Y_2}{K_{y2}} \quad (1.41)$$

Khi đó:

$$\begin{aligned} m V^2 & \quad m V^2 \\ \delta^1 &= \frac{a_{1x}}{a_{2x}}; \delta^2 = \\ & \frac{K_{y1} R_{\delta}}{K_{y2} R_{\delta}} \end{aligned} \quad (1.42)$$

Thay vào các công thức tính bán kính quay vòng và góc quay vòng ta có:



$$\begin{pmatrix} m_{a2} & m_{a1} \\ K_{y2} & K_{y1} \end{pmatrix}$$

$$R_{\delta} = \begin{pmatrix} \theta \end{pmatrix};$$

$$\omega_z = \frac{V_x \theta}{(1.43)}$$

$$\begin{pmatrix} -m_{a1} \\ L - V_x \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} K_{y1} \end{pmatrix}$$

$$\text{Gọi } K = \begin{pmatrix} m_{a2} & m_{a1} \\ K_{y2} & K_{y1} \end{pmatrix} \quad (1.44)$$

là hệ số tính năng quay vòng
Ta có:

$$R_{\delta} = \begin{pmatrix} L - V^2 K_t \end{pmatrix}$$

$$\theta$$

$$\omega_z = \frac{V_x \theta}{L - V^2 K} \quad (1.45)$$



$$\omega_z = \frac{V_x}{L - V^2 K_t} \quad \text{gọi là độ nhạy điều khiển, nó đánh giá khả năng nhảy}$$

(c)

của ô tô dưới tác động điều khiển của người lái.

Tính năng quay vòng của ô tô có thể được xác định thông qua một vài dấu hiệu sau:

$$1) \text{ Khi } K = 0 \rightarrow m_{a2} = m_{a1}; \delta = \delta \rightarrow \underline{\omega_z} = V \quad \text{thì ô tô có tính năng}$$

$$^t K_{y2} \quad K_{y1} \quad \theta \quad L$$

quay vòng đủ;

$$2) \text{ Khi } K < 0 \rightarrow m_{a2} < m_{a1}; \delta > \delta \rightarrow \underline{\omega_z} > V \quad \text{thì ô tô có tính năng}$$

$$^t K_{y2} \quad K_{y1} \quad \theta \quad L$$

quay vòng thiếu;

$$3) \text{ Khi } K > 0 \rightarrow m_{a2} > m_{a1}; \delta < \delta \rightarrow \underline{\omega_z} < V \quad \text{thì ô tô có tính năng}$$

$$^t K_{y2} \quad K_{y1} \quad \theta \quad L$$

quay vòng thừa;



Để đánh giá khả năng quay vòng của ô tô sử dụng: chỉ tiêu tính năng quay vòng, mức độ quay vòng và sự phụ thuộc độ nhạy vào tốc độ chuyển động.

Chỉ tiêu tính năng quay vòng – $\delta_1 - \delta_2$

là hiệu của góc lệch: T_δ

$T_\delta = 0$ – ô tô có tính

năng quay vòng

đủ $T_\delta > 0$ – ô tô có

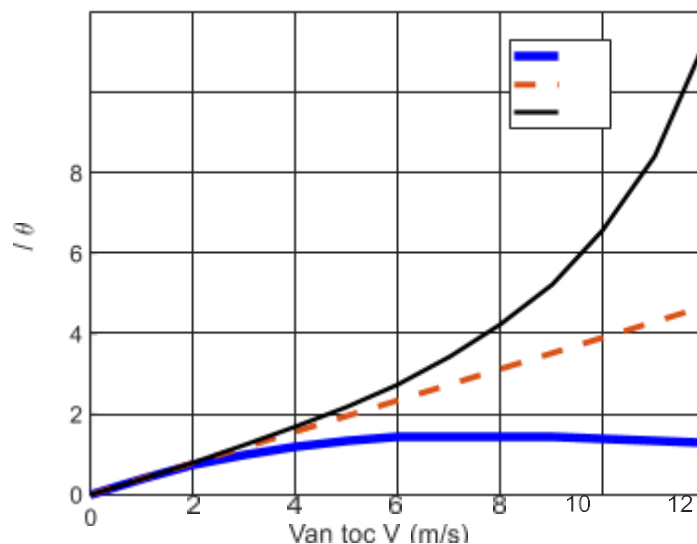
tính năng quay

vòng thiếu $T_\delta < 0$ –

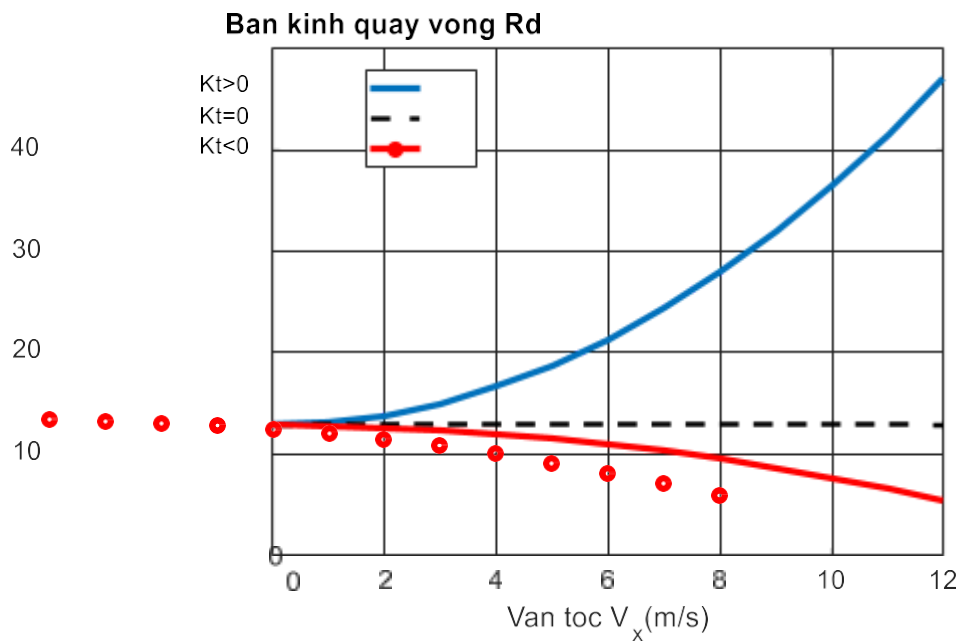
ô tô có tính năng

quay vòng thừa;

Mức độ quay vòng – là sự phụ thuộc của bán kính quay vòng vào tốc độ chuyển động của ô tô khi giữ nguyên góc quay bánh xe (giữ nguyên vành lái)



Hình 1.9 - Quan hệ giữa độ nhạy khi quay vòng với vận tốc chuyển động của ô tô



Hình 1.10. Quan hệ bán kính quay vòng với vận tốc chuyển động của ô tô
 Từ công thức trên cho thấy:

a. Quay vòng đủ m_{a2} thì góc
 K_{y2} $= m_{a1}$
 Nếu tồn tại các điều kiện để $K_t = 0$, tức là K_{y1}
 $\delta_1 = \delta_2$;

lái θ chỉ phụ thuộc bán kính quay vòng R mà không phụ thuộc vận tốc chuyển động:

$$\theta = \frac{L}{R} \quad (1.46)$$

Trạng thái quay vòng đó được gọi là quay vòng đủ. Với quay vòng đủ, nếu ta tăng tốc mà vẫn giữ nguyên góc quay bánh xe θ thì xe vẫn giữ nguyên quỹ đạo chuyển động. Nếu xe đang chạy thẳng, không đánh vô lăng $\theta = 0$,



nếu có một ngoại lực tác động, nó chuyển động song phẳng.

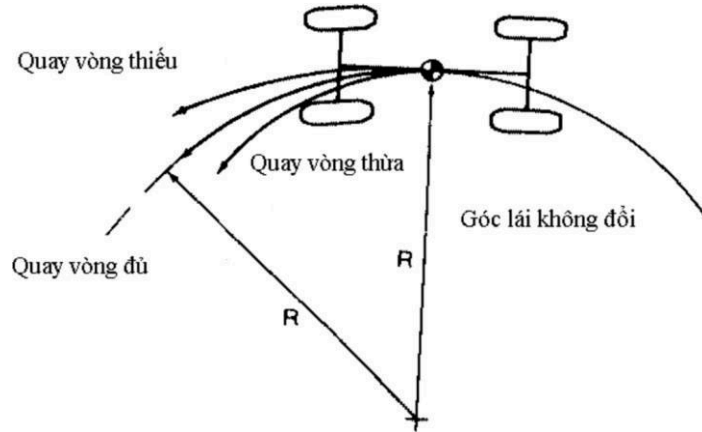
b. Quay vòng thiếu

Nếu hệ số $K_t > 0$, tức là góc lệch bên $\bar{\delta}_1 > \bar{\delta}_2$, để giữ được quỹ đạo

mong muốn R , lái xe phải quay thêm $\frac{v^2}{R}$, phụ thuộc bình
một lượng bằng K_t



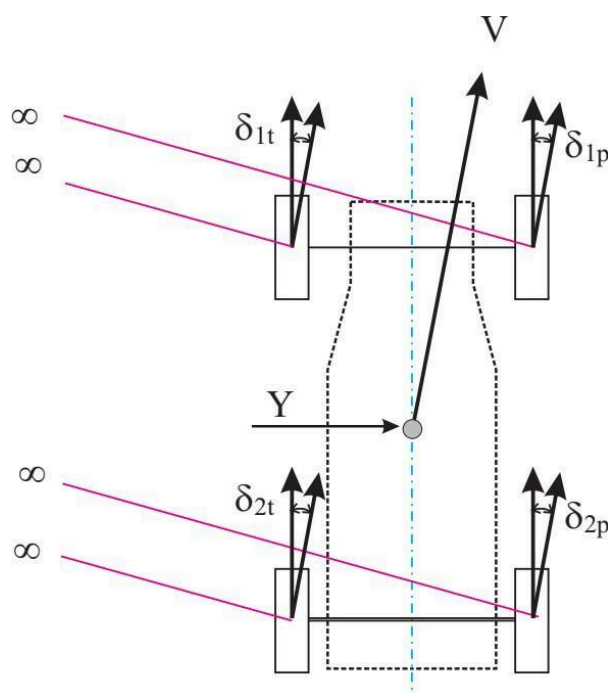
phương vận tốc. Trạng thái này gọi là quay vòng thiếu. Đặc tính θ của quay vòng thiếu là một parabol tăng như hình 1.11.



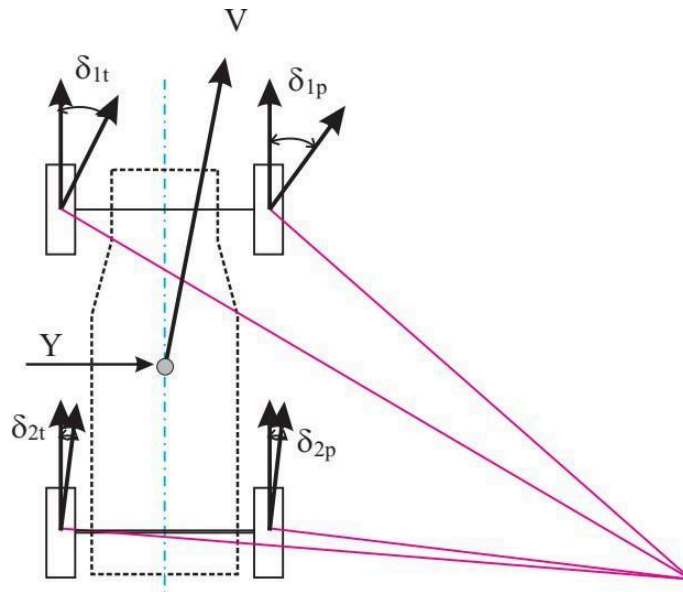
Hình 1.11- Cung quay vòng của trạng thái quay vòng thiếu, quay vòng đủ và quay vòng thừa

Khi tồn tại trạng thái quay vòng thiếu khi gia tốc, lái xe phải đánh lái nhiều hơn. Nói khác đi nếu giữ nguyên vô lăng $\theta = const$, nếu tăng tốc, bán kính quay vòng sẽ tăng theo.

Khi chuyển động thẳng, $\theta = 0$, nếu có lực bên tác động, quỹ đạo của xe sẽ thay đổi, xe quay quanh trục z.



Hình 1.12 a- Quay vòng đủ



Hình 1.12b- Quay vòng thiếu

Trong trường hợp quay vòng thiếu, có một vận tốc gọi là vận tốc đặc trưng v_{char} , khi đó góc quay bánh xe phải gia tăng đúng bằng góc Ackermann

$$v_{char} = \sqrt{\frac{L^2}{R^2 - L^2}}$$

Để đạt cung quay
vòng R_δ , nếu lái xe
đánh góc θ

$$= \frac{2L}{R}$$

sẽ đạt vận tốc

v_{char} .

c. Quay vòng thừa

Khi hệ số $K_t < 0$, tức là $\delta_1 < \delta_2$, bán kính quay vòng R_δ sẽ nhỏ đi khi vận tốc tăng lên. Trạng thái này gọi là quay vòng thừa. Quan hệ quay vòng thừa được biểu diễn như hình 1.6. Với xe có quay vòng thừa nếu tăng tốc, lái xe phải giảm góc đánh vô lăng để giữ cho bán kính R_δ không đổi. Nói cách khác, nếu giữ nguyên góc quay bánh xe, δ không đổi, nếu tăng vận tốc, cung



quay vòng sẽ bé đi (hình 1.11).

Nếu khi chuyển động thẳng, $\theta = 0$, nếu xe trong trạng thái quay vòng thừa, nếu có lực F_y tác dụng, xe sẽ thay đổi quỹ đạo như hình 1.11. Với các xe



quay vòng thừa, có một vận tốc nguy hiểm, v_{crit} , góc đánh lái $\theta = 0$ xe vẫn giữ được quỹ đạo R_δ .

$$v_{crit} = \sqrt{\frac{g R_\delta}{\mu}}$$

(1.47)

Ở các xe này, nếu $v > v_{crit}$ xe sẽ mất ổn định.

Như vậy, khi ô tô chuyển động quay vòng có thể xảy ra mất ổn định do xe quay vòng thừa hoặc quay vòng thiếu. Đặc tính quay vòng thừa và thiếu của ô tô có thể được đánh giá thông qua hệ số tính năng quay vòng K_t là hàm số phụ thuộc vào nhiều yếu tố: phân bố khối lượng m_{a1} , m_{2a2} và độ cứng bên K_y (là tỷ số giữa lực bên và góc lệch bên của bánh xe).

1.3. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài

1.3.1. Nghiên cứu trong nước

Nghiên cứu các hệ thống động lực học của ô tô nhằm nâng cao an toàn chuyển động trên đường ô tô đã được nhiều tác giả trong nước quan tâm nghiên cứu như từ góc độ người lái, một vấn đề được quan tâm là khả năng tiếp nhận và xử lý thông tin của lái xe trong những điều kiện đường khác nhau. Ảnh hưởng của thông số kết cấu của xe như động lực hệ thống lái và hệ thống treo cũng như động lực học lớp xe thậm chí cả động lực học toàn xe đến quỹ đạo chuyển động của xe quan tâm nghiên cứu, một số công trình nghiên cứu tiêu biểu dưới đây:

- Công trình “Đặng Đình Hiền, *Khảo sát động lực học và quỹ đạo chuyển động của xe UAZ-469 khi phanh*, luận án tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Nông nghiệp I Hà Nội, 2007” xây dựng được mô hình toán nghiên cứu tính chất động lực học của xe khi phanh và chương trình tính toán để mô phỏng tính chất động lực học của xe trong quá trình phanh [8]. Một thí nghiệm đo được thiết lập để đo động lực của xe và kết quả đo được kiểm chứng kết quả mô phỏng để chứng minh tính toán đúng đắn của mô hình. Cuối cùng khảo sát



được một số ảnh hưởng đến chỉ tiêu hiệu quả phanh và quỹ đạo chuyển động của xe[8].

- Công trình “Nguyễn Thành Công, *Nghiên cứu ứng dụng Logic mờ trong điều khiển chuyển động ổn định của ô tô*, luận án thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2009” đã xác định được trạng thái chuyển động ổn định của ô tô: mô hình phẳng của ô tô, cấu trúc bộ điều khiển chuyển động và xây dựng được bộ điều khiển mờ điều khiển chuyển động ổn định của ô tô[9].

- Công trình “Lê Thanh Hải, *Thiết lập mô đun tính toán mô hình lớp phi tuyến nhằm giải bài toán quỹ đạo chuyển động của ô tô*, luận án thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2009” [10] đã thiết lập được mô đun tính toán mô hình xác định trực tiếp các lực và mô men đàn hồi của bánh xe đồng thời ở cả hai trạng thái chủ động và bị động trong mối quan hệ phi tuyến của bánh xe với mặt đường, nhằm giải quyết bài toán quỹ đạo chuyển động của ô tô bằng một bộ số liệu cụ thể.

Công trình Hoàng Tùng Nghĩa, Hoàng Thăng Bình(2016)[11] đã sử dụng phần mềm Carsim để xác định vận tốc nguy hiểm của ô tô con khi quay vòng liên tục trên các cung đường có độ dốc, có bán kính khác nhau và so sánh kết quả với phương pháp tính trên cơ sở lý thuyết về động lực học quay vòng ô tô và kết quả nghiên cứu cho thấy, vận tốc nguy hiểm xác định bằng phần mềm gần với thực tế xét đến các điều kiện môi trường khác nhau để đảm bảo an toàn và ổn định của ô tô khi quay vòng, phương pháp xác định cho kết quả nhanh chóng, trực quan và áp dụng được cho từng xe cụ thể.

- Công trình “Nguyễn Ngọc Tú, *Nghiên cứu tính ổn định của ô tô kéo mooc*, luận án tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2016” đã xây dựng mô hình tích hợp mô tả quá trình phanh, đạp ga và quay vô lăng để khảo sát một số quá trình mất ổn định động lực học ô tô kéo mooc và xây dựng được hệ phương trình động lực học đoàn xe gồm 35 phương trình cơ học hệ nhiều vật, trong đó các lực liên kết được mô tả dưới dạng mô hình thích nghi,



làm cho mô hình chính xác hơn, mềm dẻo khi tối ưu tham số. Mô hình lý thuyết được kiểm chứng thông qua thí nghiệm xe khi quay vòng. Phần mềm Matlab/Simulink được sử dụng mô phỏng động lực học ở các trạng thái khác nhau[11].

- Công trình “Tạ Tuấn Hưng, *Nghiên cứu giới hạn ổn định lật ngang của đoàn xe sơ mi rơ mooc khi quay vòng ổn định*, luận án tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2017” đã nghiên cứu được ảnh hưởng của chiều cao trọng tâm, vận tốc xe và góc quay bánh xe dẫn hướng đến mất ổn định lật ngang của ĐXSMMRM khi đầy tải trên đường phẳng có hệ số bám cao. Xác định được ngưỡng trước lật ngang là một yêu cầu trong vấn đề cảnh báo điện tử và các giải pháp chống lật ngang. Từ đó đề xuất nghiên cứu phương pháp xác định ngưỡng mất ổn định lật ngang và ngưỡng chuyển động an toàn của ĐXSMMRM khi quay vòng[13].

1.3.2. Tình hình nghiên cứu nước ngoài

Nghiên cứu phân tích và điều khiển các thông số động lực của hệ thống ô tô nhằm nâng cao độ ổn định chuyển động của xe đã được các nhà nghiên cứu trên thế giới quan tâm nghiên cứu rất sớm, Gibson và Crooks (1938)[19] đã đưa ra một số mô hình để miêu tả đặc tính lái và đánh giá an toàn trong quá trình phanh và quay vòng, McRuer(1980)[20] đã áp dụng các lý thuyết điều khiển để điều khiển động lực học theo phương ngang của ô tô khi chuyển động dưới các điều kiện đặc biệt, Wang Deping và các tác giả khác (1999)[17] đã áp dụng các thuật toán điều khiển để điều khiển ổn định của xe khi xe chuyển động trên mặt đường trơn trượt và tốc độ cao.

Jamie Gertsch và Oliver Eichelhard (2003)[14], các tác giả Jamie Gertsch và Oliver Eichelhard [14] đã mô phỏng động lực học đoàn xe để xác định giới hạn ổn định ngang và đưa ra những cảnh báo về khả năng lật của xe tải nặng làm quan ngại những người làm chính sách và sản xuất ô tô.



Lin Hu, Shengyong Fang and Jia Yang (2014)[15] đã xây dựng được mô hình động lực toàn xe ô tô 2 cầu với 135 bậc tự do bằng phần mềm ADAMS/CAR. Từ đó phân tích và kiểm soát các thông số động lực học như hệ thống lái, hệ thống treo đến ổn định chuyển động của ô tô và cuối cùng các tác giả tiến hành tối ưu các thông số động lực học của các hệ thống nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô.

Ekalak Prompakdee, Supakit Rooppakhun(2016)[16] đã xây dựng được mô hình động lực học của xe một dãy để phân tích hiệu quả của phân bố trọng lượng trong khi thay đổi bán kính quay đến ổn định của xe khách và kết quả bài báo chỉ ra rằng độ lớn của phân bố trọng lượng trên cầu trước của xe khách trong khoảng 40% đến 50% gây ra giá trị gia tăng của độ dốc “understeer” và bán kính quay vòng của bánh xe cũng tăng gấp 3 lần do chênh lệch trượt giữa các góc phía trước và phía sau được mở rộng.

H. Mazumder và đồng tác giả (2013)[18] đã chỉ ra rằng trọng tâm của xe là một trong những thông số quan trọng trong việc phân bố khối lượng lên các cầu của xe và sự phân bố khối lượng có liên quan mật thiết đến quỹ đạo chuyển động của ô tô. Trong bài báo này tác giả đã phân tích ảnh hưởng của phân bố khối lượng trên các cầu bằng cách thay đổi tọa độ trọng tâm đến ổn định của ô tô bằng mô hình động lực học toàn xe.

Ảnh hưởng của vi sai giữa các trục đến tính ổn định của ô tô đã được nghiên cứu đầu tiên bởi A. E. Chudacop [26]. Trong đó, xem xét các phương án trượt bánh xe: bắt đầu trượt bánh xe phía trong của cầu chủ động, bắt đầu trượt bên của cầu khi có sự trượt của bánh xe bên trong... Tuy nhiên, trong tài liệu không nghiên cứu đến ma sát trong cụm vi sai và ảnh hưởng do sự khác nhau về lực kéo giữa các bánh xe bên trái và bên phải.

Ma sát trong cụm vi sai được nghiên cứu trong tài liệu của A. S. Litvinov [27]. Trong công trình này đã xác định ảnh hưởng của hệ số khóa vi sai đến hệ số cân lệch ở các bánh xe chủ động. Đồng thời đã xem xét ảnh



hưởng của hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường khi có lực kéo tại bánh xe chủ động đến tính ổn định và tính điều khiển của ô tô. Tuy nhiên, tài liệu này chưa xem xét ảnh hưởng của sự không đồng đều về hệ số bám đến các thuộc tính trên của ô tô.

1.4. Kết luận chương 1

- Trong điều kiện khai thác thực tế ô tô có thể mất ổn định do bị trượt, bị lật đổ hoặc lệch khỏi quỹ đạo chuyển động mong muốn của người lái. Sự mất ổn định ô tô xảy ra có thể do nhiều nguyên nhân khác nhau như điều kiện môi trường: đường xấu, chất lượng đường không đồng đều, tác động của gió bên và ngoại lực; nguyên nhân từ ô tô: do kết cấu không hợp lý, hư hỏng bất thường về kết cấu..; nguyên nhân từ phía người lái: trình độ kỹ thuật thấp, điều khiển ô tô với vận tốc quá nhanh, ít kinh nghiệm.. Tính ổn định của ô tô thường được xem xét trong các mặt phẳng dọc và ngang khi xe bị trượt hoặc lật. Tính ổn định quỹ đạo được xem xét khi xe chuyển động ở chế độ phanh (hoặc kéo) và khi quay vòng trong mặt phẳng đường.

- Cho đến nay, đã có khá nhiều công trình nghiên cứu trong và ngoài nước đề cập đến tính ổn định chuyển động của ô tô. Tuy nhiên, các công trình này chủ yếu tập trung vào hướng nghiên cứu điều khiển hoặc xác định các giới hạn mất ổn định của ô tô khi chuyển động ở các điều kiện làm việc khác nhau. Ngoài một số công trình nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu như tọa độ trọng tâm, có rất ít công bố liên quan đến việc nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô.

- Luận văn sẽ tập trung nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô trong hai trường hợp: khi chuyển động ở chế độ kéo trên đường có hệ số bám khác nhau và khi xe chuyển động quay vòng.



CHƯƠNG 2

NGHIÊN CỨU TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ 2 CẦU KHI CHUYỂN ĐỘNG TRÊN ĐƯỜNG CÓ HỆ SỐ BẮM KHÁC NHAU

Mục tiêu của chương này là nghiên cứu điều kiện chuyển động ổn định của ô tô 2 cầu với cách bố trí cầu chủ động khác nhau khi chuyển động trên đường có sự không đồng đều về hệ số bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường.

2.1. Đặt vấn đề

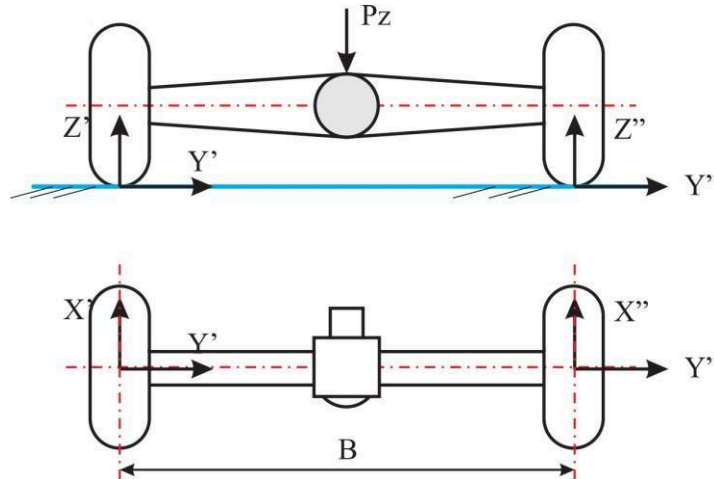
Chuyển động của ô tô ở chế độ kéo khi bất ngờ xuất hiện sự khác nhau về hệ số bám giữa bánh xe bên phải và bên trái với mặt đường có thể dẫn tới hiện tượng trượt [28]. Khi không có ma sát trong vi sai, mô men quay vòng không xuất hiện bởi vì trong trường hợp này các lực kéo và phản lực tiếp tuyến ở bánh xe bên trái và bên phải bằng nhau. Trong vi sai tăng ma sát và vi sai tự khóa xuất hiện thêm mô men ma sát làm tăng mô men xoắn ở bán trục còn lại và giảm mô men xoắn ở bên bán trục bị trượt. Sự khác biệt về mô men xoắn trên các bán trục dẫn tới sự khác nhau về lực kéo và làm xuất hiện mô men quay vòng.

Mục tiêu của chương này là nghiên cứu điều kiện chuyển động ổn định của ô tô 2 cầu với cách bố trí cầu chủ động khác nhau khi chuyển động trên đường có sự không đồng đều về hệ số bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường. Để đạt được mục tiêu kể trên cần thiết phải giải bài toán xác định điều kiện chuyển động ổn định của ô tô.



2.2. Động lực học ô tô hai cầu khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau

2.2.1 Động lực học cầu chủ động



Hình 2.1 - Sơ đồ lực tác dụng lên cầu chủ động ô tô
Khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau

Hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường không bằng nhau có thể dẫn đến hiện tượng trượt ở chế độ kéo kéo nếu như có sự khác nhau về tốc độ góc của bánh xe cầu chủ động. Trong trường hợp này, mô men xoắn ở bánh xe quay chậm sẽ lớn hơn bánh xe chạy nhanh hơn một giá trị bằng momen ma sát. Đối với vi sai giữa các bánh xe loại thông thường, mô men này không lớn và có giá trị khoảng 20-30% giá trị mô men xoắn đưa tới cầu xe. Ở các vi sai tăng ma sát mô men này có giá trị lớn hơn [27,28].

Trên hình 2.1 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên cầu chủ động ô tô khi có hệ số bám khác nhau giữa bánh xe bên trái và bên phải với mặt đường. Các ký hiệu trên sơ đồ như sau:

Z' - phản lực pháp tuyến từ mặt đường tại bánh xe bị trượt;

Z - tổng phản lực pháp tuyến từ đường ở cầu chủ động;

r_d - bán kính động lực học của bánh xe;

f - hệ số cản lăn.

φ' - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường ở bánh xe quay nhanh hơn

φ'' - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường ở bánh xe quay chậm hơn
 Mô men xoắn M_k' tại bánh xe bị trượt có hệ số bám nhỏ hơn φ' , được
 xác định theo công thức sau:

$$M'_{\kappa} = (\phi' + f) \cdot Z = 0,5(\phi' + f) \cdot Z \cdot r_d \quad (2.1)$$

Mô men xoắn ở bánh xe còn lại, ở điều kiện bám tốt hơn, được xác định như sau:

$$M'' = M' \frac{1-K'}{1-K} = \frac{1-K'}{1-K} \quad (2.2)$$

$$k \quad k \quad K' \quad d \quad K'$$

Trong đó K' - hệ số kể đến ảnh hưởng của việc phân bố mô men không đều trong bộ vi sai khi có sự khác biệt tốc độ góc và mô men ma sát.

$$K' = \frac{M'}{M_k + M_k} \quad (2.3)$$

Phản lực tiếp tuyến tại bánh xe với mặt đường, được xác định như sau:

$$fZ = \phi'.Z' = 0,5.\phi'.Z \quad (2.4)$$



$$\frac{0,5 - K'}{K'} \quad \left(\begin{array}{l} 2. \\ 5 \\ \end{array} \right)$$

Mô men quay vòng của ô tô M_q , sinh ra do có sự khác biệt về phản lực tiếp tuyến X' và X'' , được tính theo công thức

$$M = \frac{B}{2} (X'' - X') = \frac{B}{2} \quad (2.6)$$

$$(\phi' + f).Z \frac{0,5 - K'}{K'}$$

$$q^2 + 2K'$$

Nếu gọi Y là lực ngang ở bánh xe, thì lực ngang lớn nhất đảm bảo ô tô không bị trượt bên được tính theo biểu thức:

$$Y = Y'' + Y' = \sqrt{\frac{0,5 - K'}{K'} + \frac{0,5 - K'}{K'}} \quad (2.7)$$

$$= 0,5Z \cdot \phi'$$



Trong biểu thức (2.6) và (2.7) do hệ số cản lăn có giá trị nhỏ hơn nhiều hệ số bám $f \ll \phi'$, nên $\phi' \approx \phi'$ và $f / \phi' \approx 0$.
có thể coi f

Trong công thức (2.7) giá trị $Y' = 0$, bởi vì bánh xe nhanh hơn ở chế độ trượt và không có khả năng chịu lực ngang.

Mặt khác, hệ số khóa vi sai được xác định theo công thức sau [22,28];

$$\lambda_k = \frac{\ddot{M}_k}{\dot{M}_k} = \frac{1 - K'}{K'} \quad (2.8)$$

Khi kể đến hệ số khóa vi sai theo biểu thức (2.8) ta có thể viết lại (2.7) dưới dạng sau:

$$\frac{Y}{Z \cdot \phi'} = \sqrt{\frac{\ddot{M}_k}{\dot{M}_k^2} - 0,5} \quad (2.9)$$

Từ biểu thức (2.8) ta xác định được hệ số kể đến ảnh hưởng của việc phân bố mô men không đều trong bộ vi sai:

$$K' = \frac{1}{1 + \lambda_k} \quad (2.10)$$

Thay (2.10) vào biểu thức (2.6) ta xác định được mô men quay vòng dưới dạng sau:

$$M = \frac{B \cdot \phi' Z (\lambda_k - 1)}{q} \quad (2.11)$$

hay

$$M_q = B \cdot \phi' Z (\lambda_k - 1)$$

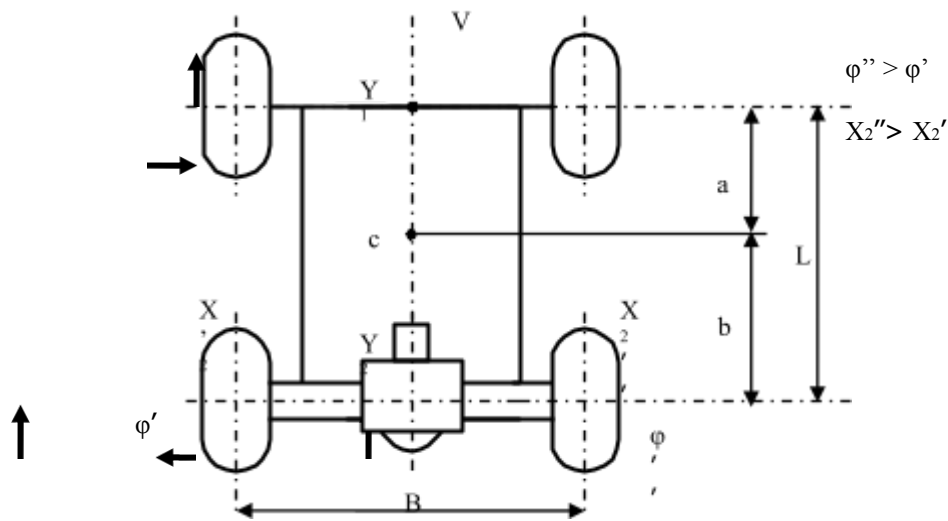


4

(2.12)

2.2.2 Động lực học ô tô 2 cầu với cầu sau chủ động

Trên hình 2.2 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên ô tô dẫn động cầu sau khi có hệ số bám khác nhau.



Hình 2.2 .Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô dẫn động cầu sau ở chế độ kéo khi hệ số bám khác nhau

Mômen quay vòng M_q , sinh ra do sự khác nhau của phản lực tiếp tuyến ở bánh xe cầu sau có chiều ngược kim đồng hồ (hình 2.2). Sự trượt ô tô xuất hiện trong trường hợp, nếu như phản lực Y_2 với cánh tay đòn L tạo nên mômen ổn định M_{od} , không đủ thắng được mô men quay vòng sinh ra do chênh lệch phản lực tiếp tuyến ở các bánh xe. Gia tốc góc của ô tô trên mặt phẳng đường trong trường hợp này được xác định như sau:

$$d\omega_z = \frac{M_q - M_{od}}{J_z} = \frac{M_q}{J_z + m \cdot a^2} (1 - K) \quad \left(\frac{1}{3} \right)$$

Trong đó:

ω_z - tốc độ góc của ô tô quay quanh trục thẳng đứng

J_z - mô men quán tính của ô tô với trục thẳng đứng

m_a - khối lượng ô tô;

a, b - khoảng cách từ cầu trước và cầu sau đến trọng tâm

Gọi K là hệ số ổn định chống lại sự trượt, hệ số này được xác định như sau:

$$K_{od}$$



$$= \frac{M_{od}}{M_q} = \frac{Y_2 L}{M_q} \quad (2.14)$$

$$M_q$$

Thay các biểu thức (2.6) và (2.7) đối với trục sau vào quan hệ (2.14) ta có:

$$K_{od} = B \sqrt{\frac{0,5}{K' - 1}} \quad (2.15)$$

Trong đó K_2' - hệ số phân bố không đều mô men xoắn giữa các bánh xe cầu sau chủ động

L – chiều dài cơ sở của ô tô

B – chiều rộng cơ sở của ô tô

Ô tô có tính ổn định chống trượt khi $K_{od} > 1$. Từ biểu thức (2.15) ta xác định được điều kiện $K_{od} > 1$, xảy ra khi:

$$\frac{\phi''}{\phi'} > \sqrt{\frac{0,5}{K' - 1}} \quad (2.16)$$

Khi xem xét đến quan hệ (2.8), ta biến đổi (2.15) và (2.16) về dạng:

$$K_{od} = 2 \frac{L}{B} \sqrt{\frac{(\phi'')^2}{|\phi'| - \lambda^2}} \quad (2.17)$$

$$\frac{\phi''}{\phi'} > \sqrt{\frac{0,5}{K' - 1}}$$

Xét quan hệ: Do giá trị của giảm thành:

$\lambda^2 \gg$

$$\frac{\phi''}{\phi'} > \lambda$$



$$-1)^2$$

$$B_2(\lambda$$

$$4L^2$$

k

. Chính vì vậy
công thức
(2.18) có thể
đơn

$$\phi ' \quad k$$

Như vậy khi

$$\underline{\Phi''} > \lambda$$

Φ, k

ô tô sẽ đảm bảo tính ổn định chống trượt, còn khi

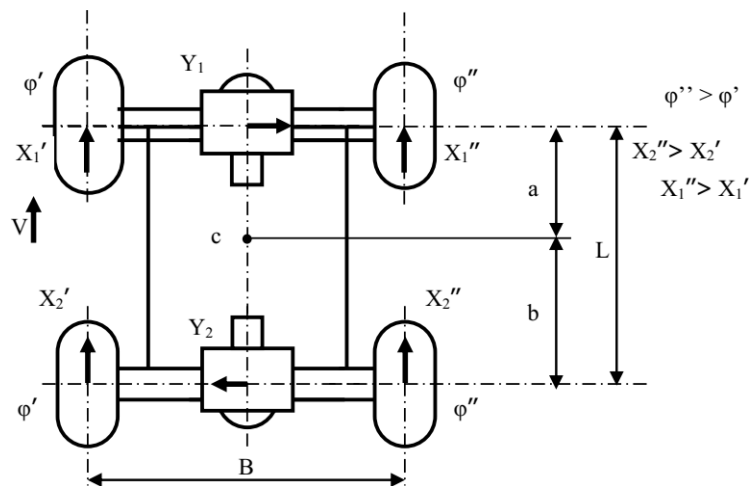
- ô tô sẽ mất ổn định.

$$\underline{\Phi''} < \lambda$$

ϕ', k

2.2.3 Động lực học ô tô 2 cầu dẫn động 4 bánh 4WD

Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 4 bánh chủ động 4WD khi có hệ số bám khác nhau trình bày trên hình 2.3



Hình 2.3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô tất cả các cầu chủ động ở chế độ kéo khi có hệ số bám khác nhau

Đối với trường hợp này, mô men quay vòng sẽ bằng:

$$M_q = M_{q1} + M_{q2} \quad (2.21)$$

$$= 2$$

$$= \frac{B}{2} \phi' \left| Z_1 \cdot \begin{pmatrix} 0,5 \\ K, -1 \end{pmatrix} + Z_2 \cdot \begin{pmatrix} 0,5 \\ K, -1 \end{pmatrix} \right|$$



Mô men ổn định

$$M_{od} = Y_2.L = 0,5.Z_2.\phi'.L. \quad (2.22)$$

Khi ô tô chuyển động ổn định



$$Z_2 = m_a g L^a \quad (2.23)$$

$$Z_1 = m_a g L^b \quad (2.24)$$

Khi tính tới tới các biểu thức (2.23) và (2.24), hệ số ổn định của ô tô chống trượt có dạng sau:

$$K_{od} = \frac{M_{od}}{M_{qv}} = B \left(1 + \frac{b}{1} \right) \quad (2.25)$$

0,5

$$\left(\frac{K' - a K'}{2 - 1} \right) \frac{L}{a}$$

Khi cầu trước và cầu sau có cấu tạo như nhau thì $K' = K'$, do vậy,

1 2

ta có:

$$a \left(\phi' \right) = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{2}}} \left(\phi'' \right)^2 \left(K' \right) \quad (2.26)$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{2}}}$$

$$\frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{2}}}$$



$$od \quad B \quad 0,5 \quad -1 \quad K'$$

Điều kiện ổn định không trượt ($K_{od} > 1$) của ô tô 2 cầu chủ động có thể nhận được từ biểu thức (2.26)

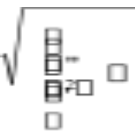
$$\frac{\phi''}{\phi'} > \sqrt{\frac{B^2}{K'} - \frac{1}{K}} \quad (2.27)$$

Điều kiện cầu trước ô tô không bị lệch bên: (2.28)

$$M_q < R_{y1}L$$

Hay

$$B_{\phi'.m} g \left(0,5 \quad -1 \right) < 0,5Z \cdot \phi.L \quad (2.29)$$



$$2 \quad (\quad)$$

Từ đây, ta có:

(2.30)

$$\frac{\phi''}{\phi'} = \sqrt{\frac{1 + \frac{B^2}{K'^2}}{1 + \frac{B^2}{K'^2}}}$$

So sánh biểu thức (2.27) và (2.30) có thể rút ra kết luận rằng, khi $a > b$ ô tô mất tính ổn định chống trượt, còn khi $a < b$ – ô tô chuyển động lệch bên. Khi $a = b$ ô tô vừa mất ổn định chống trượt vừa bị lệch bên. Nếu kể đến các biểu thức (2.8) và (2.10), phương trình (2.26) có dạng sau

$$K_{od} = 2B\lambda + \frac{b}{\lambda} - L \quad (2.31)$$

Khi

$$\lambda_{k1} = \lambda_{k2} = \lambda_k$$

phương trình (2.31) đơn giản còn lại:

$$K_{od} = B\lambda^k + \frac{a}{\lambda^k} - L \quad (2.32)$$

Phương trình (2.32) cho thấy rằng khi

$$\phi'' > \lambda$$

giá trị K_{od} luôn lớn hơn

$$\phi' = \lambda^k$$

0. Điều kiện ổn định (2.30) của ô tô chống trượt có kể đến các biểu thức (2.8) và (2.10) có dạng:



$$\begin{aligned} \phi'' &= \frac{1}{4} \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right)^2 \\ \phi' &= \frac{1}{2} \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right) \\ > \lambda^2 \gg \end{aligned} \quad \begin{aligned} & \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right)^2 \\ & \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right) \\ & \end{aligned}$$

hay, nếu tính đến các giả thiết kể trên (

$$\begin{aligned} \phi'' &= \frac{1}{4} \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right)^2 \\ > \lambda \end{aligned} \quad \begin{aligned} & \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right)^2 \\ & \left(\frac{B^2}{4.a^2} - 1 \right) \\ & \end{aligned}$$

$$\phi' = k$$

Một cách tương tự khi kể đến các biểu thức (2.8) và (2.10) và các biểu thức kể trên thì biểu thức (2.34) cũng sẽ có được quan hệ như (2.30).



Như vậy, khi có chênh lệch hệ số bám ô tô có khả năng bị lệch bên cùng với sự trượt của bánh xe trước, các công thức xây dựng ở trên cho phép đưa ra đánh giá khả năng mất ổn định của ô tô chống lại sự trượt và lệch bên của cầu trước cùng với sự trượt của bánh xe cầu trước hoặc cầu sau.

2.2.4. Tính toán tính ổn định của ô tô 2 cầu khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau

Để tính toán tính ổn định ô tô 2 cầu dựa trên nghiên cứu ở các phần trên, tác giả tiến hành tính toán với ô tô cụ thể với các thông số sau: $m_a=4085$ kg; $b=1240$ mm; $a=1520$ mm; $B=1500$ mm; $L=2760$ mm; $v=16,6$ m/s; và hệ số khóa vi sai λ_k

Đồ thị của

$$\frac{Y}{Z} =$$

$$f(\phi'')$$

| |

k

$$Z.\phi'$$

$$(\phi')$$

được trình bày trên hình 2.4. Còn đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc giá trị vào hệ số khóa vi sai λ_k được trình bày trên hình 2.5.

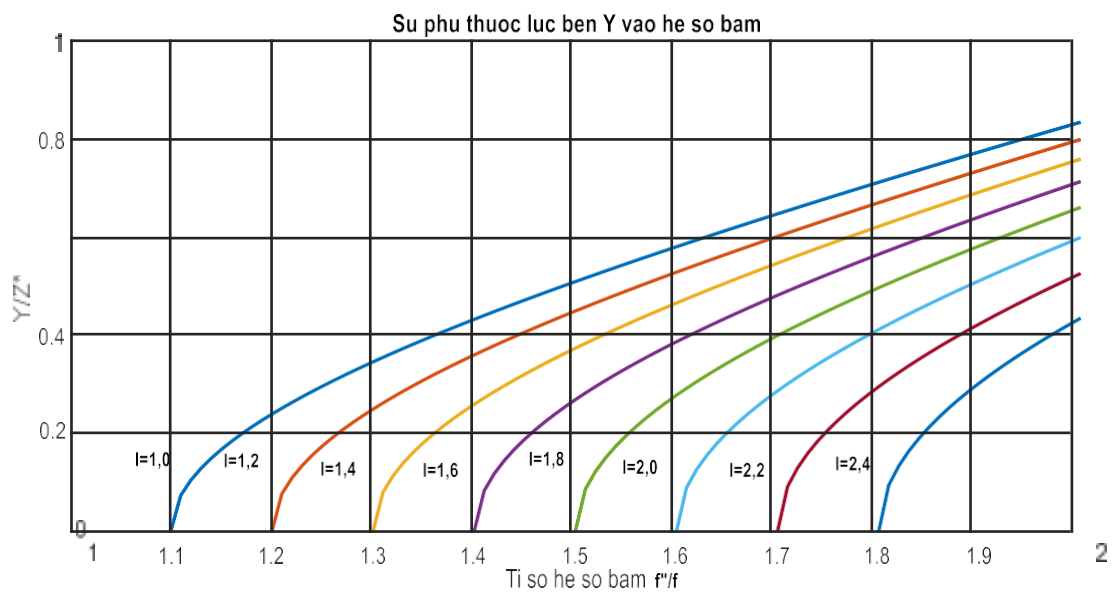
$$M_q$$

$$B.\phi' Z$$

Phân tích các đồ thị biểu diễn trên hình 2.4. và 2.5 cho thấy, khi tăng giá trị chênh lệch của hệ số bám ϕ''/ϕ' và giảm hệ số khóa vi sai λ_k , thì giá trị Y tăng hay giá trị lực ngang Y đảm bảo ô tô không trượt bên tăng lên. Còn

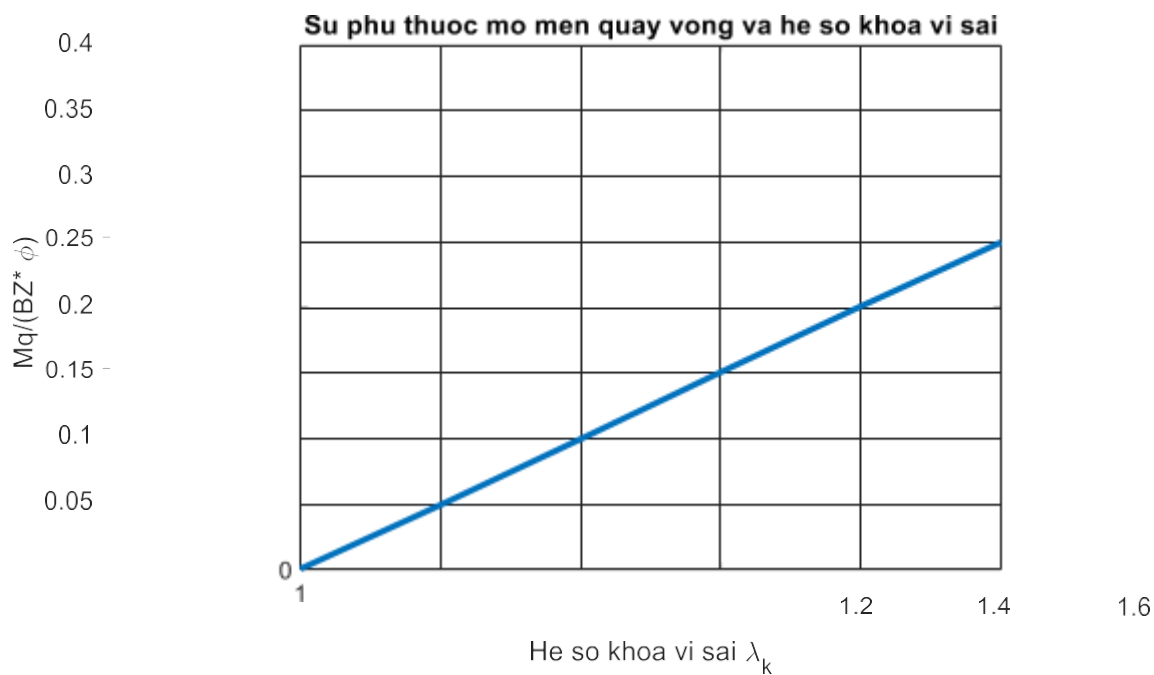
$$Z.\phi'$$

khi tăng hệ số khóa vi sai λ_k thì mô men quay vòng của ô tô tăng lên. (hình 2.5). Xây dựng là hàm λ_k với các giá trị khác nhau B/L (công thức 2.19) trình bày trên hình 2.5.



Hình 2.4 - Sự phụ thuộc $\frac{Y}{Z^*} = f(\phi'')$ khác nhau với giá trị λ

$Z \cdot \phi'$
 (ϕ')

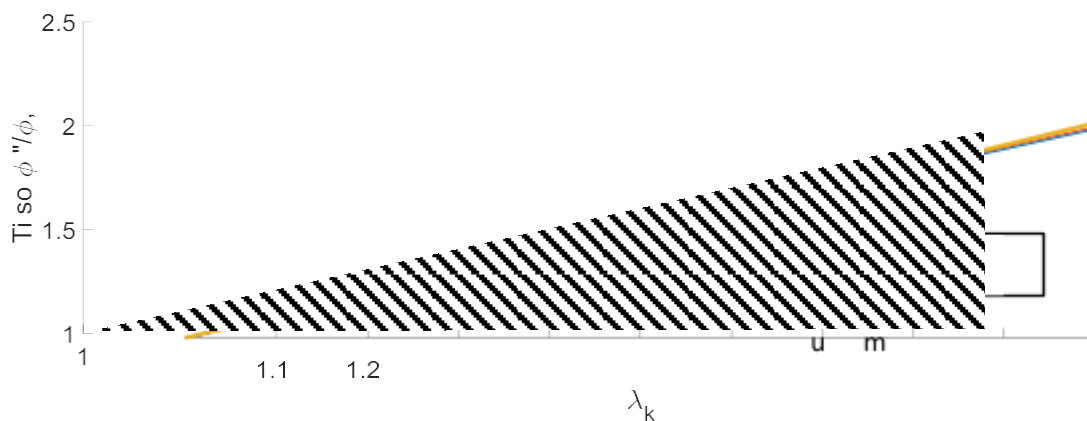


$\phi = 0.6$

Hình 2.5 - Sự phụ thuộc giá trị



M_q vào hệ số khóa vi sai λ_k
 $B.\phi' Z$



Hình 2.6 - Phụ thuộc $\frac{\phi''}{\phi'}$ của

$f(\lambda_k)$ với giá trị khác nhau của tỷ số B/L (khu vực

mất ổn định được gạch chéo)

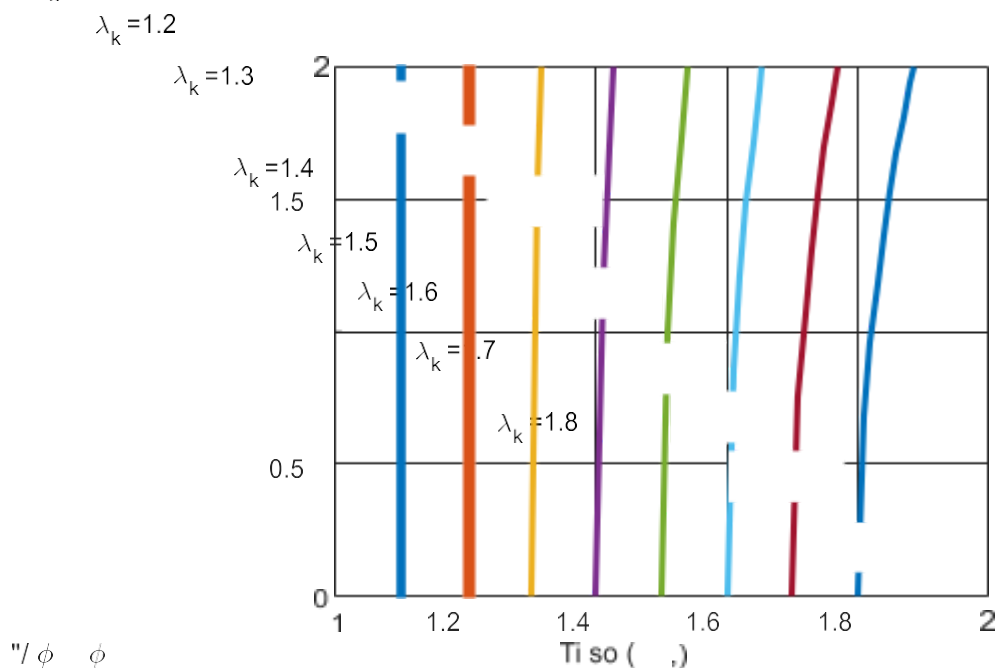
$$\phi'' > \lambda$$

, do đó trên hình

Vì khu vực ổn định là khu vực mà tại đó có

$$\phi' < \lambda_k$$

2.6 khu vực ổn định sẽ nằm phía trên, khu vực mất ổn định được gạch chéo.



Hình 2.7 - Sự phụ thuộc K_{od} của

$\left(\frac{\phi''}{\phi'}\right)$ khác với các giá trị λ_k



od

()

2.3. Kết luận chương 2

Từ nghiên cứu trên cho thấy kết cấu của hệ thống truyền lực mà cụ thể là đặc điểm của cầu chủ động, hệ số khóa vi sai của bộ vi sai giữa các bánh xe

He so K

1



cầu chủ động có ảnh hưởng đến tính ổn định của ô tô khi chuyển động trên đường có hệ số bám giữa hai bánh xe bên trái và bên phải khác nhau. Ta có thể rút ra một số kết luận cụ thể, như sau:

-Khi sự chênh lệch hệ số bám càng nhỏ và hệ số khóa vi sai càng lớn, thì khả năng mất ổn định do trượt bên càng lớn.

-Điều kiện để không xảy ra sự trượt bên cầu trước hoặc lệch bên của cầu trước của ô tô 2 cầu với cả hai trường hợp bố trí hệ thống truyền lực 4x2

giữa hai bánh xe với mặt đường phải lớn
và 4x4 là tỉ số giữa hệ số bám ϕ'' -

$$\phi'$$

hơn hệ số khóa vi sai

$$\phi'' \geq \lambda$$

$$\phi' \quad k$$



CHƯƠNG 3

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC ĐẾN TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ 2 CẦU KHI CHUYỂN ĐỘNG QUAY VÒNG

Nội dung của chương này là nghiên cứu ảnh hưởng của hai phương án bố trí hệ thống truyền lực của ô tô 4x2 và kết cấu vi sai bánh xe đến khả năng phát sinh lực bên và tính ổn định của ô tô 2 cầu.

3.1. Nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến khả năng phát sinh lực bên của ô tô 2 cầu khi quay vòng

Để nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến khả năng phát sinh lực bên của ô tô hai cầu với công thức bánh xe 4x2, trong phần này tác giả xét hai sơ đồ:

Trường hợp 1: ô tô 4x2 với cầu sau chủ động, cầu trước dẫn hướng

Trường hợp 2: ô tô 4x2 với cầu trước chủ động, cầu trước dẫn hướng

3.1.1 Trường hợp cầu sau chủ động, cầu trước dẫn hướng

Trên hình 3.1 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên hai bánh xe cầu trước và cầu của ô tô 4x2 trong trường hợp cầu sau chủ động, cầu trước dẫn hướng. Các ký hiệu trên sơ đồ như sau:

P_x và P_y : là tổng các ngoại lực tác dụng lên ô tô theo phương x và phương y ;

M_x , M_y , M_z : là các mô men tác dụng trong các mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang và mặt phẳng đứng trong trường hợp tổng quát.

Y_1 và Y_2 : là các phản lực bên tác dụng lên bánh xe cầu trước và cầu sau.

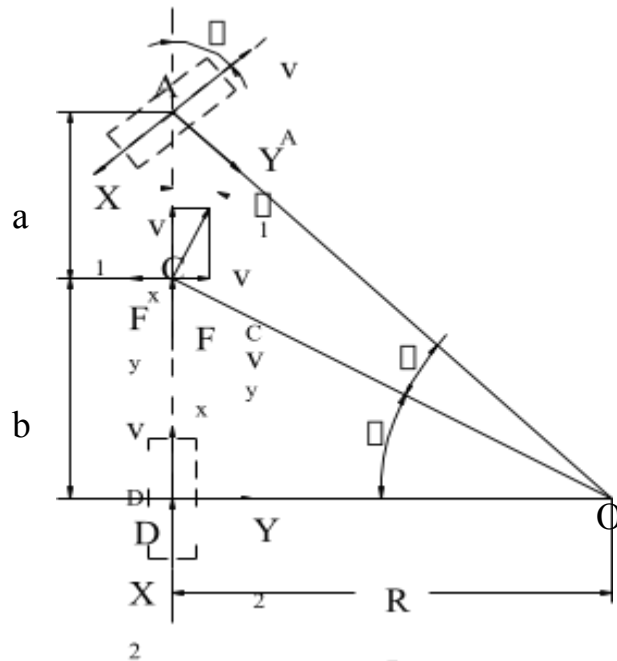
θ : góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng.

V_A , V_B , V_C : vận tốc chuyển động quay vòng ứng với các điểm tương

ứng với vị trí cầu trước, cầu sau và trọng tâm ô tô.



Trong trường hợp này các momen M_x, M_y bằng 0, X_1 có chiều ngược chiều chuyển động đồng thời ta giả thiết rằng các phản lực pháp tuyến Z_1, Z_2 đã biết.



Hình 3.1 – Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 2 cầu với cầu trước dẫn hướng cầu sau chủ động khi bỏ qua độ đàn hồi lốp theo phương ngang

Nếu bánh xe trước là bị động thì phản lực tiếp tuyến tác dụng ngược chiều với hướng chuyển động. Giá trị của nó có thể xác định được $X_1 = Z_1 \cdot f$

Để xác định các phản lực X_2, Y_1, Y_2 chưa biết ta xây dựng hệ phương trình mô tả chuyển động của ô tô. Trong trường hợp bỏ qua ảnh hưởng của độ đàn hồi theo phương ngang của lốp, hệ phương trình này có dạng như sau:

$$\begin{aligned} m_m j_x &= X_2 - P_x - X_1 \cos \theta - Y_1 \sin \theta \\ m_m j_y &= Y_1 \cos \theta + Y_2 - X_1 \sin \theta - P_y \\ J_m \omega_z &= Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta a - Y_2 b - Mz \end{aligned} \quad (3-1)$$

Trong đó:

m_m, J_m – khối lượng và mô men quán tính của ô tô đối với trục đi qua trọng tâm ô tô và vuông góc với mặt phẳng đường,



vòng

M_{jz} – mô men quán tính của ô tô do chuyển động không đều khi quay

J_x, J_y – gia tốc của ô tô trong mặt phẳng dọc và mặt phẳng ngang θ – góc quay của bánh xe dẫn hướng

ω_z – gia tốc góc của ô tô khi quay quanh trục đi qua trọng tâm và

vuông góc với mặt phẳng đường.

M_z – mô men cản

Ở chế độ kéo khi ô tô chuyển động quay vòng, mô men tại các bánh xe gần và xa tâm quay có sự phân bố khác nhau. Giá trị này phụ thuộc vào hệ số khóa của vi sai giữa các bánh xe, được xác định theo công thức:

(3.2)

$$M_k = M_{bt} - M_{bn} =$$

$$M_{bt} - M_{bn}$$

$$\delta \frac{M_{bt} + M_{bn}}{M_k}$$

M_k – tổng mô men đưa tới hai bánh xe của cầu chủ động

Do sự khác nhau về mô men ở hai bánh xe này sinh ra mô men cản quay

vòng. Được xác định như sau:

$$M_z = B(M_{bt} - M_{bn}) r_d = \frac{B M_k \delta}{r_d}$$



$$(3.3)$$

Ở vì sai bánh răng côn $k_d \approx 0,05$, chính vì vậy có thể bỏ qua M_z . Đối với vì sai tăng ma sát $k_d \approx 1$ vì vậy mô men cản này có thể được xác định như sau:

$$M = \frac{B \cdot M_k \cdot z}{rd} \quad (3.4)$$

Giải hệ (3.1) ta nhận được:

$$Y = \frac{m_m j_y b + P_y b + M_z + J_m \omega_z + fZ}{1 - L \cos \theta} \quad (3.5)$$

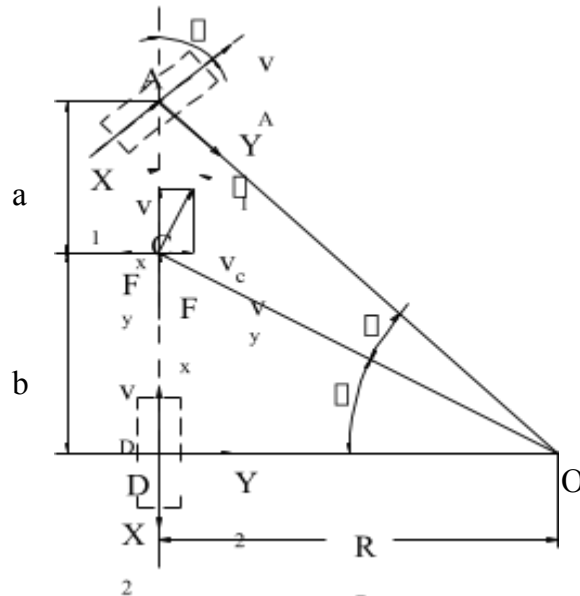
$$Y = \frac{m_m j_y a + P_y a - M_z - J_m \omega_z}{2L}$$

$$X = P + m_x j_x + \frac{fZ_1 + m_m j_y b + P_y b + M_z + J_m \omega_z}{\cos \theta} \quad L$$



3.1.2. Trường hợp bánh xe trước vừa là bánh xe chủ động vừa là bánh dẫn hướng

Ta xét trường hợp bánh xe trước đồng thời là bánh dẫn hướng và chủ động, còn bánh sau bị động. Trong trường hợp này phản lực tiếp tuyến X_2 có thể xác định được theo công thức đã biết trong Lý thuyết ô tô [2,23].



Hình 3.2 – Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô 2 cầu với cầu trước vừa là cầu dẫn hướng và chủ động khi bỏ qua độ đàn hồi lốp theo phương ngang

Những lực chưa biết bao gồm các phản lực X_1 , Y_1 và Y_2 . Để xác định chúng, ta viết phương trình chuyển động của ô tô trong trường hợp này như sau:

$$m_m j_x = X_1 \cos \theta - P_x - Y_1 \sin \theta - X_2$$

$$m_m j_y = Y_1 \cos \theta + Y_2 \quad M_z$$

$$+ X_1 \sin \theta - P_y$$

Từ hệ phương trình (3.2)
ta có:

$$J_m \omega_z = (Y_1 \cos \theta$$

$$+ X_1 \sin \theta) a - Y_2 b -$$



(3.6)

$$Y = \frac{m_m j_y b + P_y}{L} \cos \theta + \frac{f Z_2}{L} \sin \theta$$

$$P_y b + M_z \tag{3.7}$$

$$J_m \omega_z \cos \theta -$$

$$(P_x + m_m j_x +$$

$$Y = \frac{m_m j_y a + P_y a - M_z}{J_m \omega_z} \cos \theta - \frac{L}{L}$$

$$X_1 = \frac{m_m j_x + P_x}{L} \cos \theta + \frac{m_m j_y b + P_y b + M_z + J_m \omega_z \sin \theta}{L}$$



Trong các biểu thức trên, giá trị của lực P_x được xác định như sau:

$$P_x = P_i + P_w$$

Trong đó, lực cản lên dốc P_i tính theo công thức

$$P_i = m \cdot \sin \alpha$$

m - khối lượng ô tô

α - góc dốc của đường

Lực cản không khí P_w được xác định theo công thức:

$$P_w = K \cdot F \cdot v_{x0}^2$$

K - hệ số cản

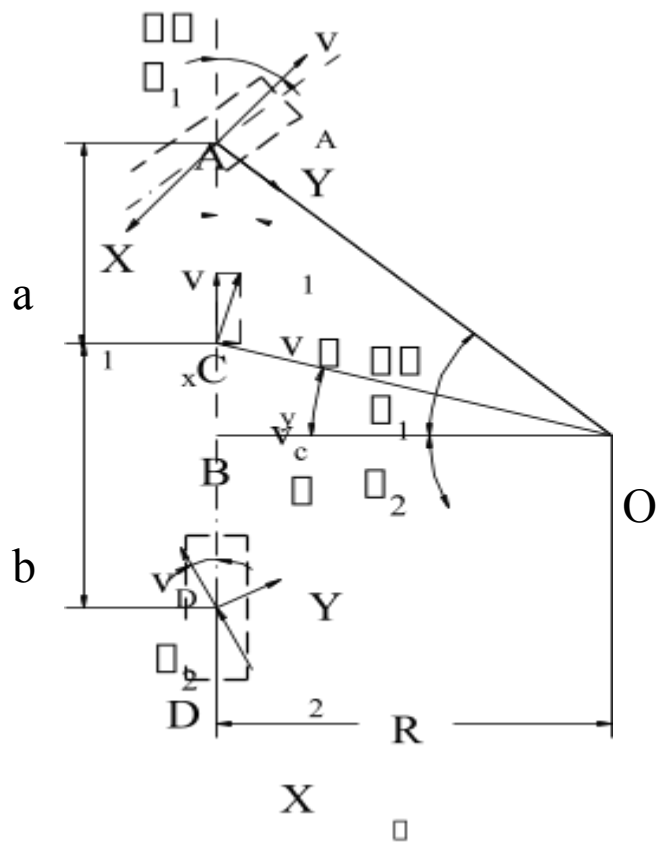
F - diện tích cản chính diện của ô tô

v_{x0} - vận tốc chuyển động tương đối của ô tô

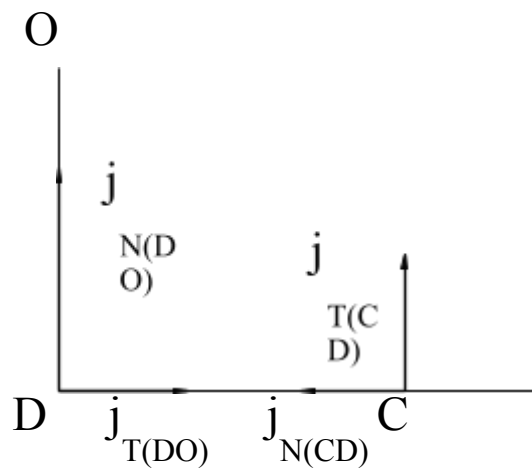
Khi giải hệ các hệ phương trình (3.5) và (3.7) cho phép ta so sánh đánh giá ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến việc phát sinh lực bên Y_1 và Y_2 ở các bánh xe cầu trước và cầu sau trong hai trường hợp cầu trước bị động và cầu sau bị động đối với ô tô 2 cầu.

3.1.3. Nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến việc phát sinh lực bên Y_1 và Y_2 ở các bánh xe cầu trước và sau:

Để giải hệ các hệ phương trình (3.5) và (3.7) ta cần xác định giá trị của gia tốc j_x, j_y tại trọng tâm ô tô. Để làm được điều này, tác giả xét trường hợp tổng quát khi xe quay vòng có kể đến ảnh hưởng của biến dạng ngang của lốp (hình 3.3). Trên hình 3.4 là sơ đồ dùng để xác định gia tốc theo các phương j_x, j_y của trọng tâm C



Hình 3.3 – Sơ đồ lực tác dụng lên ổ tô 2 cầu với cầu trước dẫn hướng cầu sau chủ động có kể đến độ đàn hồi lớp theo phương ngang



Hình 3.4– Sơ đồ xác định gia tốc của ô tô

Gia tốc tại điểm D tương đối với điểm O được tạo từ hai thành phần:

Thành phần pháp tuyến:

$$= V_D \omega_z$$



$$=V_x\omega_z$$

$$V^2$$

$$=\overline{x}$$

$$R_{\bar{\mathfrak{o}}}$$



Thành phần tiếp tuyến:

$$j_{T(DO)} = R_{\delta} \varepsilon_z = \frac{dV_x}{dt}$$

Tương tự, gia tốc điểm C tương đối với điểm D cũng được tạo từ hai thành phần:

Thành phần pháp tuyến:

$$j_{N(CD)} = CD \cdot \omega^2 = V \omega$$

$$z \quad y \quad z$$

Thành phần tiếp tuyến:

$$j_{T(CD)} = CD \cdot \varepsilon_z = \frac{dV_y}{dt}$$

Gia tốc tại trọng tâm C của ô tô do đó được xác định gồm hai thành phần, như sau:

$$\begin{aligned} j_y &= j_{N(DO)} + j_{T(CD)} = V_x \omega_z = \frac{dV_y}{dt} & (3.8) \\ j_x &= j_{T(DO)} - j_{N(CD)} = \frac{dV_x}{dt} - V_y \omega_z & (3.9) \end{aligned}$$

Trong đó V_x và V_y là tốc độ dịch chuyển theo phương dọc và phương ngang của trọng tâm ô tô

$$\overline{V_x} = \frac{dV_x}{dt} \text{ và } \overline{V_y} = \frac{dV_y}{dt} \quad - \text{ gia tốc chuyển động tương ứng theo phương dọc và}$$

phương ngang của trọng tâm ô tô



Gia tốc quay vòng của thân xe

$$\begin{aligned} \vec{V}_D &= \vec{V}_x + \vec{\omega} \times \vec{R}_{\bar{O}D} \\ \vec{V}_C &= \vec{V}_x + \vec{\omega} \times \vec{R}_{\bar{O}C} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Chuyển động của ô tô đặc trưng bởi giá trị và phương của vận tốc V_c tại trọng tâm và tốc độ góc ω_z . Véc tơ vận tốc và hướng góc lệch với trục dọc của ô tô khi điểm D không trùng với trọng tâm C. Tốc độ tại trọng tâm C được xác định theo công thức



$$V = \frac{\sqrt{V_x^2 + V_y^2}}{c}$$

Tốc độ V_x và V_y có liên hệ với nhau theo công thức:

$$V_y = V_x \tan \Psi$$

Từ các tam giác DOC và BOD:

$$\tan \Psi = \frac{DC}{R_\delta}$$

$$R_\delta = \frac{b}{\tan \delta_2}$$

$$DC = BC - BD =$$

$$b - R_\delta \delta_2$$

Trong đó b – khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu sau
Coi các góc ψ và δ_2 nhỏ, có thể viết:

$$\Psi = b / R_\delta - \delta_2$$

Thay vào biểu thức này giá trị của R_δ []

$$R_\delta = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2} \quad (3.11)$$

$$\theta - \delta_1$$

$$+ \delta_2$$

Ta nhận được:

$$\Psi = \frac{b(\theta - \delta_1 + \delta_2) - L\delta_2}{L}$$

Từ quan hệ trên ta nhận được

$$= \frac{b(\theta - \delta_1) - a\delta_2}{L}$$



$$(3.13)$$

$$V_y = V_x \left[b(\theta - \delta_1) - a\delta_2 \right] \quad (3.14)$$

L

Nhìn vào biểu thức (3.14) ta thấy, tốc độ dịch chuyển của trọng tâm ô tô phụ thuộc vào góc quay vòng và góc trượt và giá trị vận tốc V_x và tỉ lệ nghịch với chiều dài cơ sở L .

Để xác định gia tốc dịch chuyển ngang ta đạo hàm biểu thức V_y ta có:

$$dV_y = \frac{dV_x}{dt} \left[b(\theta - \delta_1) - a\delta_2 \right] + V_x \left[b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2 \right] \quad (3.15)$$

L

Theo công thức xác định bán kính quay vòng, tốc độ quay vòng của ô tô trong mặt phẳng đường xác định như sau:



$$\omega_z = \frac{d\psi}{dt} = \frac{V_x}{R_{\delta}} = \frac{V_x (\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L} \quad (3.16)$$

Thay vào các công thức xác định j_x và j_y ta có:

$$j_x = \frac{dV_x}{dt} = \frac{V_x}{R_{\delta} L} \left(b(\theta - \delta_1) - a\delta_2 \right) \quad (3.17)$$

$$j_y = \frac{dV_y}{dt} = \frac{V_y}{R_{\delta} L} \left(b(\theta - \delta_1) - a\delta_2 \right) + \frac{V_x}{L} \left(b(\theta - \delta_1) - a\delta_2 \right) \quad (3.18)$$

Gia tốc góc của ô tô đối với trục thẳng đứng:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{d\omega_z}{dt} = \frac{dV_x}{dt} \left(\theta - \delta_1 \right) + V_x \left(\theta - \delta_1 \right) \\ &= \frac{dV_x}{dt} \left(\theta - \delta_1 \right) + V_x \left(\theta - \delta_1 \right) \\ &= \frac{dV_x}{dt} \left(\theta - \delta_1 \right) + V_x \left(\theta - \delta_1 \right) \end{aligned} \quad \left(\begin{array}{c} 3 \\ 1 \\ 9 \end{array} \right)$$

Thành phần lực quán tính theo phương x và phương y vì vậy được xác định như sau:



$$P_{jx} = -\delta m \cdot j_{mx} \quad (3.20)$$

$$P_{jy} = -m \cdot j_{my}$$

δ - hệ số qui dẫn khối lượng của ô tô

Mô men quán tính của ô tô, được xác định như sau:

$$M_{jz} = -m \cdot \rho_z^2 \cdot \varepsilon_z$$

$$=$$

$$-J_m$$

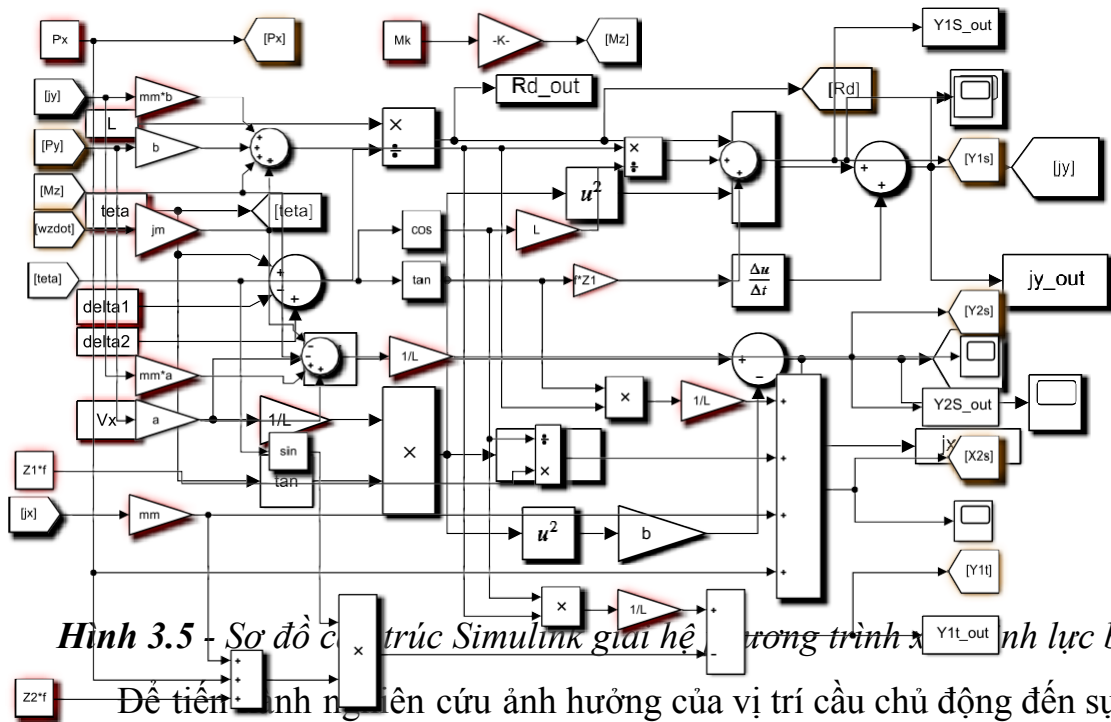
$$\varepsilon_z$$

z

Trong đó: J_z và ρ_z tương ứng là mô men và bán kính quán tính của ô tô đối với trục C_z đi qua trọng tâm C của ô tô.

Khi giải hệ (3.5) và (3.7) sử dụng các công thức xác định j_x, j_y và ω_z từ

(3.18) - (3.20). Để thuận lợi cho việc khảo sát, tác giả xây dựng mô hình tính toán bằng phần mềm Simulink-Matlab như trình bày trên hình 3.5.



Hình 3.5 - Sơ đồ cấu trúc Simulink giải hệ phương trình mô phỏng động lực bên

Để tiện trình bày nên cứ ảnh hưởng của vị trí cầu chủ động đến sự phát sinh lực bên của ô tô 4x2 tác giả thực hiện mô phỏng đối với ô tô có các thông số sau:

Khối lượng $mm=1290$ kg;

Khoảng cách từ cầu trước và cầu sau đến trọng tâm ô tô $a=1.19016$ m;
 $b=1.37484$ m;

Chiều rộng cơ sở $B=1.5$ m;



Mô men quán tính của ô tô đối với trục đi qua trọng tâm $J_m=1752 \text{ kg/m}^2$;

Hệ số khóa vi sai $k_d=0.05$;

Mô men xoắn của động cơ $M_e=150$;

Hệ số cản lăn $f=0.02$;

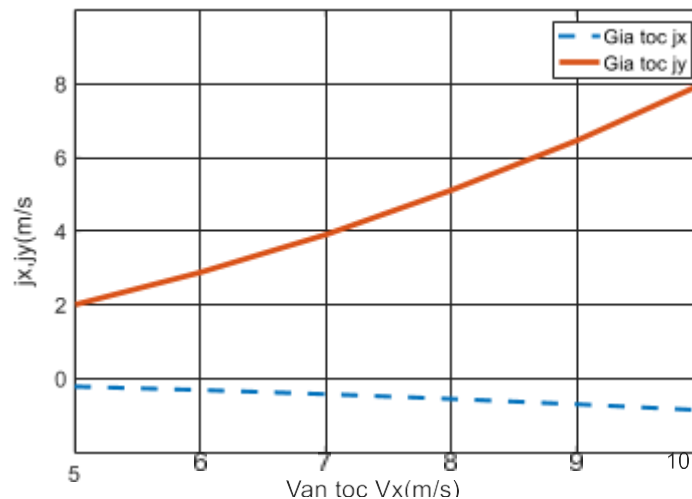
Một số kết quả tính toán lực bên được trình bày trên các hình từ 3.6 đến

3.17

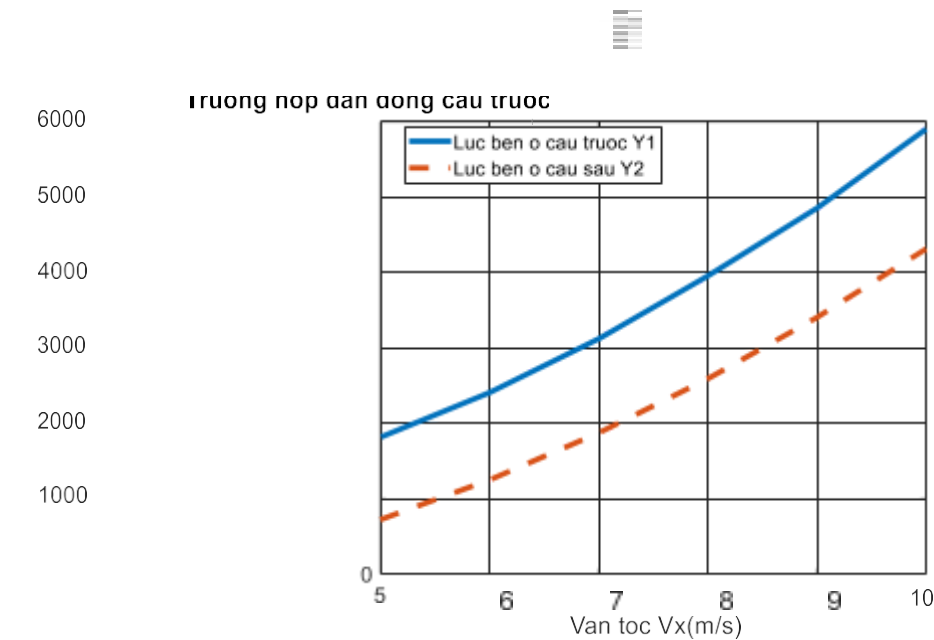
3.1.3.1. Ảnh hưởng của cầu chủ động đến lực bên ở các bánh xe ở các vận tốc chuyển động

10 Trên hình 3.16 trình bày kết quả tính toán sự phụ thuộc của gia tốc theo các phương x,y của trọng tâm ô tô vào vận tốc khi ô tô chuyển động quay vòng. Từ đồ thị cho thấy vận tốc càng lớn thì gia tốc chuyển động theo các phương càng lớn, tuy nhiên gia tốc theo phương y có giá trị lớn hơn nhiều so với gia tốc theo phương x.

-2

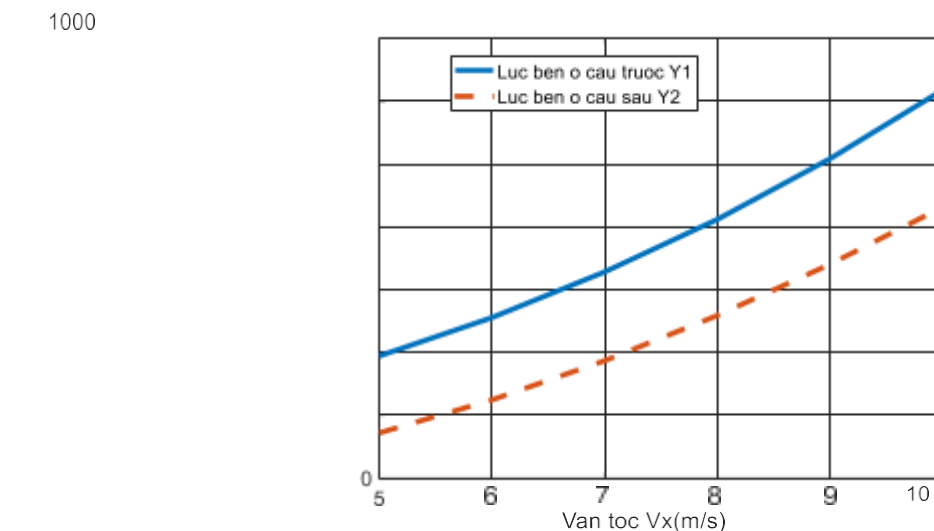


Hình 3.6 - Kết quả tính toán gia tốc của trọng tâm ô tô theo các phương

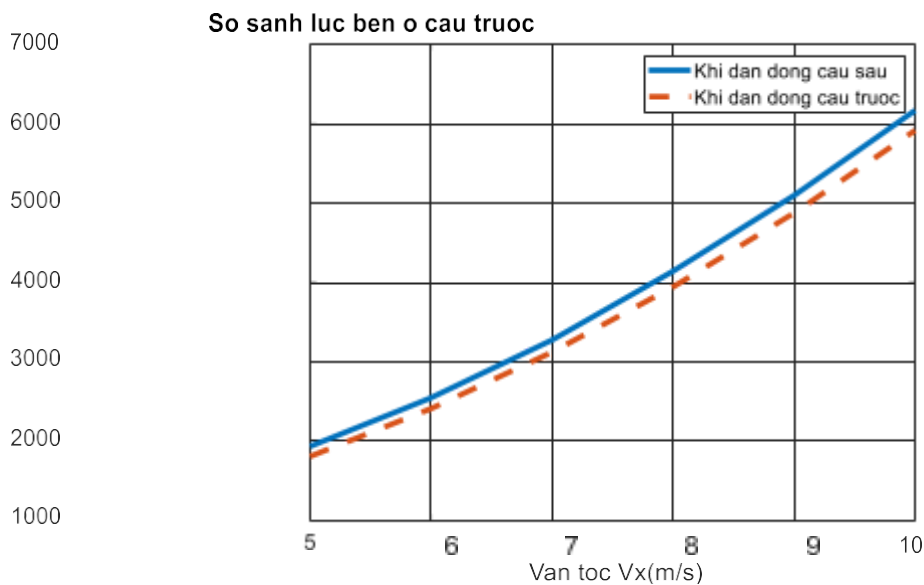


Hình 3.7 - Sự phụ thuộc của lực bên ở các cầu xe theo vận tốc của ô tô khi quay vòng đối với ô tô 4x2 có cầu trước chủ động

Phân tích kết quả nhận được khi tính toán lực bên phát sinh ở các bánh xe cầu trước và cầu sau khi ô tô 4x2 chuyển động quay vòng với hai phương án dẫn động cầu trước chủ động (hình 3.7) và cầu sau chủ động (hình 3.8) cho thấy, giá trị lực bên sinh ra ở cầu trước lớn hơn so với cầu sau trong cả hai trường hợp. Giá trị lực bên sinh ra ở cầu sau đối với cả hai phương án dẫn động là như nhau.

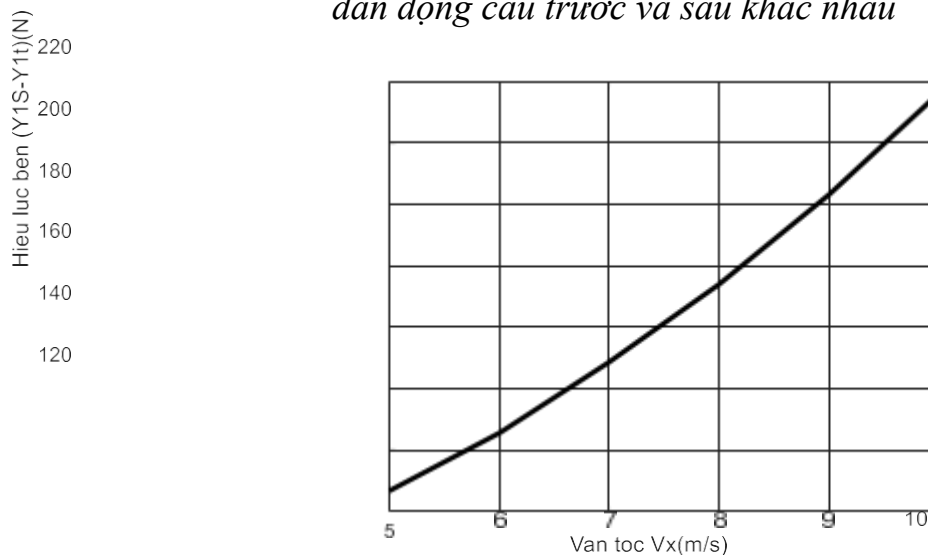


Hình 3.8 - Sự phụ thuộc của lực bên ở các cầu xe theo vận tốc của ô tô khi quay vòng đối với ô tô 4x2 có cầu sau chủ động



Su khac nhau cua luc ben sinh ra cau truoc

Hình 3.9 – So sánh lực bên tại cầu trước trong 2 trường hợp dẫn động cầu trước và sau khác nhau

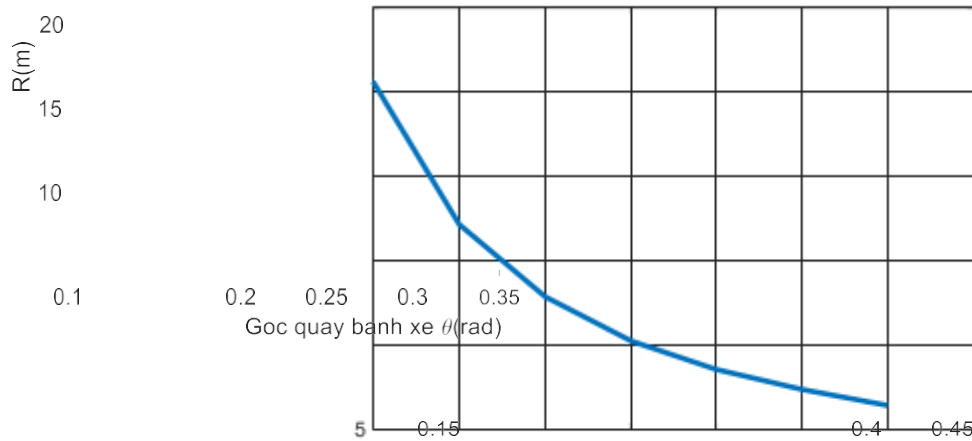


Hình 3.10 - Hiệu giá trị lực bên sinh ra ở cầu trước đối với phương án dẫn động cầu sau và phương án dẫn động cầu trước

Trên hình 3.9 và 3.10 trình bày kết quả so sánh lực bên sinh ra ở cầu trước khi ô tô chuyển động quay vòng trong hai trường hợp cầu trước chủ động và cầu sau chủ động. Phân tích đồ thị cho thấy, giá trị lực bên sinh ra trong trường hợp cầu trước chủ động nhỏ hơn so với trường hợp cầu sau chủ động, giá trị chênh lệch này càng lớn khi vận tốc chuyển động ô tô càng lớn.

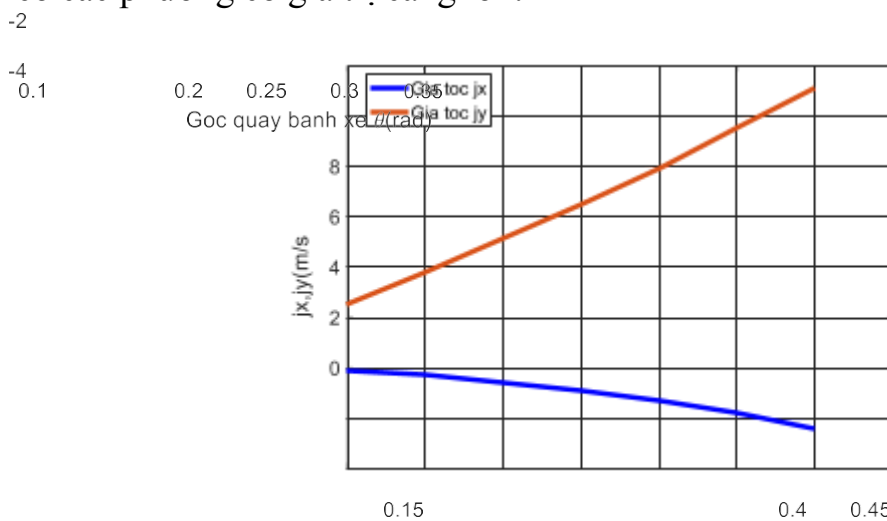


3.1.3.2. **Bán kính quay vòng (m)**
Ảnh hưởng của cấu chủ động đến lực bên ở các bánh xe ở các góc quay bánh xe dẫn hướng khác nhau

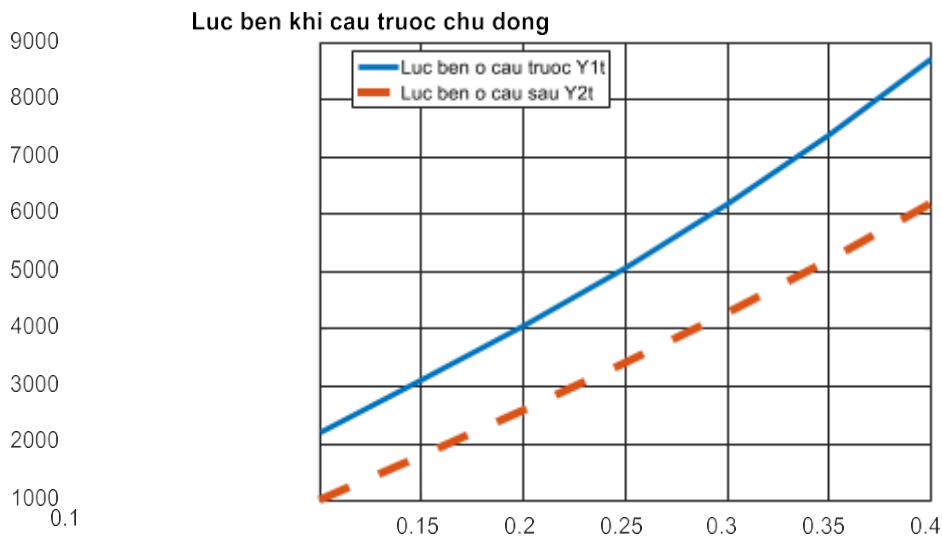


Hình 3.11 – Quan hệ giữa bán kính quay vòng với góc quay của bánh xe dẫn hướng

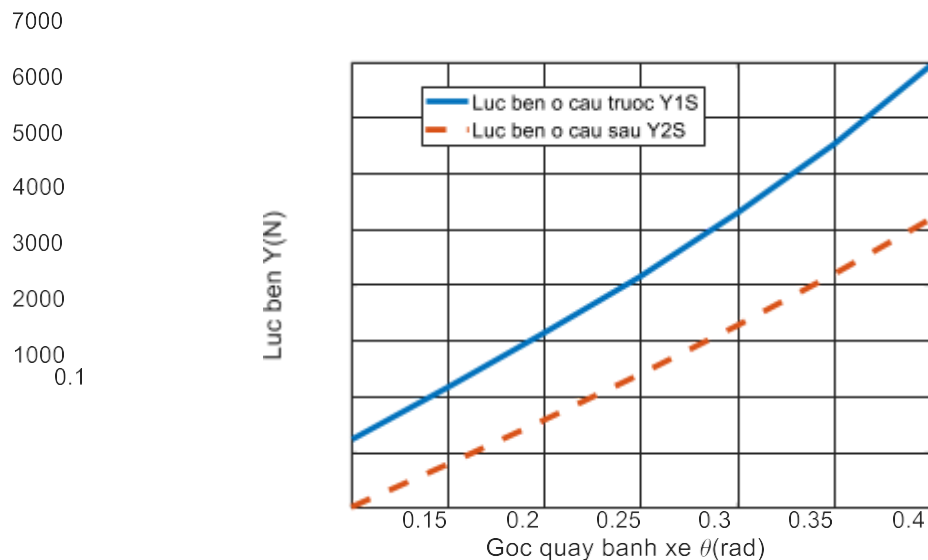
12 Trên hình 3.11 trình bày đồ thị phụ thuộc của bán kính quay vòng vào góc quay của bánh xe dẫn hướng, trên hình 3.12 là quan hệ giữa gia tốc chuyển động theo các phương với góc quay của bánh xe dẫn hướng. Phân tích đồ thị ta thấy, ở cùng một vận tốc chuyển động của ô tô, khi góc quay bánh xe dẫn hướng càng lớn thì bán kính quay vòng càng giảm và gia tốc chuyển động theo các phương có giá trị càng lớn.



Hình 3.12 – Sự phụ thuộc của gia tốc chuyển động theo các phương của trọng tâm ô tô vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng

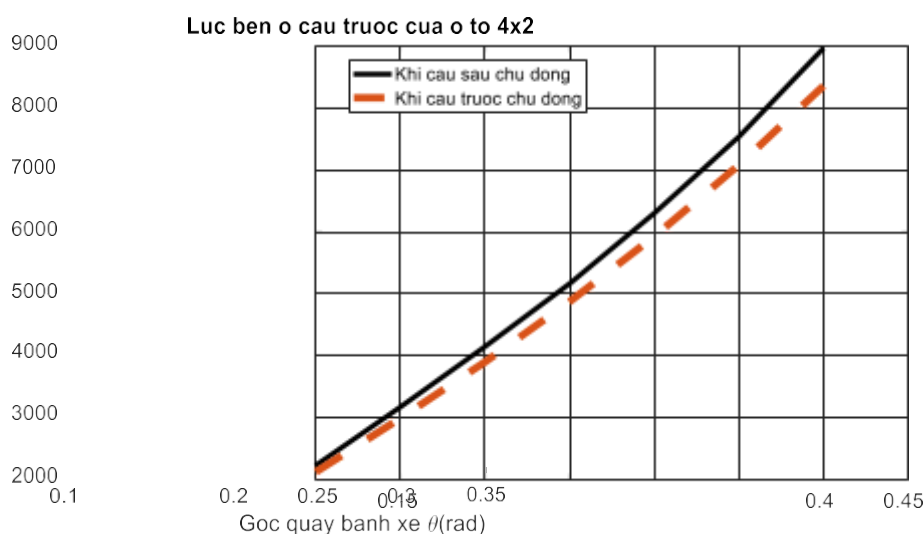


Hình 3.13 – Sự phụ thuộc của lực bên vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi cầu trước chủ động



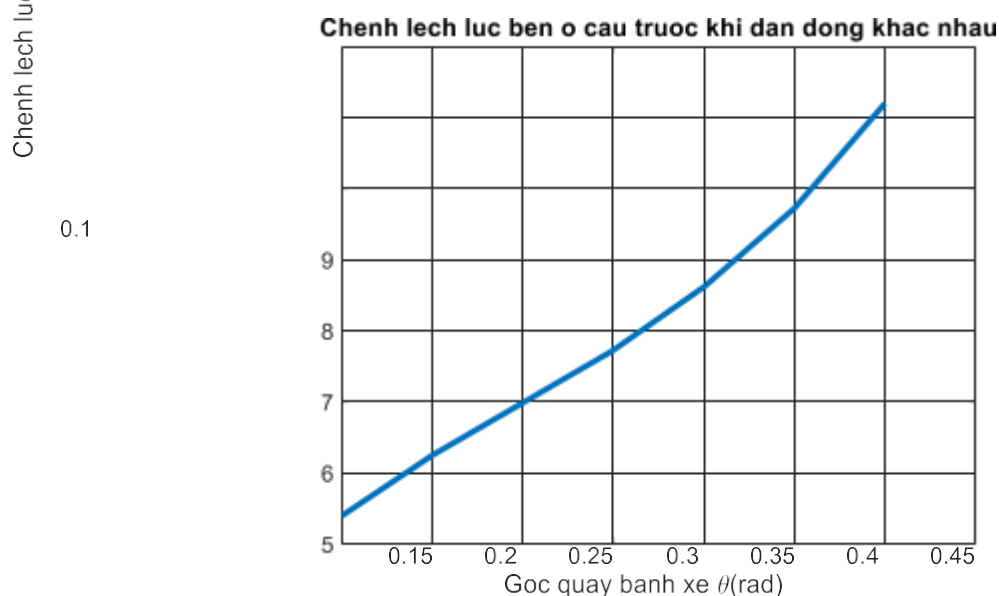
Hình 3.14 – Sự phụ thuộc của lực bên vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi cầu sau chủ động

Đồ thị hình 3.13 và 3.14 trình bày sự phụ thuộc của lực bên ở các bánh xe vào góc quay bánh xe dẫn hướng tương ứng với phương án cầu trước và cầu sau chủ động. Kết quả tính toán cho thấy giá trị lực bên ở cầu sau trong hai trường hợp như nhau, còn lực bên phát sinh ở cầu trước khi cầu sau chủ động có giá trị lớn hơn so với phương án cầu trước vừa chủ động vừa dẫn hướng.



Hình 3.15 – Sự phụ thuộc của lực bên tại cầu trước vào góc quay bánh xe dẫn hướng trong 2 trường hợp bố trí cầu chủ động phía trước và phía sau

12 Sự khác biệt về lực bên ở cầu trước ở hai phương án: khi ô tô dẫn động
cầu trước và khi ô tô dẫn động cầu sau được trình bày trên hình 3.15 và 3.16.
Từ đồ thị cho thấy sự khác biệt này tăng khi góc quay bánh xe dẫn hướng
càng lớn, độ chênh lệch lớn nhất là 11% ứng với góc quay bánh xe dẫn hướng
0,4 rad.

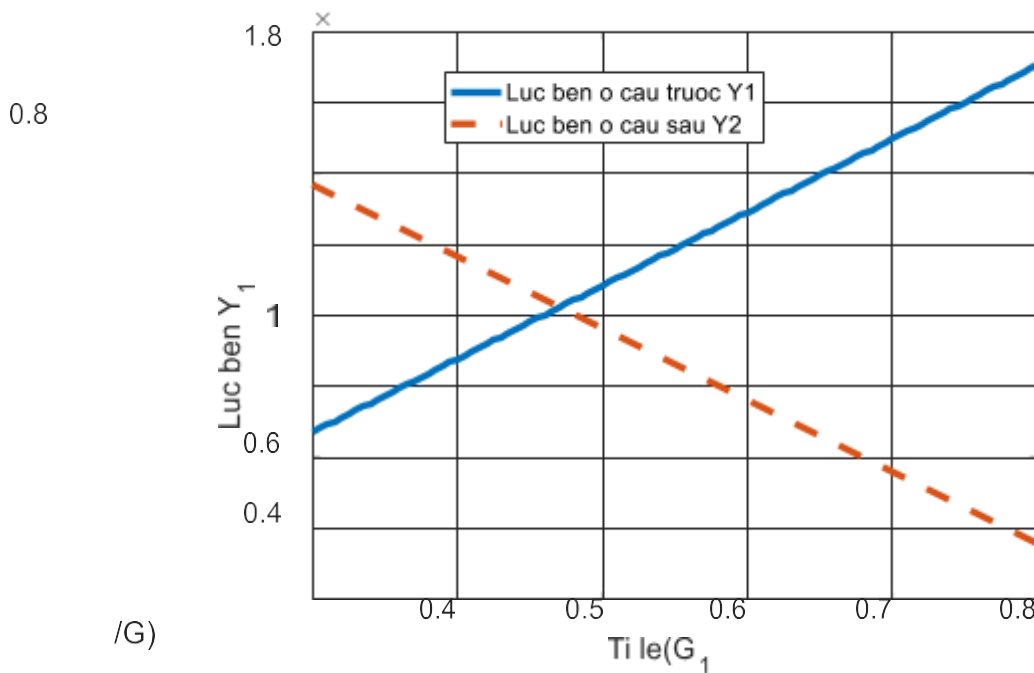


Hình 3.16 – Sự chênh lệch giá trị lực bên tại cầu trước trong hai trường hợp ô tô dẫn động cầu sau và ô tô dẫn động cầu trước ứng với góc quay bánh xe khác nhau

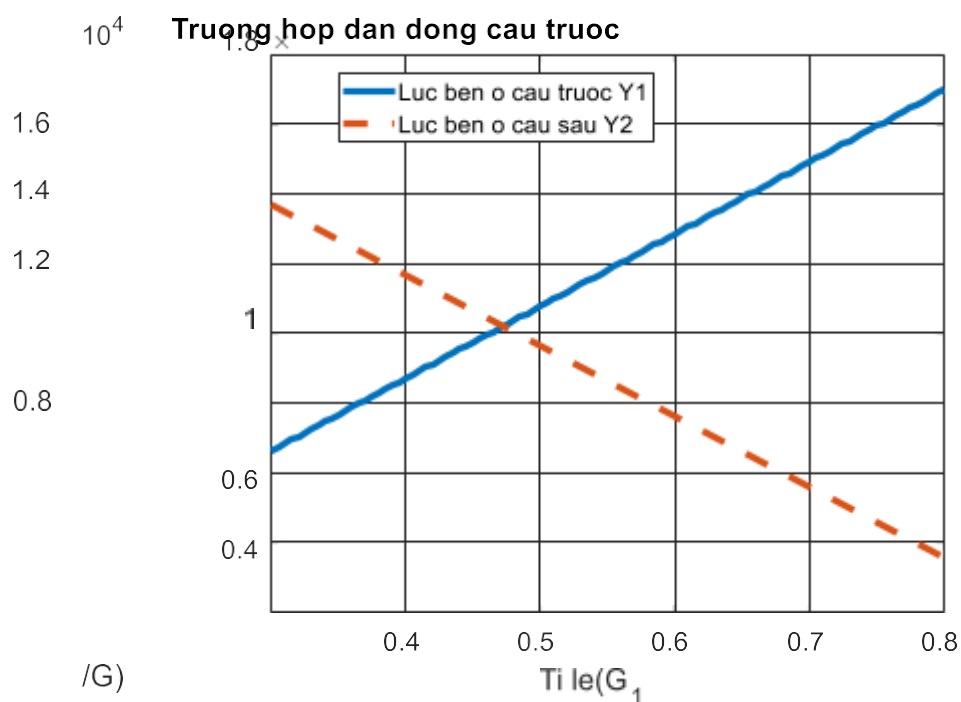
3.1.3.3. Ảnh hưởng của cầu chủ động đến lực bên ở các bánh xe ở các trường hợp phân bố tải giữa các cầu xe khác nhau

Để nghiên cứu sự phát sinh lực bên ở các bánh xe ứng với trường hợp phân bố tải khác nhau, tác giả tiến hành nghiên cứu đối với trường hợp ô tô chuyển động quay vòng với vận tốc 8m/s với góc quay bánh xe dẫn hướng 0.2 rad, tương ứng với sự phân bố tải lên cầu trước $G_1/G=0,3$ đến 0,8.

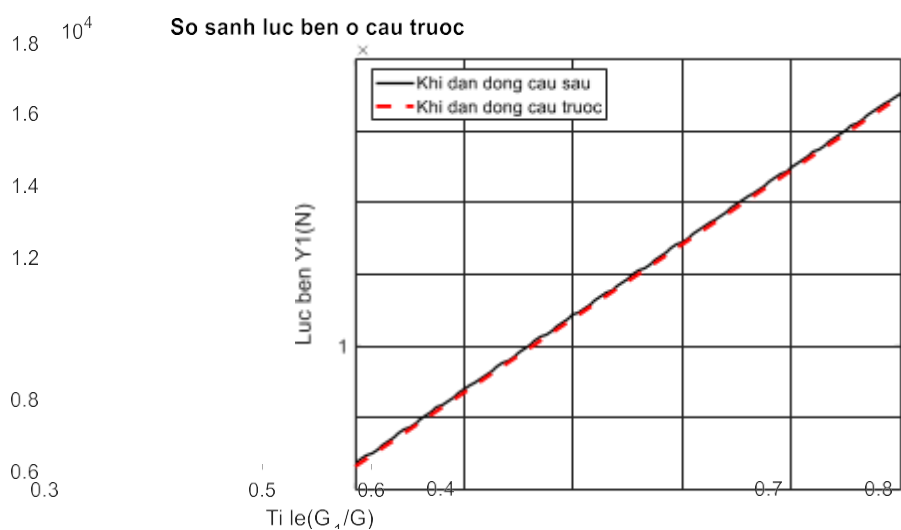
Các kết quả tính toán lực bên phát sinh tại các bánh xe chủ động khi ô tô dẫn động cầu sau (hình 3.17) và dẫn động cầu trước (hình 3.18) cho thấy giá trị lực bên phát sinh tại bánh xe tỉ lệ với tải trọng tác dụng lên bánh xe đó, tải trọng càng lớn lực bên phát sinh khi xe quay vòng càng lớn.



Hình 3.17 – Sự phụ thuộc của lực bên tại cầu trước và cầu sau vào phân bố tải khi ô tô có cầu sau chủ động



Hình 3.18– Sự phụ thuộc của lực bên tại cầu trước và cầu sau vào phân bố tải khi ô tô có cầu trước chủ động



Hình 3.19– So sánh lực bên ở cầu trước khi ô tô sử dụng phương án dẫn động khác nhau

Đồ thị hình 3.19 cho thấy lực bên phát sinh ở cầu trước khi ô tô dẫn động cầu trước nhỏ hơn so với trường hợp ô tô dẫn động cầu sau khi phân bố tải trọng thay đổi, tuy nhiên sự khác biệt này không lớn như trường hợp thay đổi vận tốc và góc quay vòng bánh xe dẫn hướng.



Như vậy:

Giá trị lực bên sinh ra ở các bánh xe phụ thuộc vào nhiều yếu tố trong đó có thể kể đến các yếu tố quan trọng nhất là: vận tốc chuyển động của ô tô, góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng và phân bố tải trọng tác dụng lên các cầu xe. Ở cùng một điều kiện làm việc nếu vận tốc chuyển động của ô tô càng lớn lực bên sinh ra càng lớn. Tương tự như vậy khi góc quay của bánh xe dẫn hướng càng lớn hoặc tải trọng tác dụng lên bánh xe càng lớn thì lực bên sinh ra khi ô tô chuyển động quay vòng càng lớn.

Lực bên sinh ra ở cầu sau của ô tô 2 cầu với công thức bánh xe 4x2 trong 2 trường hợp: ô tô dẫn động cầu trước và ô tô dẫn động cầu sau là như nhau. Còn lực bên sinh ra ở cầu trước của ô tô 2 cầu với công thức bánh xe 4x2 có cầu trước chủ động nhỏ hơn so với trường hợp ô tô có cầu sau chủ động, sự chênh lệch này không lớn, đối với trường hợp ô tô khảo sát trong luận văn này giá trị chênh lệch lớn nhất vào khoảng 12%.

3.2. Tính toán ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô 2 cầu khi chuyển động quay vòng

Từ 1.2.4.2 có thể thấy để đảm bảo ô tô có tính năng quay vòng đúng khi chuyển động quay vòng cần đảm bảo góc lệch bên ở các bánh xe trước và sau như nhau $\delta_1 = \delta_2$. Theo tài liệu [1], hệ số cân lệch của lớp xe phụ thuộc vào

kiểu lốp và xác định như sau:

Đối với xe tải $K_y = 250 - 750 \text{ N/độ}$

Đối với xe con $K_y = 1150 - 1650 \text{ N/độ}$

Từ công thức:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_{y1}} \quad ; \delta_2 = \frac{Y_2}{K_{y2}}$$

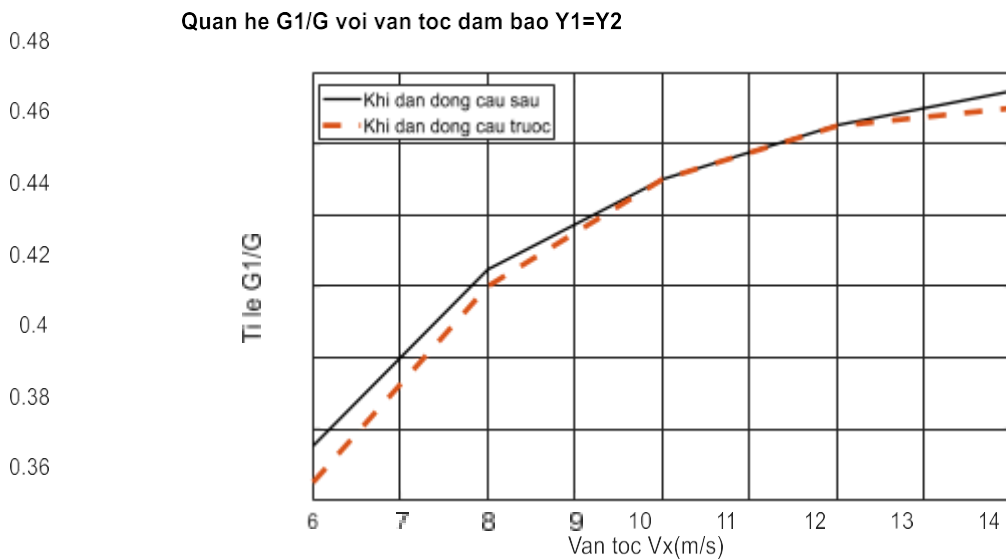
Nếu giả thiết hệ số cân lệch ở các bánh xe trước và sau là như nhau ($K_{y1} = K_{y2} = K_y$) ta có điều kiện để đảm bảo $\delta_1 = \delta_2$ là lực bên sinh ra ở bánh



xe cầu trước và cầu sau là như nhau $Y_1=Y_2$. Như vậy, ở đây để tìm điều kiện đảm bảo ô tô quay vòng đúng ta tìm điều kiện để:

$$Y_1=Y_2 \quad (3.29)$$

Các đồ thị biểu diễn quan hệ giữa lực bên với sự thay đổi vận tốc V (hình 3.8 - 3.9 và góc quay bánh xe dẫn hướng (hình 3.13-3.15) cho thấy ứng với mỗi giá trị phân bố tải trọng ở các cầu xe G_1, G_2 thì khi quay vòng nếu vận tốc chuyển động hoặc góc quay bánh xe dẫn hướng của ô tô 2 cầu tăng sẽ đều làm tăng giá trị lực bên sinh ra ở các bánh xe ở cả hai phương án cầu trước chủ động và cầu sau chủ động. Các đồ thị này đều không cho thấy rõ về giá trị tương quan giữa lực bên sinh ra ở cầu trước và cầu sau.



Hình 3.20 - Quan hệ giữa tỉ lệ G_1/G vào vận tốc khi $Y_1=Y_2$

Để so sánh giá trị lực bên ở cầu trước và cầu sau ô tô 2 cầu với phương án bố trí cầu chủ động khác nhau ta xem xét sự phụ thuộc của lực bên ở các bánh xe vào tỉ lệ phân bố tải trọng đã trình bày trong 3.1.3.3. Từ đồ thị hình 3.17 cho thấy, đối với ô tô 4x2 dẫn động cầu trước chuyển động với vận tốc $v=8\text{m/s}$ thì ứng với tỉ lệ phân bố khối lượng $G_1/G=0,475$ sẽ đảm bảo lực bên sinh ra ở cầu trước bằng với cầu sau. Còn trên hình 3.18 là trường hợp tính toán với ô tô dẫn động cầu sau, khi này tỉ lệ khối lượng G_1/G đảm bảo lực bên sinh ra ở cầu trước và cầu sau bằng nhau là $G_1/G=0,48$.

Như vậy, có thể thấy rằng ứng với mỗi vận tốc chuyển động khác nhau của ô tô sẽ có một giá trị phân bố tải trọng G_1/G tương ứng đảm bảo cho giá trị lực bên ở cầu trước bằng với cầu sau $Y_1=Y_2$. Do đó, tiến hành tính toán



với ô tô có các thông số như trong mục 3.1.3, khi thay đổi giá trị vận tốc ta tìm được các quan hệ G_1/G tương ứng với vận tốc của ô tô mà tại đó lực bên sinh ra ở cầu trước bằng với cầu sau trình bày trên hình 3.20. Đây cũng chính là quan hệ phân bố tải trọng để đảm bảo cho ô tô quay vòng đúng.

Phân tích các đồ thị cho thấy, việc bố trí cầu chủ động và phân bố khối lượng G_1/G giữa các cầu xe có ảnh hưởng đến tính năng quay vòng của ô tô 2 cầu. Kết quả tính toán nhận được đối với ô tô tham khảo trình bày trên hình 3.20 cho thấy với các giá trị vận tốc khác nhau và phương án sử dụng cầu chủ động khác nhau. Đối với ô tô có cầu trước chủ động, tỉ lệ phân bố khối lượng G_1/G để đảm bảo ô tô có tính năng quay vòng đúng ở các vận tốc khác nhau nhỏ hơn so với ô tô có cầu sau chủ động. Điều này có thể giải thích là đối với ô tô 2 cầu nếu có khối lượng phân bố ở cầu trước và cầu sau như nhau $G_1=G_2=0,5G$, khi chuyển động quay vòng giá trị lực bên sinh ra ở cầu trước sẽ lớn hơn cầu sau do lực quán tính ly tâm ở cầu trước lớn hơn. Đối với trường hợp xe có cầu trước chủ động, theo quan điểm về tính ổn định khi quay vòng nên bố trí khối lượng G_1 nhỏ hơn so với ô tô có cầu sau chủ động điều này giúp tránh cho việc ô tô bị quay vòng thiếu do hiện tượng văng đầu xe ra khỏi quỹ đạo chuyển động khi chuyển động theo quỹ đạo cong.

3.3. Kết luận

Trong chương này tác giả đã xây dựng được mô hình phẳng 1 vết dùng để tính toán lực bên sinh ra ở các bánh xe cầu trước và cầu sau trong hai trường hợp ô tô dẫn động cầu trước và ô tô có dẫn động cầu sau. Kết quả tính toán cho thấy giá trị lực bên ở cầu sau trong hai trường hợp như nhau, còn lực bên phát sinh ở cầu trước khi cầu sau chủ động có giá trị lớn hơn so với phương án cầu trước vừa chủ động vừa dẫn hướng. Đối với trường hợp xe có cầu trước chủ động, theo quan điểm về tính ổn định khi quay vòng nên bố trí khối lượng G_1 nhỏ hơn so với ô tô có cầu sau chủ động điều này giúp tránh cho việc ô tô bị quay vòng thiếu.



KẾT LUẬN VÀ NHỮNG KIẾN NGHỊ

Sau một thời gian nghiên cứu, với sự nỗ lực của bản thân và được sự hướng dẫn tận tình của thầy giáo **TS. Nguyễn Khắc Tuấn** cùng với sự giúp đỡ của các thầy cô trong Khoa Kỹ thuật Ô tô – Máy Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp-Đại học Thái Nguyên cùng với sự động viên khích lệ của bạn bè, đồng nghiệp, em đã hoàn thành cơ bản nội dung của luận văn thạc sĩ của mình. Luận văn đã đạt được một số kết quả sau đây:

- Xây dựng được mô hình nghiên cứu và xác định được điều kiện ổn định của ô tô 2 cầu với hai phương án bố trí cầu chủ động : cầu sau chủ động và cả hai cầu chủ động khi chuyển động trên đường có sự không đồng đều về hệ số bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường;

- Xây dựng được mô hình nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến khả năng phát sinh lực bên của ô tô 2 cầu với phương án bố trí cầu chủ động khác nhau trong trường hợp ô tô chuyển động quay vòng làm cơ sở cho việc nghiên cứu ổn định của ô tô 2 cầu khi quay vòng ;

- Dựa trên mô hình đã xây dựng, đã khảo sát được ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của một ô tô cụ thể trong hai trường hợp : chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau và chuyển động quay vòng.

Tuy nhiên, luận văn còn một số hạn chế hy vọng trong tương lai sẽ hoàn thiện theo các hướng sau đây:

- Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực nhiều cầu chủ động đến tính ổn định hướng chuyển động của ô tô.

- Xây dựng mô hình nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến tính ổn định của ô tô có xét đến yếu tố tác động của người lái điều kiện ngoại cảnh, biến dạng phi tuyến của lốp, lực gió bên....



TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Nguyễn Khắc Trai (1997), *Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô*, NXB GTVT Hà Nội.
2. Nguyễn Hữu Cẩn, Phạm Minh Thái, Lê Thị Vàng, Dư Quốc Thịnh, Nguyễn Văn Tài (2002), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB KHKT Hà Nội.
3. Nguyễn Khắc Trai và các cộng sự (2009), *Kết cấu ô tô*, NXB ĐHBK Hà Nội.
4. Vũ Đức Lập (2001), *Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự*, Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
5. Võ Văn Hường (2008), *Bài giảng kết cấu Ô tô*, Trường ĐHBK Hà Nội.
6. Võ Văn Hường (2012), *Bài giảng lý thuyết ô tô dành cho cao học*, Trường ĐHBK Hà Nội.
7. Nguyễn Phùng Quang (2004), *Matlab và Simulink*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
8. Đặng Đình Hiên(2007), *Khảo sát động lực học và quỹ đạo chuyển động của xe UAZ-469 khi phanh*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Nông nghiệp I, Hà Nội.
9. Nguyễn Thành Công(2009), *Nghiên cứu ứng dụng Logic mờ trong điều khiển chuyển động ổn định của ô tô*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà nội.
10. Lê Thanh Hải(2009) *Thiết lập mô đun tính toán mô hình lớp phi tuyến nhằm giải bài toán quỹ đạo chuyển động của ô tô*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà nội.



11. Hoàng Tùng Nghĩa, Hoàng Thăng Bình(2016), Xác định vận tốc nguy hiểm của ô tô khi quay vòng bằng phần mềm Carsim, *Tạp chí Giao thông Vận tải, phân trao đổi*.
12. Nguyễn Ngọc Tú (2016), *Nghiên cứu tính ổn định của ô tô kéo mooc*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà nội.
13. Tạ Tuấn Hưng (2017), *Nghiên cứu giới hạn ổn định lật ngang của đoàn xe sơ mi rơ mooc khi quay vòng ổn định*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà nội.

Tiếng Anh

14. Jamie Gertsch, Oliver Eichelhard (2003), *Simulation of Dynamic Rollover Threshold for Heavy Trucks*, Daimler Chrysler Research and Technology North America, USA.
15. Lin Hu, Shengyong Fang and Jia Yang (2014), *Study of the Vehicle Controllability and Stability*, *the Open Mechanical Engineering Journal*, 8, pp. 865-871.
16. Ekalak Prompakdee, Pornporm Boonporm and Supakit Rooppakhun(2016), The Influence of Weight Distribution on the Handling Characteristics of Intercity Bus under Steady State Vehicle Cornering Condition, *MATEC Web of Conferences* 81,04014 .
17. Wang Deping et al (1999), A Study on Stability Control Simulation of Motor Vehicle Dynamics, *Automotive Technology* , 3, pp.134-138.
18. H. Mazumder et al (2013), Performance analysis of EV for different mass distributions to ensure safe handling, *Energy Procedia* 14, pp.949-954
19. Gibson JJ, Crooks LE (1938), A theoretical field-analysis of automobile- driving, *Am J Psychol*, 11(3), pp.453–471.



20. McRuer D (1980), Human dynamics in man-machine systems, *J IFAC* 16, pp.237–253.

Tiếng Nga

21. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колёсных машин, 2010.

22. Д.Р. Эллис (1975), Управляемость автомобиля, М. «Машиностроение», 216 с.

23. Тарасик В.П.(2006), Теория движения автомобиля, СПб. БХВ-Петербург.

24. Баулина Е.Е. и др (2012). «К вопросу исследования устойчивости и управляемости гибридного автомобиля с изменяемым в процессе движения типом привода», Известия МГТУ МАМИ. С. 29-37.

25. В.Н. Кравец, Р.А. Мусарский (2015), «Влияние конструктивных факторов на управляемость и устойчивость автобуса» , Известия ВолгГТУ, с. 32-38.

26. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. - М.: Машгиз, 1949. - 143 с.

27. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. - М.: Машиностроение, 1971. - 416 с.

28. М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ, Н.С. Корчан, к.ю.н., зав. лабораторией, ХНИИСЭ, Д.М. Клец, аспирант, ХНАДУ
Устойчивость автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления колес с дорогой .

THÔNG TIN HỎI ĐÁP:

*Bạn còn nhiều thắc mắc hoặc muốn tìm kiếm thêm nhiều tài liệu luận văn mới mẽ khác của Trung tâm [Best4Team](#) ,
Liên hệ [dịch vụ viết thuê luận văn](#)
Hoặc qua SĐT Zalo: 091.552.1220 hoặc email: best4team.com@gmail.com để hỗ trợ ngay nhé!*